

И.И.МАКАРОВ, А.С.СОКОЛОВ, С.Г.ШУЛЬМАН

А.Т.

Моделирование
гидротермических
процессов
водохранилищ-
охладителей
ТЭС и АЭС

13 APR 1986

18857т



Москва Энергоатомиздат 1986

188547

Макаров И.И., Соколов А.С., Шульман С.Г. Моделирование гидротермических процессов водохранилищ-охладителей ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1986. 184 с.

Излагаются основы методов расчета и моделирования гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях ТЭС и АЭС. Описываются особенности формирования гидротермических процессов при сбросе подогретой воды в водоемы, приводятся основные математические методы расчета и способы численной реализации задач гидротермики с использованием ЭВМ, излагаются основы физического моделирования гидротермических процессов, дается постановка задач идентификации моделей гидротермики. Приводятся примеры исследований конкретных объектов.

Рассчитана на научных работников и инженеров-проектировщиков энергетических специальностей.

Табл. 10. Ил. 68. Библиогр.

Рецензент И.А. Шеренков

РУССКИЙ АТОМ
БИБЛИОТЕКА

М 330100000-564 281-86
051 (01)-86

© Энергоатомиздат, 1986

ПРЕДИСЛОВИЕ

Энергетическая программа СССР предусматривает дальнейшее интенсивное развитие тепловой и ядерной энергетики, что требует повышения эффективности и надежности функционирования всех элементов тепловых и атомных электростанций. Одним из элементов, оказывающих существенное влияние на работу ТЭС и АЭС в процессе эксплуатации, является система охлаждения.

Повышение температуры воды, поступающей на конденсаторы турбин, на 1 °С по сравнению с расчетной для ТЭС мощностью 4 млн. кВт вызывает перерасход топлива примерно на 25 тыс. т в год. Поэтому при проектировании системы охлаждения тепловой или атомной электростанции ее гидротермический режим должен быть определен достаточно точно: завышение параметров системы охлаждения ведет к неоправданному увеличению стоимости сооружений, а занижение — к недостаточному охлаждению и, как следствие, к большим эксплуатационным затратам.

Для большинства существующих тепловых и атомных электростанций в качестве охладителей используются водохранилища естественного и искусственного происхождения, причем в ближайшее время роль водохранилищ-охладителей в охлаждении воды, сбрасываемой ТЭС и АЭС будет возрастать.

При использовании водоемов и водотоков в качестве водохранилищ-охладителей возникает комплекс инженерных, гидрологических, экономических и экологических проблем, для решения которых необходимо уметь прогнозировать и регулировать их гидротермический режим. Это вызвано необходимостью, прежде всего, обеспечить надежный отбор воды с достаточно низкой температурой для охлаждения конденсаторов турбин электростанции, а также удовлетворить требования охраны окружающей среды от теплового загрязнения, что особенно существенно при комплексном использовании водоемов.

Гидротермический режим водохранилищ-охладителей определяется влиянием большого числа как природных, неуправляемых факторов (морфология водоема, воздействие ветра, конвективный тепло- и массообмен, солнечная радиация и т.п.), так и факторов, которые можно в определенной мере регулировать в нужном направлении (количество сбрасываемой в водоем теплой воды, расположение и режим работы водозаборных и водовыпускных сооружений и т.д.).

Первые исследования водохранилищ-охладителей тепловых электростанций были выполнены в 30-х годах Н.М. Бернадским и Б.В. Проску-

ряковым на основе приближенного расчетного метода (гидродинамическая задача решалась независимо от тепловой, не учитывалась стратификация и т.д.). В связи с быстрым развитием тепловой и ядерной энергетики в последние десятилетия методы прогнозирования гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях получили дальнейшее развитие, оформившись в самостоятельную разветвленную область, базирующуюся на достижениях механики жидкости, теории теплопереноса, гидрологии, метеорологии, численных методов расчета и других смежных дисциплин.

При изучении гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях (также как при исследовании других сложных естественных и искусственных объектов) применяются, как известно, методы математического моделирования (с использованием современных ЭВМ), методы физического моделирования, а также используются результаты натурных наблюдений на объектах.

В настоящее время для изучения гидротермического режима в водохранилищах-охладителях в зависимости от целей исследования, особенностей водоема, схемы технического водоснабжения электростанции, объема исходной информации и других факторов используются самые разнообразные математические модели процесса, основанные на различных вариантах уравнений механики жидкости и теплопереноса. Важную роль играет также физическое моделирование гидротермических процессов водохранилищ-охладителей, на основе которого разработаны расчетно-экспериментальные методы прогнозирования температурного режима (например, метод ВНИИГ). Результаты натурных наблюдений используются обычно для апробации исходных физических предпосылок и соответствующих математических моделей, а также для определения модельных параметров.

Различным аспектам изучения гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях (постановке задачи, методам расчета и физического моделирования, натурным исследованиям, опыту проектирования и эксплуатации водоемов и т.д.) посвящены многочисленные работы А.Г. Аверкиева, А.В. Безызвестных, А.П. Браславского, О.Ф. Васильева, Г.В. Востржела, В.Н. Дерябина, В.Е. Еременко, В.И. Квона, В.А. Кисина, В.М. Лятхера, И.И. Макарова, А.Н. Милитеева, А.П. Нетюхайло, И.К. Никитина, А.М. Прудовского, Б.С. Фарфоровского, В.Б. Фарфоровского, Т.Н. Филатовой, И.А. Шеренкова, А. Вады, Г. Джирки, Дж. Коннора, К. Стольценбаха, Д. Харлемана, Д. Янга и др.

Вместе с тем, несмотря на большое число журнальных публикаций, пока не появилось монографии, всесторонне отражающей состояние рассматриваемого вопроса.

В настоящей книге предпринята попытка осветить отечественный и зарубежный опыт прогнозирования гидротермического режима водохранилищ-охладителей с позиций современного подхода к решению данной проблемы. При этом авторы стремились затронуть все важнейшие аспекты

исследования гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях.

В первой главе, носящей вводный характер, описываются особенности формирования гидротермического режима при сбросе подогретой воды в водоемы и водотоки, которые в значительной степени определяют характер изучаемых задач.

Далее (гл. 2) рассматриваются основные математические модели гидротермических процессов в водохранилищах (служащие основой для численного и физического моделирования) и приводятся методы и примеры численной реализации.

В гл. 3 подробно излагаются различные приближенные методы расчета, широко применяемые в практике исследований.

Так как при решении задач гидродинамики и теплопереноса важное значение имеет корректное задание входящих в уравнения параметров (коэффициентов турбулентного обмена, дисперсии и т.п.), в гл. 4 ставятся задачи идентификации для основных математических моделей гидротермических процессов и приводятся примеры их решения.

Развитие методов численного моделирования не снижает роли лабораторных исследований (физического моделирования) гидротермических процессов — поэтому в гл. 5 излагаются основы физического моделирования изучаемых явлений и описывается методика эксперимента на крупномасштабных моделях водоемов.

Гл. 6 посвящена вопросам прогнозирования температурного режима водоемов энергокомплексов, гидротермические процессы которых отличаются некоторыми характерными особенностями.

В заключение обсуждаются постановка и схемы решения некоторых задач оптимизации гидротермического режима водохранилищ-охладителей (гл. 7).

При написании предлагаемой читателю книги использовались данные, приведенные в советской и зарубежной литературе последних лет, а также материалы, полученные авторами во ВНИИГ имени Б.Е. Веденеева при исследовании водохранилищ-охладителей действующих и проектируемых тепловых и атомных электростанций — Змиевской, Углегорской, Березовской, Чернобыльской, Южно-Украинской и многих других.

Изложение иллюстрируется примерами решения методических задач и исследования конкретных водохранилищ-охладителей ТЭС, АЭС и энергокомплексов.

Авторы признательны профессору, доктору технических наук И.А. Шеренкову за ряд ценных замечаний, учтенных в процессе работы над книгой.

Замечания и пожелания авторы просят направлять по адресу: 113114 Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ФОРМИРОВАНИЕ ГИДРОТЕРМИЧЕСКОГО РЕЖИМА В ВОДОТОКАХ И ВОДОЕМАХ ПРИ ВЫПУСКЕ ПОДОГРЕТОЙ ВОДЫ

1.1. СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ГИДРОТЕРМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ВЫПУСКЕ ПОДОГРЕТЫХ ВОД В ВОДОТОКИ И ВОДОЕМЫ

Гидротермический режим в водотоках и водоемах формируется под влиянием как природных неуправляемых факторов (солнечная радиация, испарение, конвективный теплообмен, ветер, морфологические особенности водоема), так и факторов, которыми можно управлять (количество забираемой и сбрасываемой подогретой воды, условия водовыпуска и водозабора, степень подогрева воды и т.д.). При выпуске большого количества подогретой воды в водоемах и водотоках, как правило, возникают стратифицированные течения, которые существенно отличаются от течений при изотермическом режиме. Знание особенностей формирования стратифицированных течений позволяет целенаправленно подойти к их регулированию и в итоге к регулированию температурного, химического и биологического режимов.

Поскольку изучением формирования и регулирования стратифицированных течений при выпуске подогретой воды детально начали заниматься сравнительно недавно, целый ряд вопросов еще исследован недостаточно.

Рассмотрим возможные схемы формирования стратифицированных течений и мероприятия по их регулированию при выпуске подогретой воды в реки и проточные водоемы, водохранилища-охладители, крупные и глубоководные озера и водохранилища, а также прибрежные участки морей.

В реках и сильно проточных водоемах в зависимости от морфологических, гидрологических особенностей, объема водоотбора и водосброса, степени нагрева воды, конструктивных особенностей водозаборных и водовыпускных сооружений могут возникнуть различные схемы формирования течений (рис. 1.1).

С х е м а I. Выпускаемая подогретая вода после перемешивания ее на небольшом участке у водовыпуска распространяется ниже водовыпуска в виде компактной струи, взаимодействующей с речной водой. При определенных условиях подогретая вода может распространиться только в верхнем слое (а), в других случаях по всей глубине (б). Вследствие турбулентного водообмена и охлаждения воды на определенной длине водотока происходит выравнивание температур.

С х е м а II. При определенных гидротермических условиях выпускаемая подогретая вода после перемешивания распространяется ниже водовыпуска по всей ширине водотока в верхних слоях (а) или по всему поперечному сечению (б).

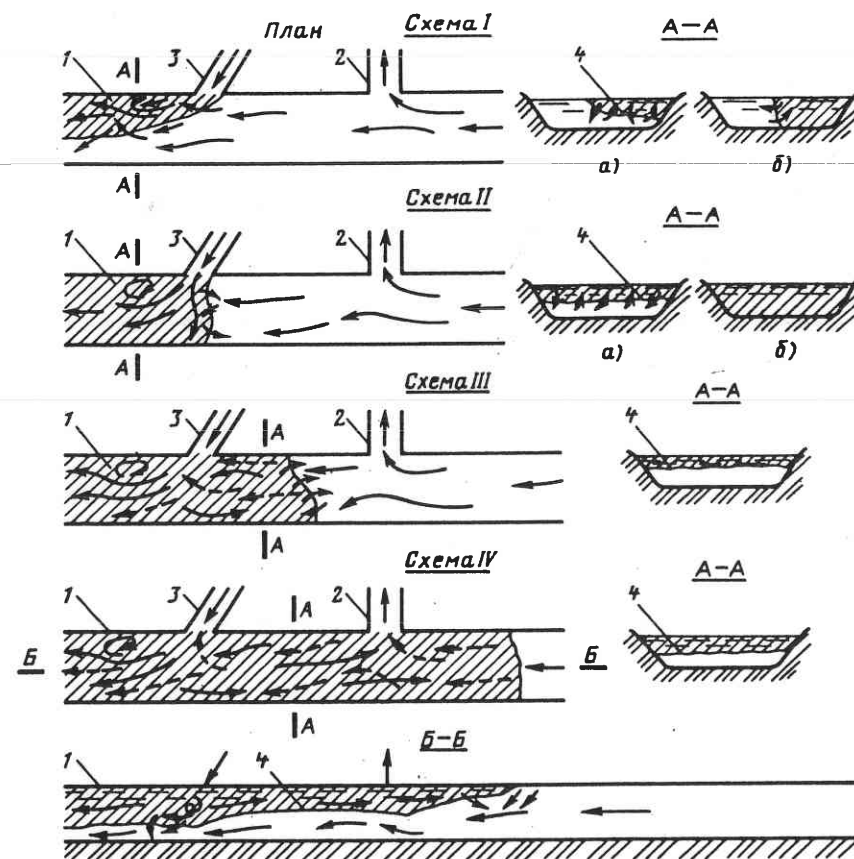


Рис. 1.1 Схемы формирования стратифицированных течений в реках и проточных водоемах:

заштрихованная площадь – распространение сбрасываемой подогретой воды в реке; 1 – река; 2 – водозабор; 3 – водовыпуск; 4 – поверхность раздела

С х е м а III. В случае, когда кинетической энергии речного потока недостаточно для отгона подогретой воды ниже водовыпуска, подогретая вода будет распространяться в верхнем слое выше водовыпуска, не доходя до водозабора. Образуется клин теплой воды, который взаимодействует с речным потоком через поверхность раздела. На этом участке водотока возникает устойчивая двухслойная температурная стратификация.

С х е м а IV. В случае, когда расход водотока недостаточен для обеспечения водоснабжения ТЭС по прямоточной схеме, водоснабжение будет осуществляться на смеси речной и подогретой воды. Между водовыпуском и водозабором возникают устойчивые противоположно направленные

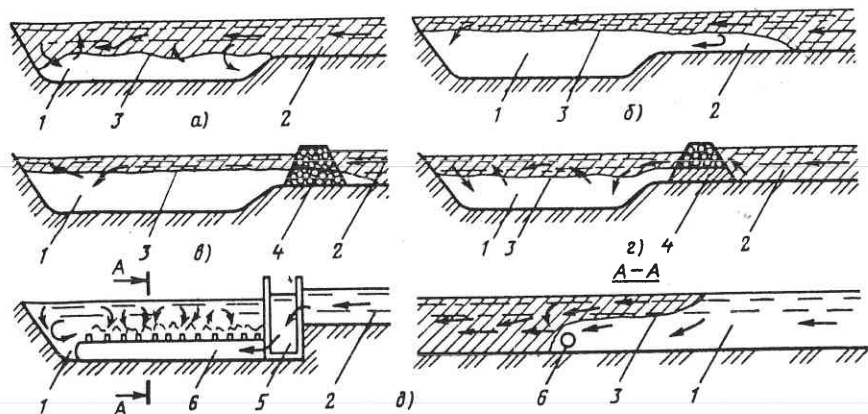


Рис. 1.2. Гидравлические процессы на водовыпуске:

a, б – открытый канал; *в, г* – открытый канал со струераспределительной фильтрующей дамбой; *д* – выпуск через дырчатый трубопровод; *1* – река; *2* – водовыпускной канал; *3* – поверхность раздела; *4* – струераспределительная фильтрующая дамба; *5* – береговой колодец; *6* – дырчатый трубопровод

ные стратифицированные течения. При определенных гидравлических условиях часть подогретой воды будет распространяться (выклиниваться) в верхнем слое выше водозабора.

В рассматриваемых случаях регулирование стратифицированных течений помимо устройства различного рода сооружений непосредственно в водотоке можно осуществить путем обеспечения соответствующего гидравлического режима на водовыпуске и водозаборе.

Выпуск подогретой воды в водоток чаще всего осуществляется открытым каналом (рис. 1.2). В зависимости от гидравлических условий работы канала можно выделить два режима. При первом режиме сбрасываемая вода движется в канале по всей глубине (рис. 1.2, *a*). Перемешивание подогретой воды с речной происходит в водотоке сразу за водовыпуском. Второй режим характеризуется тем, что в нижние слои канала внедряется речная вода (рис. 1.2, *б*). При таком режиме существенно уменьшается интенсивность перемешивания подогретой воды с речной. Обеспечение того или иного режима на водовыпуске диктуется требованиями охраны водной среды от загрязнения и задачами водоснабжения ТЭС. Так, при открытом водозаборе подогретую воду целесообразно интенсивнее перемешать в зоне водовыпуска, чтобы увеличить отбор речной воды; при глубинном водозаборе (см., например, [1]) целесообразно создать второй режим для обеспечения надежного отбора речной воды из нижнего слоя.

Регулирование стратифицированных течений может быть осуществлено при помощи струераспределительных сооружений (например, фильтрующей дамбы на рис. 1.2, *в* и *г*), расположенных в конце отводящего кана-

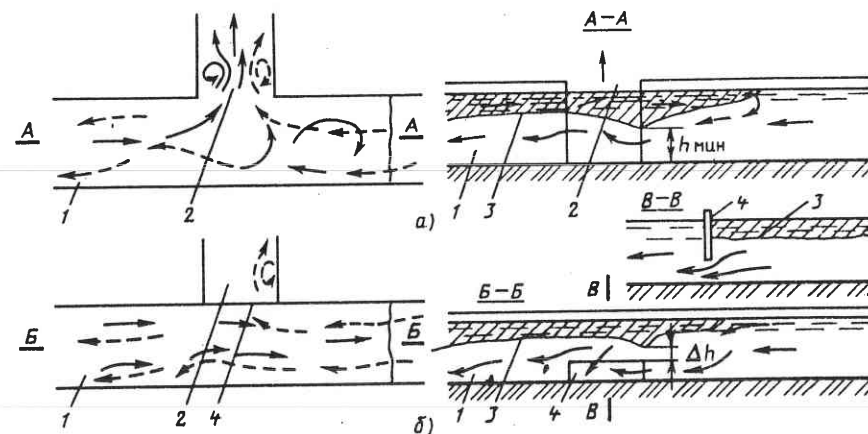


Рис. 1.3. Гидравлические процессы на водозаборе:

a – открытый канал (ковш); *б* – глубинный водозабор; *1* – река; *2* – водозабор; *3* – поверхность раздела; *4* – забральная стенка

ла. При выпуске подогретой воды через фильтрующую дамбу могут возникнуть такие же гидравлические условия, как и в открытом канале.

Когда возникает необходимость интенсивно перемешать подогретую воду с речной, выпуск воды можно осуществить через дырчатые трубопроводы, которые располагаются на дне водотока (рис. 1.2, *д*). В этом случае при определенных гидравлических условиях перемешанная вода с более высокой температурой, чем речная, может распространиться также выше водовыпуска в виде клина.

Гидравлические процессы в открытом водозаборном канале или ковше (рис. 1.3, *a*) отличаются большой сложностью. При устойчивой температурной стратификации на входе в канал образуются пространственные водоворотные области как в верхнем, так и в нижнем слоях. При непрерывном боковом отборе воды поверхность раздела между слоями в зоне водозабора деформируется. Имеются участки, где толщина верхнего слоя достигает максимума. Так, при выклинивании подогретой воды выше водозабора толщина речного потока под клином водозабора уменьшается до $h_{\text{мин}}$ (самая большая толщина верхнего слоя), затем вследствие бокового отбора воды происходит восстановление потенциальной энергии и толщина речного потока увеличивается.

При расходах водотока, обеспечивающих прямоточное водоснабжение ТЭС, с целью исключить рециркуляцию подогретой воды, в начале канала устраивается забральная стенка, с помощью которой можно осуществить глубинный отбор речной воды (рис. 1.3, *б*). Для исключения подсоса воды из верхнего слоя забральная стенка должна быть заглублена на определенную величину Δh от самой низкой точки поверхности раздела.

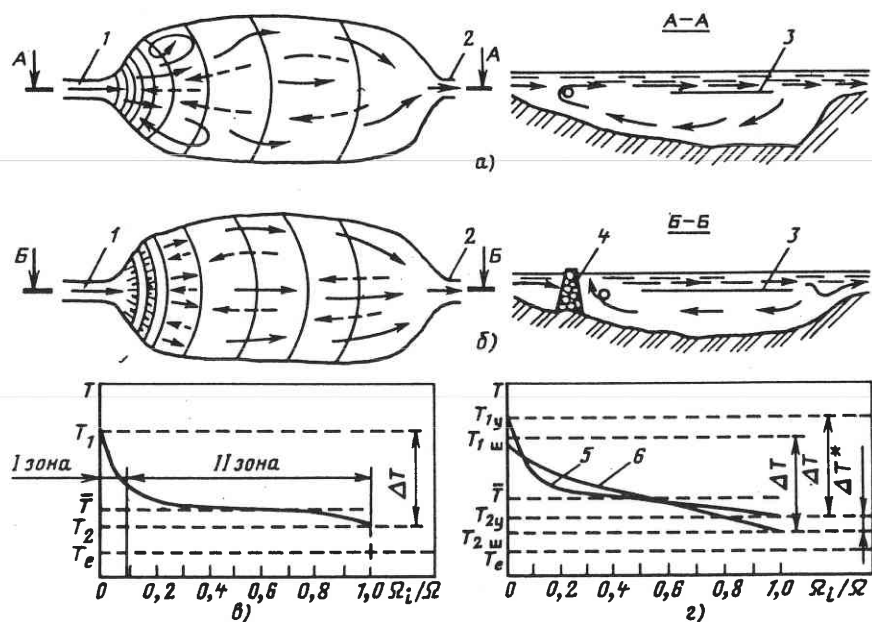


Рис. 1.4. Гидравлические процессы в непроточных полностью нагруженных водохранилищах-охладителях:

a — узкий выпуск с большими скоростями; *б* — широкий выпуск с небольшими скоростями; *в* — типичный график изменения температуры воды в поверхностном слое; *г* — графики изменения температуры воды в поверхностном слое при узком и широком выпуске; 1 — водовыпуск; 2 — водозабор; 3 — поверхность раздела; 4 — струераспределительная дамба; 5 — кривая падения температуры при узком выпуске; 6 — кривая падения температуры при широком выпуске; T_1 — температура на водовыпуске; T_2 — температура на водозаборе; \bar{T} — средняя температура водоема; T_e — естественная температура; T_{1y} и $T_{1ш}$ — температуры соответственно при узком и широком выпуске; Ω_1 — площадь до изотермы с температурой T_1 ; Ω — общая площадь водоема

Гидравлические процессы в полностью нагруженных водохранилищах-охладителях, характеризующихся тем, что температура воды во всех точках водоема выше естественной температуры воды, иллюстрируются рис. 1.4. В результате проведенных лабораторных и натурных исследований было установлено, что при выпуске подогретой воды в водохранилище на начальном небольшом его участке (зона I на рис. 1.4, в) происходит резкое снижение температуры воды в поверхностном слое, за счет перемешивания сбрасываемой воды с охлажденными массами воды. В зависимости от гидравлических условий на водовыпуске, морфологических особенностей и глубины водохранилища в нем возникают разнообразные сложные пространственные течения с образованием компактных транзит-

ных струй и водоворотных областей. Помимо этих процессов вследствие охлаждения воды образуются противоположно направленные стратифицированные течения. Охлажденная вода движется в нижних слоях в сторону водовыпускного сооружения, перемешивается со сбрасываемой водой, и эта смесь распространяется в верхних слоях по водохранилищу от водовыпуска.

Интенсивность стратифицированных течений во многом определяется интенсивностью процессов охлаждения и конструктивными особенностями водовыпускного сооружения.

Учитывая особенности формирования в водохранилищах-охладителях стратифицированных течений, можно существенно приблизить водозабор к водовыпуску, не снижая охлаждающую способность водохранилища. Водоотбор осуществляется из нижних охлажденных слоев с помощью специальных водозаборных сооружений, на входе которых должны быть обеспечены гидравлические условия, исключающие подсос теплой воды из верхнего слоя.

Интенсивность охлаждения воды в водохранилище можно регулировать путем создания соответствующих гидравлических режимов на водовыпуске. При выпуске подогретой воды узким фронтом с большими скоростями (рис. 1.4, а) происходит интенсивное перемешивание воды на небольшом начальном участке, и в результате этого температура воды в верхнем слое водохранилища, через который происходит теплообмен с воздухом, будет ниже, чем при выпуске воды с небольшими скоростями широким фронтом (рис. 1.4, б). Полностью исключить перемешивание воды на начальном участке водохранилища-охладителя не представляется возможным, так как перемешивание воды является неизбежным следствием образования противоположно направленных стратифицированных течений, вызванных охлаждением воды. В этом случае можно только регулировать интенсивность перемешивания путем выпуска подогретой воды с различными скоростями течения. При выпуске воды с большими скоростями перемешивание происходит на сравнительно небольшом участке водохранилища, с уменьшением скоростей на выпуске, т.е. с увеличением водосбросного фронта, перемешивание распространяется на большую часть площади, однако интенсивность перемешивания уменьшается.

В качестве основной характеристики, по которой можно судить о перемешивании и эффективности охлаждения воды при различных вариантах водовыпуска, можно принять кривую падения температуры в поверхностном слое по площади водохранилища.

На рис. 1.4, в приведен типичный график изменения температуры воды в поверхностном слое. Как видно из графиков (рис. 1.4, г) изменения температуры воды при узком и широком выпуске, охлаждающую способность водохранилища можно увеличить на ΔT^* увеличением ширины водовыпуска, вследствие чего снижается интенсивность перемешивания сбрасываемой воды с охлажденной.

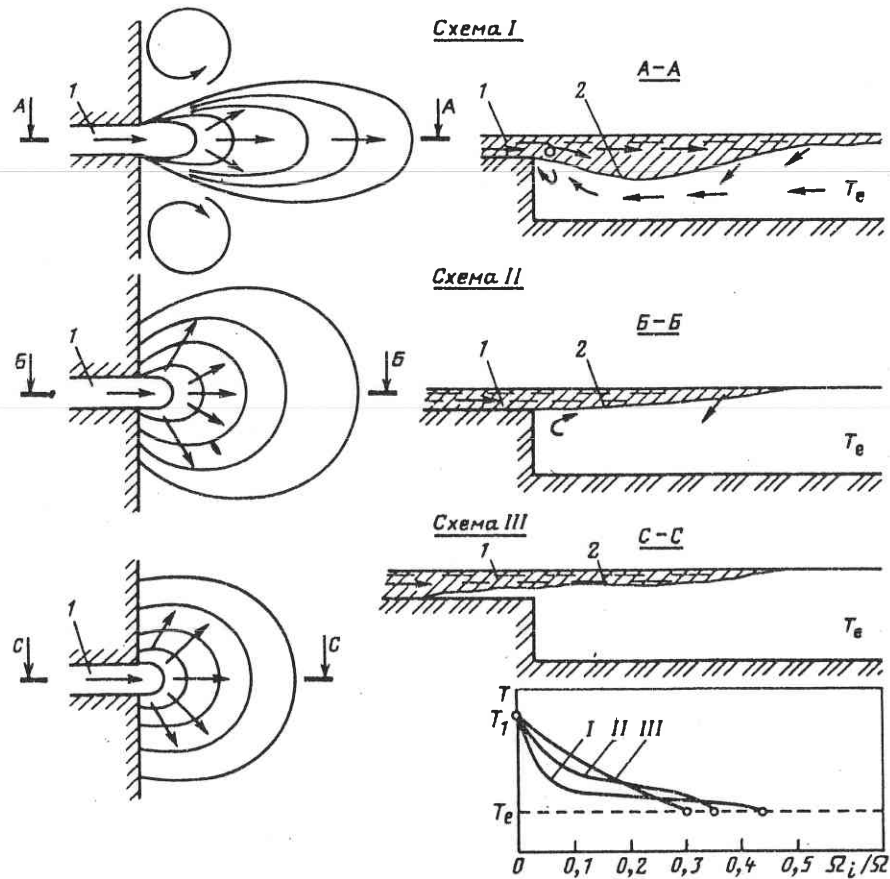


Рис. 1.5. Гидравлические процессы при выпуске подогретой воды в большой водоем:

1 – водовыпуск; 2 – поверхность раздела

Особенности формирования стратифицированных течений при выпуске подогретой воды в крупные озера и прибрежные губоководные участки морей поясняются схемами, приведенными на рис. 1.5. Рассматривается только случай выпуска воды открытым каналом.

С х е м а I. Выпуск воды осуществляется с большими скоростями, вследствие чего происходит интенсивное перемешивание сбрасываемой воды с массами воды водоема. Теплая струя распространяется в верхнем слое и расширяется под небольшим углом. По бокам струи образуются водоворотные области.

12

С х е м а II. При определенных гидравлических условиях на выпуске можно значительно снизить интенсивность перемешивания воды с более холодной водой в водоеме. Уменьшаются водоворотные области, поток воды расширяется в верхнем слое под большим углом, значительно уменьшается толщина верхнего слоя по сравнению со схемой I.

С х е м а III. Перемешивание можно свести к минимуму при обеспечении такого режима на водовыпуске, когда массы воды из водоема внедряются в канал в нижних слоях, где образуется клин холодной воды. Подогретая вода в этом случае распространяется по водоему тонким слоем почти во все стороны от водовыпуска.

Обеспечение режима движения воды в водоеме определяется требованиями его комплексного использования, а также размещения водозаборного сооружения. Когда по санитарным требованиям необходимо уменьшить зоны водоема с высокими температурами, выпускать воду следует с большими скоростями для интенсивного перемешивания подогретой воды с водой водоема на небольшом его участке.

Когда глубинный водозабор близко расположен от водовыпуска, подогретую воду следует выпускать с небольшими скоростями, чтобы она распространялась по водоему тонким слоем.

Приведенная классификация отражает лишь основные схемы формирования стратифицированных течений в реках и водоемах при выпуске подогретой воды и позволяет более определенно подойти к изучению отдельных гидравлических и термических процессов с целью получения количественных характеристик.

1.2. ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ГИДРОТЕРМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ В БЛИЖНЕЙ ЗОНЕ У ВОДОВЫПУСКА

Как отмечалось, формирование гидротермического режима в водоемах-охладителях во многом определяется процессами, возникающими в ближней зоне у водовыпуска. Гидротермический режим ближней зоны в значительной степени зависит от выбора условий водовыпуска, которые в свою очередь зависят от условий поставленной инженерной задачи. Сосредоточенный водовыпуск активизирует процесс перемешивания, тем самым уменьшая поверхностную температуру в зоне охлаждения, что создает минимальные по размерам зоны с повышенными по условиям обеспечения санитарных норм температурами. Выпуск подогретой воды широким фронтом, а следовательно, с небольшими скоростями истечения ведет к уменьшению перемешивания. Теплая вода распространяется сравнительно тонким поверхностным слоем со значительно более высокой температурой, способствуя увеличению теплоотдачи в атмосферу и снижению температуры воды на водозаборе.

Снижение температуры воды в ближней зоне происходит главным образом за счет турбулентного перемешивания сбрасываемой подогретой

13

ды с более холодной водой водоема-охлаждителя, т.е. имеет место вовлечение дополнительного расхода холодной воды в струю теплой.

В водоеме с температурой воды T_e сбрасывается нагретая вода с расходом Q_0 и температурой T_0 . В результате процесса перемешивания присоединяется вода с расходом $Q_{пр}$ с температурой T_e . Таким образом, в конце зоны перемешивания формируется поток с расходом $Q_0 + Q_{пр}$ и с температурой смешанной воды $T_{см}$, т.е.

$$Q_0 T_0 + Q_{пр} T_e = (Q_0 + Q_{пр}) T_{см}$$

или

$$\frac{T_0 - T_{см}}{T_{см} - T_e} = \frac{Q_{пр}}{Q_0}, \quad (1.1)$$

где $Q_{пр}/Q_0 = \eta$ — коэффициент разбавления; $\frac{T_0 - T_{см}}{T_{см} - T_e} = s$ — коэффициент перемешивания.

При определении энтальпии струи по избыточным значениям температуры предполагается, что вовлекаемая вода не является теплоносителем и ее избыточная температура равна нулю. Как правило, в реальных условиях равенство (1.1) не соблюдается, поскольку в результате процесса теплообмена через поверхность раздела вовлекаемый в струю расход $Q_{пр}$ имеет температуру нижнего слоя $T_{н.с} > T_e$. В инженерных расчетах принимают $s = \eta$, так как разность между этими коэффициентами не превышает 10–15%.

Можно представить, что более холодная вода из нижнего слоя вовлекается в струю теплой со скоростью вертикального вовлечения $w_{верт}$, а с боков — со скоростью бокового вовлечения $w_{бок}$. При инженерных расчетах боковым вовлечением иногда пренебрегают ввиду того, что процесс водообмена между струей и водоворотными областями не оказывает существенного влияния на температурный режим ближней зоны.

Обычно рассматривают три зоны или части струи (рис. 1.6).

В зоне I поперечное сечение струи незначительно отличается от размеров выходного сечения канала, режим течения в ее пределах близок к параллельно-струйному;

в пределах зоны II наблюдается резкое увеличение поперечных размеров струи за счет процесса вовлечения;

в пределах зоны III поверхность раздела устойчива, вовлечение в поток незначительно. Расширение струи в плане происходит за счет растекания под действием гравитационных сил.

Ряд исследователей (например, И.И. Макаров [65], Е.К. Трубина [113], Г. Джирка [139]), структурно объединяют зоны I и II в зону создания потока, или зону интенсивного перемешивания.

Анализ физики процесса при рассмотрении скоростных и температурных полей в ближней зоне позволяет выделить три группы показателей, определяющих ее гидротермический режим: геометрические, кинематические и температурные (плотностные).

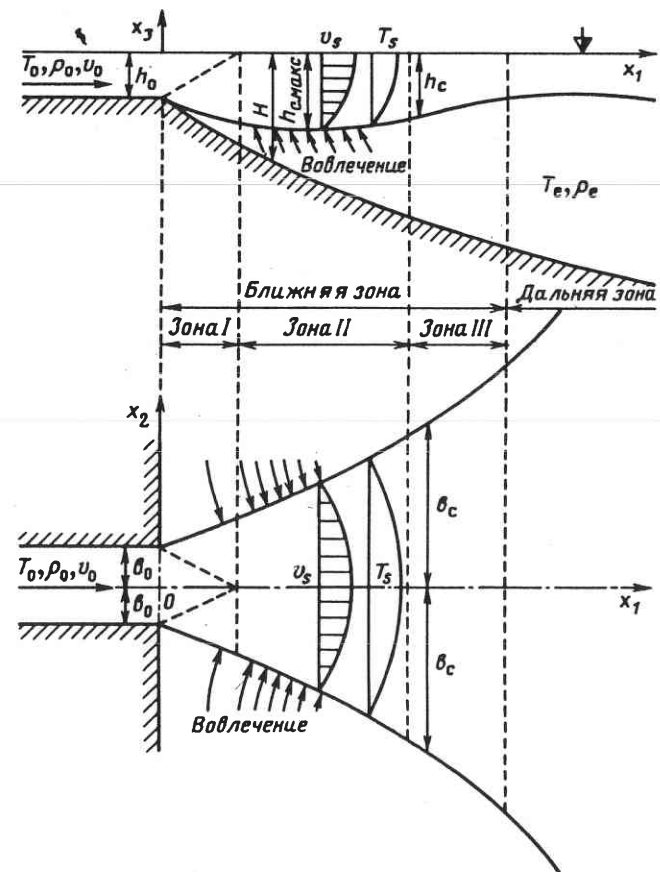


Рис. 1.6. Схема гидротермического процесса в ближней зоне

Геометрические показатели:

- $h_0, 2b_0, \omega_0$ — глубина, ширина и площадь поперечного сечения водовыпуска;
- H — глубина водоема;
- t — уклон дна водоема;
- $h_c, 2b_c$ — толщина и ширина струи;
- $h_{c, макс}$ — максимальная толщина струи;
- \bar{h}_c — средняя по ширине толщина струи;
- ω_c — площадь поперечного сечения струи;
- $L_{б.з}$ — протяженность ближней зоны;
- $\Omega_{б.з}$ — площадь ближней зоны.

Кинематические показатели:

- v_0 — средняя скорость струи в сечении водовыпуска;
 v_s — поверхностная скорость течения по оси струи;
 v_c — средняя по глубине скорость течения по оси струи;
 \bar{v}_c — средняя скорость по сечению струи;
 w — скорость вовлечения холодной воды в струю теплой.

Температурные или плотностные показатели:

- T_0, ρ_0 — температура и плотность воды в сечении водовыпуска;
 T_e, ρ_e — естественная температура и плотность воды в водоеме;
 T_s, ρ_s — поверхностная температура и плотность воды по оси струи;
 T_c, ρ_c — средние по глубине температура и плотность воды на оси струи;
 $\bar{T}_c, \bar{\rho}_c$ — средняя по сечению струи температура и плотность;
 $T_{н.с}, \rho_{н.с}$ — температура и плотность воды в нижнем слое.

Для качественного анализа характеристик гидротермического режима в ближней зоне обычно пользуются критериями и безразмерными величинами, которые рассчитываются по лабораторным и натурным данным:

1. Отношение разности плотностей естественной и подогретой воды к плотности естественной воды

$$(\rho_e - \rho_0)/\rho_e = \Delta\rho_0/\rho_e.$$

2. Относительная безразмерная температура

$$(T_c - T_e)/(T_0 - T_e) = \Delta T_c/\Delta T_0.$$

3. Число Рейнольдса

$$Re = \nu h/\nu,$$

где ν — кинематическая вязкость.

4. Плотностное число Фруда, отнесенное к сечению водовыпуска, которое может быть записано в следующих трех видах:

$$Fr_0 = v_0/\sqrt{g \frac{\Delta\rho_0 h_0}{\rho_e}};$$

$$Fr'_0 = v_0/\sqrt{g \frac{\Delta\rho_0}{\rho_e} \sqrt{h_0 b_0}};$$

$$Fr''_0 = v_0/\sqrt{g \frac{\Delta\rho_0}{\rho_e} \sqrt{\omega_0}},$$

где g — ускорение свободного падения. Три вида числа Фруда используются для оценки влияния особенностей геометрии водовыпуска на ха-

рактеристики гидротермического режима при выработке расчетных зависимостей.

5. Местное плотностное число Фруда

$$Fr^* = v_c/\sqrt{g \frac{\Delta\rho_0}{\rho_e} h_c}.$$

6. Дискретное число Ричардсона

$$Ri = g \frac{\Delta\rho_0}{\rho_e} h_c/v_c^2 = 1/Fr^{*2}.$$

7. Число Кейлегана

$$Ke = \left(g \frac{\Delta\rho_0}{\rho_e} \nu\right)^{1/3}/v_c.$$

8. Турбулентное число Прандтля

$$Pr_T = \nu_T/a_T,$$

где ν_T — коэффициент турбулентной вязкости; a_T — коэффициент турбулентной теплопроводности.

9. Отношение геометрических параметров водовыпуска

$$A = h_0/b_0.$$

Как правило, все графические зависимости строятся в безразмерных координатах вида

$$\frac{x_1}{\sqrt{h_0 b_0}} \text{ или } \frac{x_1}{\sqrt{\omega_0}}, \frac{x_2}{b_0}, \frac{x_3}{h_0},$$

где x_i — координаты в прямоугольной системе координат, причем x_1 и x_2 — координаты соответственно вдоль и поперек потока, x_3 — координата вдоль вертикальной оси.

1.2.1. Определение коэффициентов перемешивания и разбавления

Коэффициент перемешивания s изменяется от 0 до какого-то максимального значения s_{\max} на границе зоны интенсивного перемешивания, т.е. ближней зоны (рис. 1.7,а). Максимальное значение коэффициента перемешивания s_{\max} определяет степень снижения температуры воды за счет процесса перемешивания. Решение задачи по определению коэффициента s сводится к определению температуры $T_{см}$ на границе ближней зоны. Температуру смеси определяют на основании анализа температурного поля ближней зоны.

Характер изменения коэффициента разбавления η (рис. 1.7,б) аналогичен характеру изменения коэффициента s . Физический смысл величины η состоит в том, что она является массовой характеристикой про-

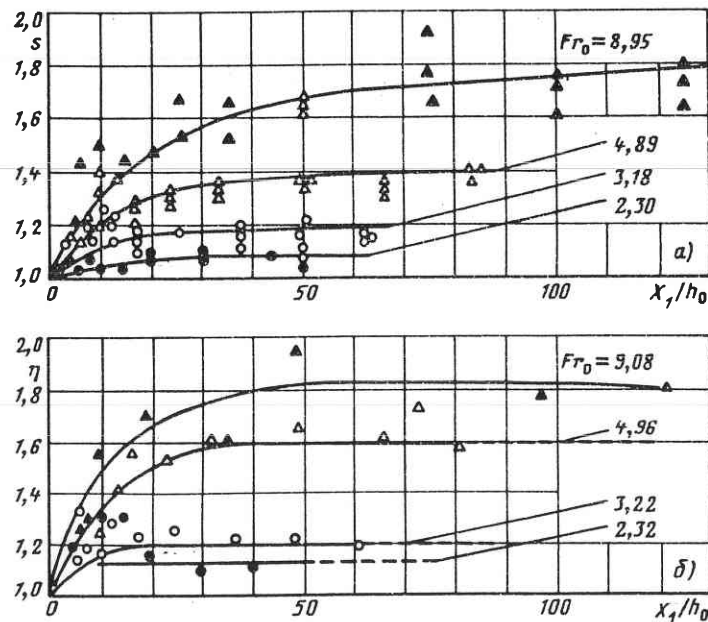


Рис. 1.7. Кривые изменения коэффициентов перемешивания s (а) и разбавления η (б), полученные М. Кавамото [126]

процесса перемешивания. Задача определения η сводится к определению значения присоединенного расхода $Q_{пр} = \omega_c \bar{v}_c - Q_0$.

В настоящее время для условий плоской задачи (эксперименты в лотке) имеется целый ряд эмпирических зависимостей для определения коэффициентов s и η , наиболее известными из которых являются следующие.

1) Зависимости К. Стольценбаха и Д. Харлемана [136] для определения коэффициента перемешивания по оси струи

$$s' = \frac{T_0 - T_e}{T_{см} - T_e} = 1,0 Fr_0'; \quad (1.2)$$

коэффициента разбавления

$$\eta' = \frac{Q_{пр} + Q_0}{Q_0} = 1,4 Fr_0'. \quad (1.3)$$

Зависимости (1.2) и (1.3) получены для условий водовыпуска в глубокую воду (опыты с вертикальной стенкой) при соблюдении неравенства $h_{с.макс}/H \leq 0,75$. Поскольку для практики большое значение имеет выпуск воды на мелководные участки с целью уменьшения перемешива-

ния, авторы предложили ввести коэффициент уменьшения перемешивания для условий мелководья, который определяется как отношение фактического коэффициента перемешивания η^* к определяемому по зависимости (1.3) через Fr_0' ,

$$r_s = \eta^*/\eta'. \quad (1.4)$$

На основе экспериментальных данных была получена следующая эмпирическая зависимость:

$$r_s = \left(\frac{0,75}{h_{с.макс}/H} \right)^{0,75} \quad \text{для} \quad \frac{h_{с.макс}}{H} \geq 0,75. \quad (1.5)$$

2) Зависимость М. Кавамото [126]. Принимая за максимальный расход струи Q ($Q = Q_0 + Q_{пр}$) расход на участке, где $dQ/dx_1 = 0$ (см. рис. 1.7), автор получил следующую эмпирическую зависимость:

$$\frac{Q_{макс}}{Q_0} = 0,9 (Fr_0)^{1/3}. \quad (1.6)$$

Коэффициент перемешивания определяется по следующей зависимости:

$$s'_{макс} = 0,8 (Fr_0)^{1/3}. \quad (1.7)$$

На основе полученных данных было выявлено, что при значениях $Fr_0 < 2$ почти не наблюдается снижения температуры воды в поверхностном слое струи за счет процесса перемешивания.

3) Зависимость М. Ватанабе, Д. Харлемана, Дж. Коннора [157]

$$s = 1,4 \sqrt{1 + Fr_0^2 A^{1/2}}. \quad (1.8)$$

1.2.2. Определение коэффициента вертикального вовлечения

Коэффициент вертикального вовлечения α , или просто вовлечения, принят в качестве основной безразмерной характеристики кинематических параметров процесса перемешивания.

Теоретическое обоснование понятия вовлечения для стратифицированных потоков впервые было дано Т. Эллисоном и Дж. Тернером [133], которые исходили из физической гипотезы о пропорциональности скорости вертикального вовлечения $w_{верт}$ более плотной жидкости из нижнего слоя в струю менее плотной средней по сечению скорости потока и определили коэффициент вовлечения как

$$\alpha = \frac{\bar{w}_{верт}}{\bar{v}_c} = \frac{1}{\bar{v}_c} \frac{d(\bar{v}_c \bar{h}_c)}{dx_1}. \quad (1.9)$$

Предполагалось, что вовлечение идет подпрямым углом к основному потоку и зависит от характеристики турбулентности.

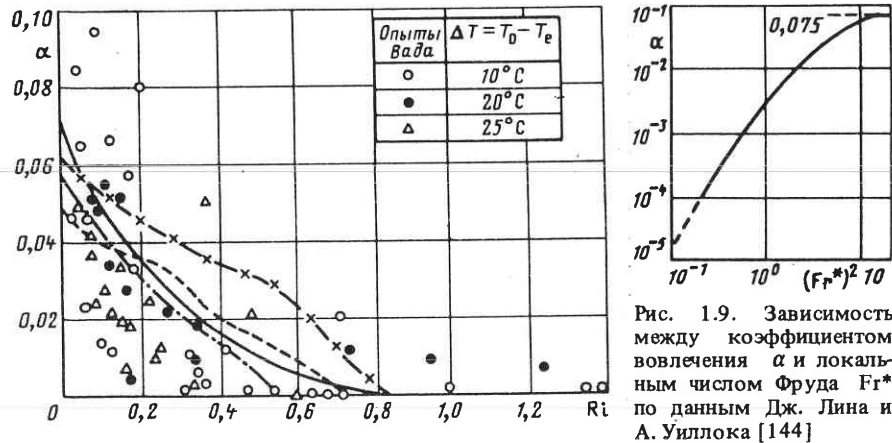


Рис. 1.8. Зависимость между коэффициентом вовлечения α и дискретным числом Ричардсона Ri :

— — — — — Эллисон и Тернер; — — — — — Чу и Ванвари; - - - - - Абрамович;
— x — Уилкинсон; точки — Вада

Известно, что градиент плотности, обеспечивающий плавучесть, в значительной мере ограничивает вертикальное перемешивание. Поэтому в [133] дискретное число Ричардсона рассматривалось как комплекс, характеризующий степень устойчивости стратифицированного потока, и считалось его основным параметром, от которого зависит коэффициент вовлечения, т.е. $\alpha = f(Ri)$, где

$$Ri = g \frac{\Delta \rho_0}{\rho_e} \frac{h_c}{\bar{v}_c^2}.$$

Обобщив данные ряда исследователей и не получив четкой зависимости $\alpha = f(Ri)$ (рис. 1.8), авторы тем не менее рассмотрели граничные значения, что привело к следующим результатам:

$$Ri \rightarrow 0 \quad \alpha = 0,075;$$

$$\alpha \rightarrow 0 \quad Ri = 0,83 \div 1,0,$$

т.е. было установлено, что при увеличении числа Ri вовлечение уменьшается, а начиная со значения $Ri = 0,8$ им можно пренебречь.

Д. Харлеман, К. Стольценбах [136], Р. Кох [143] наряду со скоростью вертикального вовлечения $w_{\text{верт}}$ рассматривали скорость бокового вовлечения $w_{\text{бок}}$ исходя из теории турбулентных неплавучих струй. На основе экспериментальных данных ими получена следующая зависимость для определения коэффициента вертикального вовлечения:

$$\alpha = w_{\text{верт}}/\bar{v}_c = \alpha_0 \exp(-CRi). \quad (1.10)$$

20

Коэффициент бокового вовлечения

$$\alpha_{\text{бок}} = w_{\text{бок}}/\bar{v}_c,$$

где α_0 и $\alpha_{\text{бок}}$ — постоянные величины, причем, по данным опытов, в зоне ядра потока $\alpha_{\text{бок}} = \alpha_0 = 0,0286$, в других областях $\alpha_{\text{бок}} = \alpha_0 = 0,0496$; $C = 5$.

На основании полученных результатов авторы рассматривали процесс вовлечения в области начального ядра потока, области вовлечения и устойчивой области.

Используя данные Т. Эллисона и Дж. Тернера, Р. Кох [143] получил зависимость для определения коэффициента вовлечения вида

$$\alpha = 0,075 \left(\frac{2}{1 + Ri/0,85} - 1 \right)^{1,75}, \quad (1.11)$$

из которой следует, что $\alpha = 0$ при $Ri \geq 0,85$.

Полученную зависимость (1.11) автор считал справедливой для всех участков ближней зоны, хотя она весьма незначительно отличается от экспоненциальной зависимости (1.10).

Все эти данные легли в основу зависимости, полученной Дж. Лином и А. Уиллоком [144] в виде $\alpha = f[Fr^{*2}]$ (рис. 1.9), которую И.А. Шеренков [121] рекомендует использовать для определения скорости вовлечения в инженерных расчетах.

В [153] приведены экспериментальные данные по вовлечению, которые похожи на данные Т. Эллисона и Дж. Тернера, но разброс экспериментальных точек очень большой, поэтому нельзя с большой уверенностью утверждать о существовании только связи между α и Ri , возможно влияние на изменения α и других факторов. А. Вада рассматривал изменение величины α в зависимости от изменения числа Ri и глубины верхнего слоя, т.е. градиента внутренней граничной поверхности dh_c/dx_1 . Как оказалось, при одинаковых значениях dh_c/dx_1 коэффициент вовлечения изменялся вместе с изменением Ri . При значении градиента $dh_c/dx_1 < 0,04$ независимо от значений Ri вовлечение из нижнего слоя в верхний не происходило.

При исследовании зависимости $\alpha = f(Ri)$ М.Кавамото [126] также обратил внимание на большой разброс точек по обе стороны кривой Т. Эллисона и Дж. Тернера. Используя в качестве еще одного параметра плотностное число Фруда на водовыпуске Fr_0 , он получил серию кривых $\alpha = f(Ri, Fr_0)$ (рис. 1.10), которые аппроксимируются зависимостью

$$\alpha = 0,075 \exp(-1,5Fr_0 Ri). \quad (1.12)$$

На основании полученных результатов был сделан вывод, что с увеличением Fr_0 происходит уменьшение α .

По данным экспериментальных исследований, А. Такаши и Н. Томан [154] получили связь $\alpha = f(Ri)$ (рис. 1.11), которая аппроксимируется

21

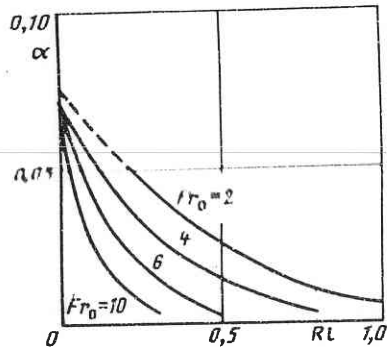


Рис. 1.10. Зависимость $\alpha = f(Ri, Fr_0)$, полученная М. Кавамото [126]

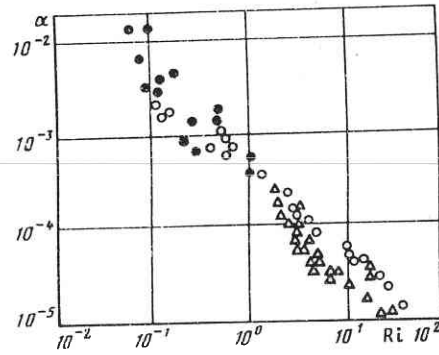


Рис. 1.11. Зависимость $\alpha = f(Ri)$:

● – Такаши и Томай; ○ – Люфквист; △ – Мур и Лонг

зависимостью

$$\alpha = w_{\text{верт}}/v_c = k Ri_c^{-1}, \quad (1.13)$$

где $Ri_c = g \frac{\Delta \rho_0}{\rho_e} \frac{h_c}{v_c^2}$; k – коэффициент пропорциональности; h_c – толщина струи, определяемая по профилю скорости; v_c – средняя по глубине h_c скорость струй. Эти авторы пришли к выводу, что процесс вовлечения не прекращается и при значениях $Ri > 1,0$, а коэффициент α обратно пропорционален Ri . К такому же выводу на основании лабораторных исследований пришла группа исследователей во главе с И.Л.Розовским [93], который в свою очередь не только отметил наличие такой связи, но и указал на занижение значений α , рассчитанных по зависимостям (1.10) и (1.11).

1.2.3. Определение геометрических параметров струи в ближней зоне

Геометрические параметры струи теплой воды, такие, как площадь ближней зоны $\Omega_{б.з.}$, ее протяженность $L_{б.з.}$ и средняя толщина струи h_c , входят в ряд основных характеристик при выработке нормативных документов по охране водной среды от "теплового загрязнения". Максимальная толщина струи $h_{с.макс}$ и расстояние, на котором она достигается, L_h используются при установлении расчетных зависимостей и оценке эффективности водовыпускного сооружения.

На рис. 1.12 приводятся схемы продольного сечения струи для трехмерной модели Д. Харлемана [134] и двумерной М. Кавамото [126]. Сразу же следует отметить, что поскольку в действительности растекание

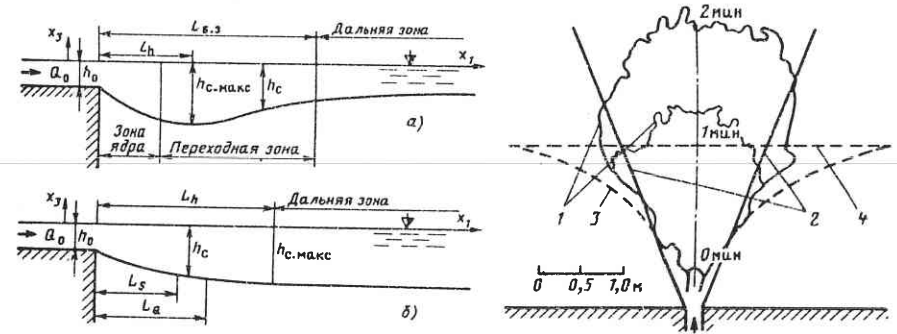


Рис. 1.12. Продольное сечение струи:

а – трехмерная модель Д. Харлемана; б – двумерная модель М. Кавамото

Рис. 1.13. Распространение струи в плане. Сравнение экспериментальных данных ($Fr_0 = 2,6$; $A = 0,5$) с расчетными Д. Харлемана и К. Стольценбаха [136]:

1 – плавучая струя; 2 – неплавучая струя; 3 – данные Д. Харлемана и К. Стольценбаха; 4 – граница ближней зоны

теплой воды носит трехмерный характер, то для установления расчетных зависимостей представляют интерес эксперименты, проведенные в пространственных условиях, а эксперименты в лотке дают данные в основном для качественного анализа процесса. В данном случае форма и глубина струи являются своего рода индикаторами, наглядно демонстрирующими условия плоского и пространственного экспериментов.

Площадь ближней зоны можно получить путем непосредственных измерений (например, с помощью красителя) или по распределению температуры. Из эмпирических зависимостей, полученных экспериментальным путем, наиболее приемлемой считается зависимость Д. Харлемана и К. Стольценбаха

$$\Omega_{б.з.} = 550(1 + Fr_0^2) A^{1/2} h_0 b_0, \quad (1.14)$$

где $A = h_0/b_0$.

При установлении расчетных зависимостей для определения площади ближней зоны, а следовательно, и ее границ необходимо установить закон, согласно которому происходит расширение плавучей струи в плане. Следует напомнить, что распространение неплавучих струй в плане подчиняется линейному закону, т.е. $x_1/b = \text{const}$. На рис. 1.13 приводятся сопоставление экспериментальных данных для плавучей и неплавучей струй с результатами расчета, приведенными в [136], причем расширение плавучей струи по [136] подчиняется экспоненциальному закону.

Протяженность ближней зоны в [136] определяли исходя из условия, что на границе ближней зоны местное плотностное число Фруда $Fr^* = 1,0$, т.е. силы плавучести начинают преобладать над инерционными.

В результате получена зависимость вида

$$L_{6.3*} = \frac{L_{6.3}}{\sqrt{h_0 b_0}} = 15 Fr_0' \quad (1.15)$$

где $L_{6.3*}$ — протяженность ближней зоны в относительных единицах. Эту величину можно определить из условия $d\eta/dx_1 = 0$ или $ds/dx_1 = 0$. Однако четких обоснованных критериев для определения границ ближней зоны в настоящее время не существует.

Значения максимальной глубины струи $h_{с.макс}$ и расстояния L_h , на котором она достигается, можно вычислять по зависимостям К. Стольценбаха и Д. Харлемана, полученным для широкого диапазона величин Fr_0 и A ,

$$h_{с.макс*} = \frac{h_{с.макс}}{\sqrt{h_0 b_0}} = 0,42; \quad (1.16)$$

$$L_{h*} = \frac{L_h}{\sqrt{h_0 b_0}} = 5,5. \quad (1.17)$$

М. Кавамото [126] помимо расстояния L_h , на котором достигается максимальная глубина, дает еще два характерных расстояния L_Q и L_s , соответствующих точкам с $Q_{макс}$ и $s_{макс}$,

$$L_h/h_0 = 9,0 Fr_0^{5/4}; \quad L_Q/h_0 = 3,5 Fr_0^{3/2}; \quad L_s/h_0 = 4,0 Fr_0^{5/4}.$$

Зависимость для определения максимальной глубины имеет вид

$$h_{с.макс}/h_0 = 1,4 Fr_0^{4,5}. \quad (1.18)$$

По мнению М. Кавамото, поскольку $L_s < L_Q < L_h$, это свидетельствует о трех фазах процесса перемешивания в ближней зоне: $0 - L_s$ — максимальное перемешивание, обусловленное вовлечением; $L_s - L_Q$ — затухание процесса вовлечения; $L_Q - L_h$ — отсутствие вовлечения. Таким образом, L_h является характеристикой протяженности зоны перемешивания.

В ряде случаев при изучении влияния конструктивных особенностей водовыпусков на условия формирования стратифицированных течений особое внимание уделялось толщине теплого слоя как одной из основных геометрических характеристик процесса вовлечения. В этой связи следует отметить работу И.И. Макарова, К.Я. Кинд и М.Б. Кривошеиной [66], в которой на основании экспериментальных исследований получена эмпирическая зависимость изменения толщины теплого слоя от плотностного числа Фруда на водовыпуске и глубины бассейна в виде $h_{в.с}/h_0 = f(Fr_0^2, H/h_0)$ (рис. 1.14), где $h_{в.с}$ — глубина верхнего слоя. С увеличением Fr_0 и относительной глубины бассейна H/h_0 толщина теплого слоя возрастает по логарифмическому закону.

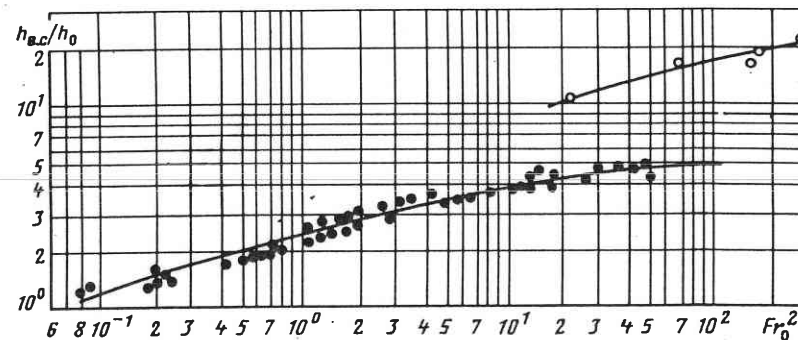
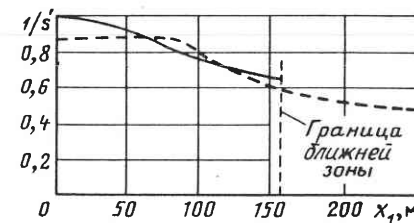


Рис. 1.14. Зависимость $h_{в.с}/h_0 = f(Fr_0^2, H/h_0)$:

● — $H/h_0 = 5$; ○ — $H/h_0 = 22$

Рис. 1.15. Сравнение расчетных и натуральных данных для ТЭС Пойнт Бич, 23 мая 1972 г., $Fr_0 = 2,37$:

— — данные К. Стольценбаха; - - - - натурные данные;



Приведенные выше зависимости определены на основании лабораторных исследований экспериментальных установок. Что же касается натуральных исследований, то из имеющихся работ большая часть относится к исследованиям гидротермического режима в районе водовыпусков для бассейнов рек и проточных водоемов. Как правило, задачей натуральных исследований являлось изучение какой-то одной или нескольких конкретных характеристик процесса, регламентируемых организацией-заказчиком, что в свою очередь также ограничивает проведение сопоставительного анализа лабораторных и натуральных исследований.

При обобщении данных натуральных исследований непроточных водоемов-охладителей СССР Е.К. Трубиной [113] было выявлено, что длина участка интенсивного перемешивания является функцией плотностного числа Фруда на водовыпуске, причем в диапазоне $Fr_0^2 = 0,2 \div 1,5$ ею установлены значения "коэффициента подмеса" (разбавления) соответственно в пределах $0,6 < Q_{пр}/Q_0 < 3,5$, рекомендованы графические зависимости для определения длины участка интенсивного перемешивания в пределах от 50 до 700 м.

Для конкретных условий на водовыпуске при $Q_0 = 30 \text{ м}^3/\text{с}$ и $v_0 = 0,7 \text{ м/с}$ Б.Б. Походзей и Т.Н. Филатова [89] получили следующую зависимость в диапазоне расстояний от водовыпуска от 100 до 1500 — 2000 м:

$$v_c/v_0 = 0,47 \exp(-0,0016x). \quad (1.19)$$

К. Стольценбах [152] сопоставил расчетные данные с натурными по ТЭС Пойнт Бич для коэффициента перемещения по оси струи с учетом коэффициента мелководья $r_s = 0,6$ (рис. 1.15). Совпадение данных получилось вполне удовлетворительным. Попытки же сопоставить значения геометрических параметров струи (глубину и ширину) привели к значительному расхождению данных.

В ряде случаев данные натуральных измерений ложатся в основу разработки методики расчета охлаждающей способности водохранилищ-охладителей. Например М.-Р. Дрижос, Б.К. Перлиба и А.А. Жукаускас [36, 37] на основе натуральных данных по водохранилищу-охладителю Литовской ГРЭС разработали методику расчета перегрева поверхностного слоя воды над естественной температурой, учитывающую разбавление в ближней зоне, в основу которой легло решение одномерного уравнения теплопереноса. Снижение температуры воды в ближней зоне за счет процесса перемешивания учитывалось переменным по площади коэффициентом a' , показывающим, насколько теплопотери струи в ближней зоне превышают теплоотдачу через свободную поверхность. Зависимость для его определения принималась в следующем виде:

$$a' = C_1 / (f/F + C_2) - C_3, \quad (1.20)$$

где C_1, C_2, C_3 – постоянные, значения которых зависят от скорости ветра; f – площадь участка перемешивания; F – площадь транзитного потока.

В таком виде коэффициент разбавления вводился в параметр, учитывающий теплоотдачу в атмосферу с поверхности струи. При этом полагалось, что площадь ближней зоны составляет 10–15% всей площади водохранилища.

1.3. ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ТЕМПЕРАТУРНУЮ СТРАТИФИКАЦИЮ В ВОДОХРАНИЛИЩАХ-ОХЛАДИТЕЛЯХ

На формирование температурной стратификации, как указывалось выше, оказывают влияние многочисленные факторы. Для практики важно качественно оценить, в каких случаях в водохранилище-охладителе будет возникать стратификация и когда она исчезает.

В этом отношении показательной является работа [135], в которой на основании теоретического анализа уравнений гидравлики двухслойных течений выведен безразмерный параметр стратификации водохранилища-охладителя

$$P = \left(\frac{f_i}{4} \frac{Q_0^2}{\beta \Delta T_0 g H^3 B^2} \eta'^3 \frac{L}{H} \right)^{1/4}, \quad (1.21)$$

где f_i – коэффициент трения на поверхности раздела слоев; Q_0 – циркуляционный расход; β – температурный коэффициент объемного расширения воды; ΔT_0 – температурный перепад на водохранилище;

L, B, H – соответственно длина, ширина и глубина водоема; η' – коэффициент разбавления в ближней зоне; g – ускорение свободного падения.

В зависимости от абсолютного значения параметра P водохранилища-охладителя разграничиваются на глубоководные и мелководные согласно данным, приведенным в табл. 1.1.

Для более наглядного представления об использовании числа P для характеристики водохранилища-охладителя приведем количественные показатели водохранилища прямоугольной формы при следующих исходных данных: $Q_0 = 57 \text{ м}^3/\text{с}$; $\Delta T_0 = 8,4 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Omega = 4,0 \text{ км}^2$; $L = 1,5 \text{ км}$; $L/B = 2$ (при устройстве струнаправляющих дамб $L/B = 8$ и 32); $\eta' = 1,5$ и $3,0$; $f_i = 0,01$. Результаты расчета сведены в табл. 1.2.

На основании результатов расчета можно сделать следующие выводы:

1) струнаправляющие дамбы, изменяющие отношение L/B , значительно влияют на образование стратифицированных течений – при большем их количестве требуется большая глубина для обеспечения стратификации;

2) значительную роль в образовании стратифицированных течений играет разбавление в ближней зоне – при увеличении в 2 раза (с 1,5 до 3,0) для обеспечения температурной стратификации необходимо увеличить глубину водоема почти в 2 раза;

3) полное вертикальное перемешивание возможно в водоемах-охладителях небольшой глубины. Применяемые часто на практике водохранилища-охладители с глубинами 3–5 м в большинстве случаев относятся к водохранилищам с частичным перемешиванием.

Таким образом, определив значение параметра P , можно приблизительно оценить характер течений в водохранилище-охладителе. Недостатком этого способа оценки стратификации является то, что им не учитывается ветровое перемешивание, которое может привести к нарушению стратификации. Поэтому параметр P рекомендуется использовать на начальных стадиях проектирования водохранилищ-охладителей.

Учет ветрового перемешивания при формировании температурной стратификации рассмотрен в [20], где дается приближенная оценка перемешивания верхнего слоя ветром после установления стратификации для условий штиля. Причем толщина верхнего слоя для условий штиля может быть определена по параметру P .

Заглубление температурного скачка при воздействии ветра ориентировочно может быть определено по формуле

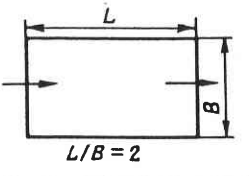
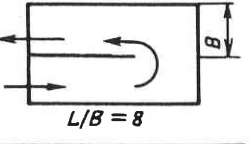
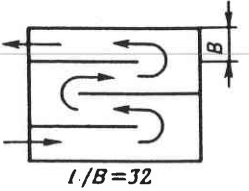
$$\frac{\Delta h}{H} = 0,00015 \frac{W^2}{g \Delta \rho / \rho_{н.с}}, \quad (1.22)$$

где Δh – заглубление температурного скачка по сравнению с первоначальным положением для условий штиля; H – глубина водоема; W – скорость ветра; $\Delta \rho$ – разность плотностей верхнего и нижнего слоев для условий штиля.

Таблица 1.1

Тип водохранилища-охлаждителя	Характеристика водохранилища	Значение числа P
Глубоководное	Четко выраженный стратифицированный водоем с поверхностным слоем, глубина которого мало изменяется по всей акватории	$P \leq 0,3$
Мелководные: с частичным перемешиванием	Поверхностный слой выражен нечетко. Наблюдается вертикальный температурный градиент по всей глубине	$0,3 < P < 1,0$
полностью перемешанное по вертикали	Вертикальная стратификация отсутствует; имеется только горизонтальный температурный градиент	$P \geq 1,0$

Таблица 1.2

Схема водохранилища-охлаждителя	Минимальная глубина, необходимая для обеспечения стратифицированных течений (глубокое водохранилище, $P \leq 0,3$), м		Глубина, ниже которой будет полное перемешивание (мелкое водохранилище), м
	$\eta' = 1,5$	$\eta' = 3,0$	
	3,7	6,1	0,8
	6,1	10,3	1,3
	10,3	17,4	2,3

При расчете стратифицированных течений в районе ближней зоны у водовыпуска, глубинного водозабора, на участках подводных каналов, т.е. в местах, где наблюдаются относительно большие скорости течения в слоях различной плотности, необходимо оценить устойчивость плотностной стратификации для этих условий.

В случае двухслойной стратификации переход от четко выраженного двухслойного потока к полностью перемешанному происходит следующим образом. При сравнительно небольшой разности скоростей течения верхнего и нижнего слоев Δv и большой разности плотностей $\Delta \rho$ слои практически не перемешиваются и между ними образуется четко выраженная поверхность раздела или промежуточный слой небольшой толщины. С увеличением разности скоростей течения или уменьшением разности плотностей на поверхности раздела образуются волны, которые при некоторых значениях Δv и $\Delta \rho$ начинают разрушаться, образуя промежуточный слой с большим градиентом плотности. В большинстве случаев в натуре наблюдается двухслойная стратификация с развитым промежуточным слоем, достигающим до 2–3 м.

Потеря устойчивости внутренних волн на поверхности раздела определяется по числу Кейлегана [142] для верхнего слоя

$$Ke > Ke_{кр}. \quad (1.23)$$

Для турбулентного потока критическое значение $Ke = 0,18$.

Для оценки устойчивости стратифицированных течений используется также число Ричардсона

$$Ri = \frac{\Delta \rho}{\rho} \frac{gH}{v^2}. \quad (1.24)$$

Критическое значение числа Ричардсона $Ri_{кр} = 0,1$. При $Ri < 0,1$ стратифицированное течение нарушается.

В последнее время наиболее глубокое исследование устойчивости стратифицированных течений было выполнено А.П. Нетухайло [80]. Используя теоретический метод малых возмущений, он получил условие устойчивости плотностного расслоения в следующем виде:

$$C_* = Re_\delta Fr_\delta^2 = C_{кр}, \quad (1.25)$$

где $Re_\delta = \frac{\Delta v \delta}{(\rho_B \nu_B + \rho_H \nu_H) / (\rho_B + \rho_H)}$ $Fr_\delta = \frac{\Delta v}{\sqrt{\frac{\Delta \rho}{\rho_H} \delta}}$; δ — толщина

пограничного сдвигового слоя раздела разноплотностных потоков; Δv — разность скоростей на поверхности раздела; ρ_B, ν_B и ρ_H, ν_H — плотность и вязкость соответственно верхнего и нижнего слоев.

При развитом пограничном слое, охватывающем всю толщу верхнего слоя, и неподвижном нижнем можно принять $\Delta v = \bar{v}_B$ и $\delta = h_B$.

В результате экспериментальных исследований, выполненных И.А. Шеренковым и А.П. Нетюхайло [121, 122], были выявлены следующие формы движения в пограничном слое раздела стратифицированных потоков и критические значения $C_{кр}$ для этих форм:

I – вязкое течение, при котором на границе раздела вязкие касательные напряжения преобладают над турбулентными силами трения $C_* \leq C_{крI} = 150$;

II – вязкое течение с регулярными устойчивыми волнами на поверхности раздела $C_{крI} \leq C_* \leq C_{крII} = 500$;

III – течение с нерегулярными волнами, в котором турбулентные касательные напряжения превосходят вязкие напряжения сдвига, $C_{крII} \leq C_* \leq C_{крIII} = 800$;

IV – коротковолновое движение, при котором волновая граница раздела разрушается вследствие разрушения гребней коротких волн $C_{крIII} \leq C_* \leq C_{крIV} = 1650$;

V – турбулентное течение с непрерывным градиентом плотности и турбулентным перемешиванием по всей глубине. В этом случае турбулентные касательные напряжения значительно превосходят вязкие $C_* > C_{крIV}$.

Для практических расчетов принимается, что при $C_* < C_{крII} = 500$ существует устойчивое плотностное расслоение потока, а при $C_* > C_{крIV} = 1650$ происходит полное перемешивание разноплотностных потоков.

1.4. НОРМИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА В ВОДОЕМАХ-ОХЛАДИТЕЛЯХ

Нормирование температурного режима как в ближней зоне у водовыпуска, так и в водоеме в целом в настоящее время производится на основании "Правил охраны поверхностных вод от загрязнения сточными водами" [90].

Правила устанавливают нормы на предельно допустимые концентрации (ПДК) веществ, состав и свойства воды, включая температурные, для двух типов водоемов: хозяйственно-питьевого и культурно-бытового назначения, а также для водоемов, используемых в рыбохозяйственных целях.

Состав и свойства воды водных объектов первого типа должны соответствовать нормам в створах, расположенных в водотоках на расстоянии 1 км выше ближнего по течению пункта водопользования, а в непроточных водоемах в радиусе 1 км от пункта водопользования.

Для рыбохозяйственных водоемов состав и свойства воды должны соответствовать нормам в месте выпуска сточных вод при рассеивающем выпуске, а в случае его отсутствия – не далее чем в 500 м от места выпуска.

Относительно требований к температуре воды у пунктов хозяйственно-питьевого и культурно-бытового водопользования в Правилах отмечается: "Летняя температура воды в результате спуска сточных вод не должна повышаться более чем на 3 °С по сравнению со среднемесячной температурой воды самого жаркого месяца года за последние 10 лет".

Для водных объектов, используемых для рыбохозяйственных целей, "температура воды не должна повышаться по сравнению с естественной температурой водоема более чем на 5 °С с общим повышением температуры не более 20 °С летом и 5 °С зимой для водоемов, в которых обитают холодноводные рыбы (лососевые, сиговые), более 28 °С летом и 8 °С зимой – для остальных водоемов. На местах нерестилищ налима запрещается повышать температуру воды зимой более чем до 2 °С".

В руководстве по проектированию обработки и очистки производственных сточных вод тепловых электростанций, разработанных в Минэнерго СССР, рекомендуется рассматривать среднемесячную температуру в расчетном створе для наиболее жаркого месяца жаркого года 10%-ной обеспеченности, а не за последние 10 лет.

Требуемый уровень температуры воды достигается путем применения глубинного водозабора при наличии температурной стратификации, эжектирующих водовыпусков, обеспечивающих в районе водовыпуска трехкратное и более разбавление сбросной воды более холодной водой из водоема, брызгальных установок, ледотермических установок (при соответствующих климатических условиях), насосных установок разбавления сточных вод, а также за счет увеличенной кратности охлаждения пара в конденсаторах турбин в зимний период.

При использовании в качестве водоемов-охладителей наливных водохранилищ, озер и водоемов, не имеющих хозяйственного или культурно-бытового значения, термический режим определяется оптимальными условиями эксплуатации электростанции.

Следует отметить, что в настоящее время целым рядом научных организаций АН СССР и ведомственных институтов проводится работа с целью уточнения действующих Правил. Особенно большое значение при этом приобретают вопросы надежного прогнозирования гидротермического режима в водоемах и водотоках с учетом формирования в них стратифицированных течений.

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ГИДРОТЕРМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВОДОЕМАХ-ОХЛАДИТЕЛЯХ

2.1 МЕТОД МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Математические модели гидротермических процессов в водоемах-охладителях строятся на основе известных уравнений механики жидкости и теплопереноса с учетом специфики рассматриваемых задач. Эти уравнения и соответствующие условия однозначности являются основой для математического и физического моделирования изучаемых явлений. В наиболее общей постановке гидротермические процессы в водохранилищах-охладителях следует рассматривать как нестационарные случайные процессы в силу случайного характера атмосферных процессов над водохранилищем, турбулентного характера течений, изменения режима работы электростанций (и других водопользователей), неточности задания параметров модели, условности расчетных схем и т.п.

Именно в такой постановке возможен прогноз работы водоема-охладителя (а следовательно, и всей системы теплоснабжения электростанции) на основе представлений и методов современной теории надежности, т.е. определение вероятности пребывания тех или иных параметров объекта (скоростей течения, уровня воды, температуры, содержания кислорода и т.п.) в требуемых (по техническим, экономическим, экологическим и другим нормативам) пределах.

Однако решение задачи прогноза гидротермических процессов в водохранилищах в такой (наиболее общей) постановке связано в настоящее время со значительными принципиальными и вычислительными трудностями из-за существенной неполноты информации о вероятностных характеристиках внешних воздействий и параметров системы, сложности соответствующих математических моделей и т.п. Поэтому обычно рассматриваются различные детерминистические модели гидротермических процессов в водохранилищах на основе тех или иных схем учета метео- и других факторов.

Следует отметить также, что, хотя гидротермические процессы в водохранилищах-охладителях всегда нестационарны (из-за изменения метеорологических условий), часто для решения практических задач оказывается приемлемым использование стационарных моделей. Это связано с тем, что во многих случаях, например при сопоставительных расчетах, фактор времени не является существенным для получения практических рекомендаций.

Как уже отмечалось, первые систематические исследования по гидродинамике и термике водоемов-охладителей были выполнены еще в 30-х годах Н.М. Бернадским и Б.В. Проскуряковым [8]. Предложенная ими модель не учитывала стратификации потока, гидродинамическая задача

решалась независимо от температурной, рассматривались лишь водоемы простейшей конфигурации и т.п. В настоящее время уровень развития механики жидкости, теории теплообмена и численных методов решения (с использованием современных ЭВМ) позволяет методами математического моделирования исследовать многие сложные процессы в водоемах-охладителях. При этом весь опыт моделирования самых различных природных и искусственных объектов, в том числе и гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях, свидетельствует о необходимости соответствующего сочетания математического моделирования и экспериментальных исследований. Сложность и высокая стоимость экспериментальных исследований (на физических моделях и натуральных объектах), условность переноса результатов с физической модели на натуру из-за наличия немоделируемых факторов – все это ограничивает (и часто весьма существенно) объем информации о процессе, получаемый экспериментальными методами.

Но нельзя построить математическую модель, адекватную реальной системе, только на основе теоретического изучения явления – сформулированная таким путем расчетная модель обычно значительно отличается от реальной системы. Поэтому при создании и развитии математических моделей происходит уточнение модели, в частности определение ее параметров, на основе данных эксперимента (идентификация системы). В связи с этим математическое моделирование процесса в наиболее общем случае включает следующие основные этапы:

изучение на основе имеющейся информации (теоретической, экспериментальной) физики явления и выделение основных факторов, определяющих процесс;

построение математической модели явления в виде соответствующей системы уравнений (дифференциальных, интегральных и т.п.) с необходимыми граничными и начальными условиями или в виде эквивалентной этой системе вариационной формулировки задачи;

построение численной модели (например, на основе методов конечных разностей, элементов и т.п.) и разработка вычислительной программы;

проведение вычислительных экспериментов, истолкование полученных результатов, сравнение с решениями известных задач и т.п.;

идентификация модели (с использованием данных экспериментов на физических моделях и натуральных объектах), новые вычислительные эксперименты и т.д.;

прогноз (и оптимизация) процесса на основе уточненной (идентифицированной) математической модели.

В настоящее время математическое моделирование все шире применяется при изучении гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях. В связи с этим ниже приводятся исходные уравнения механики жидкости и теплопереноса, рассматриваются системы уравнений гидротермики (с соответствующими граничными условиями), возможные пути их упрощения и методы решения, приводятся примеры расчета с ис-

пользованием численных методов (конечных разностей, конечных элементов). Эти примеры достаточно полно иллюстрируют все основные этапы описанной выше схемы математического моделирования процесса: выбор и обоснование математической модели и методов численной реализации, подбор и решение тестовых задач, проведение идентификации системы (см. гл. 4), исследование гидротермических процессов в конкретных водоемах и сопоставление с данными натуральных экспериментов. При этом делается попытка охватить возможно более широкий круг математических моделей изучаемых явлений: от достаточно общих трехмерных моделей температурно-стратифицированных потоков до различных упрощенных (одномерных, балансовых) схем, играющих важную роль в практических методиках исследования (см. гл. 3).

2.2. УРАВНЕНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ

Система уравнений движения баротропной жидкости в эйлеровых переменных в общем случае (переменная плотность, сжимаемая жидкость), как известно, имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j v_i) &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho F_i + \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j}; \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j) &= 0; \\ p &= f(\rho), \quad i, j = 1, 2, 3. \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Здесь x_i — координаты в прямоугольной системе (в дальнейшем будем считать, что x_3 — координата вдоль вертикальной оси); v_i — компоненты вектора скорости; ρ — плотность; p — давление; t — время; F_i — компоненты вектора объемных сил; τ_{ji} — составляющие напряжения трения.

Первое уравнение представляет закон сохранения импульса (количества движения), второе — закон сохранения массы (уравнение неразрывности), третье — уравнение состояния. Здесь и далее используется для сокращения записи правило суммирования по дважды повторяющемуся в одночленном выражении индексу, т.е.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j v_i) &= \sum_{j=1}^{j=3} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j v_i) = \frac{\partial}{\partial x_1} (\rho v_1 v_i) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_2} (\rho v_2 v_i) + \frac{\partial}{\partial x_3} (\rho v_3 v_i); \\ \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j) &= \sum_{j=1}^{j=3} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j) = \frac{\partial}{\partial x_1} (\rho v_1) + \frac{\partial}{\partial x_2} (\rho v_2) + \frac{\partial}{\partial x_3} (\rho v_3); \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j} = \sum_{j=1}^{j=3} \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{1i}}{\partial x_1} + \frac{\partial \tau_{2i}}{\partial x_2} + \frac{\partial \tau_{3i}}{\partial x_3}.$$

В случае несжимаемой ньютоновской жидкости имеем известные уравнения Навье—Стокса

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial (v_j v_i)}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i + \nu \nabla^2 v_i; \\ \frac{\partial v_j}{\partial x_j} &= 0, \quad i, j = 1, 2, 3. \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

где ν — кинематическая вязкость.

Для невязкой жидкости уравнения Навье—Стокса переходят в уравнения Эйлера

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial (v_j v_i)}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i; \\ \frac{\partial v_j}{\partial x_j} &= 0, \quad i, j = 1, 2, 3. \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

Системе нелинейных уравнений Навье—Стокса (2.2) и различным их модификациям посвящено большое число работ, однако ряд принципиальных вопросов, связанных с этой системой, остается нерешенным. Так, не известно, существуют ли у системы (2.2) при произвольных гладких начальных условиях гладкие решения, которые остаются гладкими (дифференцируемыми) неограниченно долго, единственно ли негладкое (обобщенное) решение системы (2.2), как осуществляется переход к турбулентному движению жидкости и т.д. Эти обстоятельства существенно усложняют математическое моделирование гидродинамических явлений на базе уравнений Навье—Стокса (2.2).

При учете турбулентности течения мгновенные (актуальные) значения гидродинамических характеристик (скоростей, давлений) обычно представляются в виде суммы статистических средних (по ансамблю реализаций) значений и пульсационных составляющих, т.е.

$$v_i = \bar{v}_i + v'_i; \quad p = \bar{p} + p', \quad (2.4)$$

где \bar{v}_i , \bar{p} — средние значения; v'_i , p' — пульсационные составляющие.

Подставляя (2.4) в уравнения Навье—Стокса (2.2), записанные относительно мгновенных значений v_i и p , получаем систему уравнений ос-

редненного турбулентного потока (уравнения Рейнольдса)

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{v}_j \bar{v}_i) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + F_i + \nu \nabla^2 \bar{v}_i - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{v'_j v'_i}); \\ \frac{\partial v_j}{\partial x_j} &= 0, \quad i, j = 1, 2, 3. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Система уравнений (2.5) является незамкнутой, так как содержит кроме четырех искоемых функций \bar{v}_i, \bar{p} девять неизвестных величин турбулентных напряжений $\overline{v'_j v'_i}$.

Проблемам замыкания системы уравнений Рейнольдса (2.5) посвящена обширная литература (см., например, [78]). Можно, используя только уравнения Навье–Стокса и неразрывности (не привлекая дополнительной теоретической и экспериментальной информации), построить последовательность систем уравнений для осредненных значений гидродинамических характеристик потока, однако каждая из этих систем оказывается незамкнутой (цепочка уравнений Келлера–Фридмана). Поэтому системы уравнений для осредненных характеристик потока приходится замыкать, привлекая дополнительные зависимости, основанные на экспериментальных данных, аналогиях и т.п. (полуэмпирические теории турбулентности). Наиболее разработаны методы замыкания уравнений Рейнольдса. Так, согласно известной концепции Буссинеска о турбулентной вязкости принимается, что турбулентные напряжения определяются по формуле

$$-\overline{v'_j v'_i} = \nu_{Tij} \left(\frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \right), \quad (2.6)$$

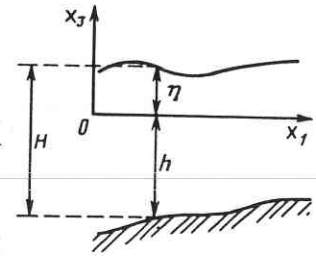
где ν_{Tij} — составляющие коэффициента турбулентной вязкости, характеризующие статистические свойства поля пульсационных скоростей. В общем случае коэффициент турбулентной вязкости является тензорной величиной, для определения которой нужны дополнительные соотношения, поэтому формула (2.6) по существу вводит вместо неизвестных $\overline{v'_j v'_i}$ новые неизвестные ν_{Tij} . Однако во многих случаях можно приближенно считать коэффициент турбулентной вязкости скаляром ν_T и тем самым замкнуть систему уравнений (2.5).

В результате система (2.5) принимает вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{v}_j \bar{v}_i) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + F_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \nu_{\Sigma} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j}; \\ \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_j} &= 0, \quad i, j = 1, 2, 3, \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

где $\nu_{\Sigma} = \nu_M + \nu_T$ — суммарный (эффективный) коэффициент вязкости, включающий молекулярную ν_M и турбулентную ν_T составляющие.

Рис. 2.1. К заданию условий на границе водоема



Система (2.7) может быть в принципе решена при соответствующих граничных и начальных условиях. Следует отметить, что обычно $\nu_M \ll \nu_T$, т.е. молекулярной вязкостью можно пренебречь по сравнению с турбулентной.

Для замыкания системы уравнений (2.5) используются также уравнения энергии турбулентности, уравнение скорости диссипации турбулентной энергии и т.д. [14, 15, 22, 47, 55, 81, 82] (см § 2.6). Другой путь определения параметров феноменологических моделей [типа уравнений (2.5)] — идентификация модели на основе дополнительной информации о поведении реального объекта (см. гл. 4).

При решении системы (2.7) обычно используются следующие граничные условия. На "твердой" боковой поверхности (принимаемой здесь для простоты цилиндрической)

$$\bar{v}_1 = \bar{v}_2 = 0. \quad (2.8)$$

На жидкой боковой поверхности (водозабор, водовыпуск, граница водоема с водотоком и т.п.) \bar{v}_i — заданные функции координат и времени. На свободной поверхности водоема при $x_3 = \eta(x_1, x_2)$ (рис. 2.1)

$$\left. \begin{aligned} p &= \text{const}; \\ \frac{\partial \eta}{\partial t} + \bar{v}_i \frac{\partial \eta}{\partial x_i} &= \bar{v}_3; \\ \nu_{\Sigma} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_3} &= \frac{\tau_i}{\rho}, \quad i = 1, 2, \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

где η — возвышение свободной поверхности; τ_i — компоненты ветрового напряжения.

В случае волн малой амплитуды условия (2.9) задаются на невозмущенной свободной поверхности, причем второе соотношение в (2.9) принимает вид $\frac{\partial \eta}{\partial t} = \bar{v}_3$.

На дне при $x_3 = -h(x_1, x_2)$ принимается условие "прилипания"

$$v_i = 0 \quad (2.10)$$

Исследования течений с условием прилипания показывают, что в непосредственной близости от границы происходят резкие изменения параметров течения, и при численных расчетах в таких областях приходится сгущать сетку. Менее жестким в этом смысле является известное условие

скольжения

$$k_m \frac{\partial \bar{v}}{\partial x_3} + \bar{v} = 0 \text{ при } x_3 = \Delta, \quad (2.11)$$

где $\bar{v} = (\bar{v}_1, \bar{v}_2)$; Δ – выступ шероховатости; k_m – эмпирический коэффициент, зависящий от параметра шероховатости и глубины потока.

В ряде работ по расчету течений в водоемах применяется условие скольжения, связывающее напряжение на дне и скорость, в виде

$$\nu_T \frac{\partial \bar{v}}{\partial x_3} - k_b |\bar{v}| \bar{v} = 0, \quad (2.12)$$

где k_b – коэффициент придонного касательного напряжения, принимаемый постоянным или определяемый по эмпирическим зависимостям. В [14, 47], где исследуется гидротермический режим в водохранилищах-охладителях, коэффициент турбулентной вязкости ν_T , входящий в (2.12), принимается переменным по глубине и определяется с использованием однопараметрической и двухпараметрической моделей турбулентности.

2.3. УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА

Распространение теплоты в движущейся сплошной среде описывается уравнением

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (v_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} (a_{Mij} \frac{\partial T}{\partial x_j}) + F_{\text{тепл}}, \quad (2.13)$$

где T – температура; v_i – компоненты скорости; a_{Mij} – компоненты тензора молекулярной теплопроводности; $F_{\text{тепл}}$ – источники (стоки) теплоты.

Постановка задачи при этом может быть различной. В одних случаях поле скоростей (например, поле осредненных скоростей, пульсационные характеристики потока) считается заданным и требуется определить поле температур, в других – перепад температур может оказывать влияние на поле скоростей.

Обычно предполагается, что главные направления составляющих a_{Mij} совпадают с направлением координатных осей – это дает ортотропную молекулярную теплопроводность a_{Mi} . Для несжимаемой жидкости с учетом уравнения неразрывности уравнение (2.13) может быть записано в виде

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (a_{Mij} \frac{\partial T}{\partial x_j}) + F_{\text{тепл}}, \quad (2.14)$$

Турбулентность потока учитывается путем представления переменных в уравнениях (2.13), (2.14) в виде суммы соответствующих осредненных

(по ансамблю реализаций) величин и пульсационных составляющих

$$v_i = \bar{v}_i + v'_i; \quad T = \bar{T} + T'. \quad (2.15)$$

Подставляя выражения (2.15) для мгновенных величин v_i и T в (2.14), получаем

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{v}_i \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (a_{Mij} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j}) + F_{\text{тепл}} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{v}'_i T'). \quad (2.16)$$

Пульсационный член в (2.16) обычно представляется в виде

$$\bar{v}'_i T' = -a_{Tij} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j}, \quad (2.17)$$

где a_{Tij} – компоненты тензора турбулентной теплопроводности, т.е. в виде, аналогичном закону Фурье в теории молекулярной теплопроводности (гипотеза Фика–Буссинеска).

В результате после подстановки (2.17) в (2.16) получается полуэмпирическое уравнение турбулентного теплопереноса (уравнение Тейлора)

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{v}_i \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} a_{Mij} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} a_{Tij} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + F_{\text{тепл}}. \quad (2.18)$$

Молекулярную теплопроводность a_{Mij} и коэффициенты турбулентной теплопроводности a_{Tij} можно сложить и получить составляющие суммарного (эффективного) коэффициента¹

$$a_{\Sigma ij} = a_{Mij} + a_{Tij}. \quad (2.19)$$

Обычно $a_{Mij} \ll a_{Tij}$ и можно считать, что $a_{\Sigma ij} \approx a_{Tij}$.

Таким образом, уравнение теплопереноса можно записать в виде

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{v}_i \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} a_{ij} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + F_{\text{тепл}}. \quad (2.20)$$

Хотя компоненты a_{ij} определяются статистическими свойствами потока, часто в практических расчетах принимают, что коэффициент теплопроводности постоянен и изотропен, т.е. $a_{ij} = a \delta_{ij}$, где $a = \text{const}$; δ_{ij} – символ Кронекера.

Дальнейшего упрощения уравнения (2.20) применительно к расчетам водохранилищ-охладителей можно достигнуть за счет пренебрежения слагаемыми, характеризующими горизонтальный турбулентный обмен. Тогда вместо (2.20) получим²

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_3} a \frac{\partial T}{\partial x_3} + F_{\text{тепл}}. \quad (2.21)$$

¹ В дальнейшем значок Σ при коэффициентах вязкости и теплопроводности опускается и под ν и a понимаются суммарные коэффициенты.

² Значок осреднения у величин T и ν здесь и далее опускаем.

При решении (2.21) могут быть использованы следующие граничные условия:

- 1) на части S_1 границы области S задается температура $T = T^*$;
- 2) на части S_2 границы области S задается нормальный тепловой поток $Q_{\text{теплн}} = Q^*$ (полная граница $S = S_1 + S_2$).

Применительно к водохранилищам-охладителям необходимо задать граничные условия на свободной поверхности воды, "твердой" границе (дно, боковая поверхность) и "жидкой" границе (водозабор, водовыпуск, границы с другими водоемами и водотоками).

Проблеме теплообмена через свободную поверхность водоемов посвящена обширная литература (см., например, обзоры в книгах [49, 94], а также [71, 92] и др.). Основными факторами, определяющими плотность теплового потока на свободной поверхности водоема, являются: суммарная (прямая и рассеянная) солнечная радиация с учетом отражения, эффективное излучение водной поверхности, испарение, конвективный теплообмен между водой и воздухом.

Выражение для плотности теплового потока на свободной поверхности водоема можно записать в виде

$$\Phi_s = \Phi_R - \Phi_e - \Phi_c, \quad (2.22)$$

где Φ_R — составляющая, характеризующая суммарный радиационный теплообмен (включая излучение); Φ_e — плотность теплового потока за счет испарения; Φ_c — плотность конвективного теплового потока.

Имеются различные зависимости для определения составляющих радиационного теплообмена, тепловых потоков, связанных с испарением и конвекцией. Например, в [157] на основе предложений ряда авторов получена следующая формула для расчета суммарного радиационного теплообмена:

$$\Phi_R = 0,94\Phi_{sc}(1 - 0,65n^2) + 5,17 \cdot 10^{-13}(T_a + 273,15)^6(1 + 0,17n^2) - 5,50 \cdot 10^{-8}(T_s + 273,15)^4, \quad (2.23)$$

где Φ_{sc} — коротковолновая солнечная радиация при ясном небе; n — облачность в долях единицы; T_a и T_s — температура воздуха на высоте 2 м и водной поверхности соответственно, °С.

В ряде работ (см., например, [12, 71, 92]) приводятся зависимости для определения Φ_R , учитывающие ряд дополнительных факторов, влияющих на радиационный теплообмен (местоположение и размеры водоема, альbedo поверхности, ярусность расположения облаков и т.д.). Как правило, эти факторы учитываются введением различных поправочных коэффициентов. В качестве примера приведем формулу сравнительно простого вида, рекомендованную в П78-79 [92],

$$\Phi_R = \Phi_0 [1 - (1 - k)n](1 - a_p) - I(1 - cn^2) - 20,77 \cdot 10^{-8}(T_a + 273,15)^3(T_s - T_a), \quad (2.24)$$

где Φ_0 — суммарная солнечная радиация на уровне моря при альbedo, равном нулю; a_p — альbedo поверхности воды; I — эффективное излучение при безоблачном небе, определяемое как функция влажности и температуры воздуха; k и c — коэффициенты, зависящие от широты места расположения водоема.

Для расчета теплоотдачи испарением обычно используют зависимость

$$\Phi_e = f(W_z)(e_m - e_z), \quad (2.25)$$

где $f(W_z)$ — так называемая ветровая функция; e_m — давление насыщенного пара при температуре водной поверхности; W_z и e_z — скорость ветра и давление пара на высоте z над поверхностью (обычно принимают $z = 2$ м).

В литературе встречаются различные формулы для определения ветровой функции (см., например, [71, 138, 157]); некоторые авторы учитывают зависимость $f(W_z)$ не только от скорости ветра, но и от соотношения между температурами воздуха и водной поверхности [10, 11, 54] (см. § 3,2).

Расчет теплообмена конвекцией обычно производят исходя из соотношения Боуэна, полученного в предположении подобия процессов тепло- и массопереноса,

$$\frac{\Phi_c}{\Phi_e} = 64,1 \left| \frac{T_s - T_a}{e_m - e} \right|, \quad (2.26)$$

e — давление пара на высоте 2 м над водоемом.

Используя (2.25) и (2.26), получаем

$$\Phi_c = 64,1f(W_z)(T_s - T_a). \quad (2.27)$$

Таким образом, составляющие плотности теплового потока Φ_e и Φ_c часто записывают в виде

$$\Phi_e = \alpha_e(e_m - e); \quad (2.28)$$

$$\Phi_c = \alpha_c(T_s - T_a), \quad (2.29)$$

где α_e и α_c — коэффициенты теплоотдачи испарением и конвекцией соответственно.

Обычно температура воды в водоемах значительно меньше 273,15 °С, а зависимость давления насыщенного пара от температуры поверхности в интервале ее изменения можно считать линейной. Поэтому, когда ветровая функция не зависит от T_s , выражение для плотности теплового потока можно линеаризовать по температуре поверхности, т.е.

$$\Phi_s = -\alpha_{\Sigma}(T_s - T_p), \quad (2.30)$$

где α_{Σ} — суммарный коэффициент теплоотдачи; T_p — равновесная температура (введенная в практику расчетов Дж. Эдингером), которая при

данных метеорологических факторах соответствует равенству нулю полного потока через поверхность водоема. Очевидно, условие (2.30) формально справедливо в любом случае, однако лишь при указанных выше условиях коэффициент теплоотдачи α_Σ можно считать не зависящим от температуры поверхности.

Следует отметить, что задание аналитической зависимости для определения плотности теплового потока на свободной поверхности водоема — только один из возможных путей замыкания задачи теплопереноса. Другим путем является совместное рассмотрение гидротермических процессов в водохранилище и аэродинамических процессов над его поверхностью. Такой наиболее общий подход приводит к существенному усложнению задачи. В то же время учет трансформации и стратификации воздушного потока над водоемом (см., например, [83–85]) в некоторых случаях может оказаться необходимым для обеспечения приемлемой точности результатов.

Тепловые потоки через дно и боковые границы водоема обычно пренебрежимо малы по сравнению с потоком через свободную поверхность и поэтому на этих границах полагается (n — нормаль к поверхности)

$$a_n \frac{\partial T}{\partial n} = 0. \quad (2.31)$$

На водовыпуске может быть задана температура сбрасываемой в водоем воды

$$T = T_{\text{вып}}(t). \quad (2.32)$$

Более сложным является вопрос о задании приемлемого условия для температуры на водозаборе. Часто предполагают, что конвективный перенос теплоты существенно больше диффузионного, что приводит к условию

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = 0. \quad (2.33)$$

Другой путь для формулировки граничного условия на водозаборе — идентификация функции, описывающей тепловой поток на границе по результатам измерений температуры в водоеме (см. гл. 4).

Вариационная формулировка, соответствующая уравнению (2.20) и граничным условиям, имеет вид (недиагональные компоненты тензора a не учитываем)

$$\begin{aligned} V \left[\frac{dT}{dt} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - F_{\text{тепл}} \right] \delta T dV = \\ = \int_{S_2} (Q_{\text{тепл}n} - Q^*) \delta T dS, \end{aligned} \quad (2.34)$$

где предполагается, что T удовлетворяет условию $T = T^*$ на S_1 .

Интегрируя (2.34) по частям, получаем

$$V \left[\left(\frac{dT}{dt} - F_{\text{тепл}} \right) \delta T + a_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \frac{\partial \delta T}{\partial x_i} \right] dV = \int_{S_2} Q^* \delta T dS. \quad (2.35)$$

Соотношение (2.35) является основой для решения задач теплопереноса методом конечных элементов.

2.4. СИСТЕМЫ УРАВНЕНИЙ ГИДРОТЕРМИКИ

Для изучения гидротермического режима (гидродинамических характеристик и полей температур) в водохранилищах-охладителях в зависимости от целей исследования, особенностей водоема, полноты исходной информации, возможностей вычислительных средств, традиций и т.п. используются самые различные математические модели явления, основанные на различных вариантах уравнений механики жидкости и теплопереноса и соответствующих граничных условий. В общем случае уравнения гидродинамики и теплопереноса, которые выше рассматривались независимо, следует рассматривать совместно, так как плотность воды зависит от температуры.

Принципиально возможны две постановки задачи:

1) уравнения гидродинамики и теплопереноса решаются совместно, в результате чего определяются все характеристики гидротермического процесса;

2) предполагается, что влиянием температурного поля на гидродинамические характеристики можно пренебречь, и задача решается в два этапа: сначала определяется поле скорости из уравнения гидродинамики, а затем решается уравнение теплопереноса.

Если в первом случае исходить из трехмерных полуэмпирических уравнений турбулентного потока и теплопереноса, не используя более сложных моделей турбулентности, то будем иметь систему уравнений гидротермики относительно шести неизвестных (v_i, p, ρ, T)

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (v_j v_i) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i + \frac{\partial}{\partial x_j} v \frac{\partial v_i}{\partial x_j}; \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j) &= 0; \\ \rho &= \rho(T, p); \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (v_i T) &= \frac{\partial}{\partial x_i} a_{ij} \frac{\partial T}{\partial x_j} + F_{\text{тепл}}, \quad i, j = 1, 2, 3, \end{aligned} \right\} \quad (2.36)$$

которая решается при соответствующих граничных и начальных условиях. Во втором случае сначала решается система уравнений гидродина-

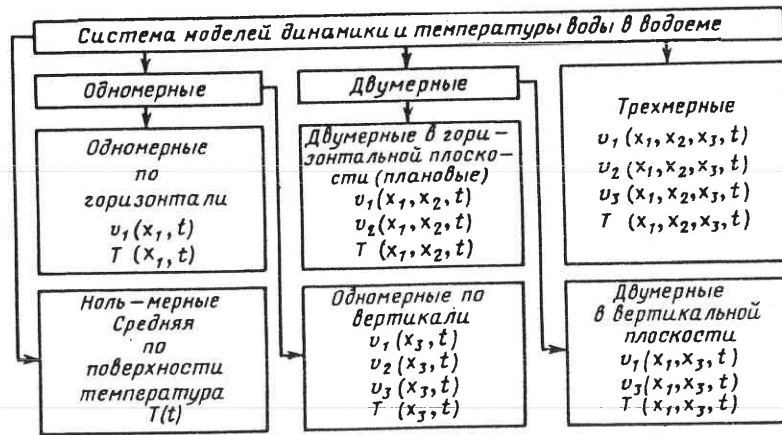


Рис. 2.2. Схема системы математических моделей гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях

мики, а затем с использованием полученного поля скоростей и уравнение теплопереноса.

Некоторое упрощение трехмерных уравнений (2.36) может быть достигнуто также за счет пренебрежения рядом слагаемых (например, если пренебречь горизонтальным обменом импульсом и теплотой по сравнению с вертикальным, при рассмотрении стационарных задач и т.п.).

Если коэффициенты турбулентного обмена, содержащиеся в уравнениях (2.36), определяются с привлечением какой-либо модели турбулентности (однопараметрической, двухпараметрической и т.п.), то количество неизвестных и уравнений в системе (2.36) увеличивается (некоторые примеры таких систем уравнений приводятся в § 2.6).

Другой путь упрощения исходной системы уравнений – понижение размерности задачи, т.е. переход от трехмерных к двумерным (плоским и плоскостным) и одномерным моделям. При этом также, очевидно, возможно совместное или последовательное рассмотрение задач гидродинамики и теплопереноса, расширение системы при использовании различных моделей турбулентности и т.д.

Иногда используется еще один способ видоизменения исходной системы типа (2.36) – выделение баротропной и бароклиной составляющих [68].

В практике исследований гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях также часто используется уравнение (нестационарное и стационарное) теплового баланса водоема, записанное относительно среднеповерхностной или среднеобъемной температуры, такие модели можно назвать ноль-мерными (см. гл. 3).

Схема системы математических моделей динамики и качества воды в водоемах и водотоках, приведенная в [69], практически без изменений

может быть использована для построения аналогичной схемы применительно к математическому моделированию гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях (рис. 2.2).

2.5. МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ГИДРОТЕРМИКИ

Как уже отмечалось, уравнения гидродинамики и теплопереноса, служащие основой для изучения гидротермических процессов в водохранилищах, могут быть решены аналитическими методами лишь в отдельных частных случаях при существенной схематизации физической и геометрической сторон явления (последовательное рассмотрение задач гидродинамики и теплопереноса, линеаризованные уравнения, постоянные коэффициенты, стандартные области и т.п.). Если удастся свести исходные уравнения к некоторым типам классических уравнений математической физики (уравнениям Лапласа, Пуассона, Фурье и т.п.), то тогда некоторыми известными методами (разделения переменных, интегральных преобразований и др.) можно получить аналитическое решение. Однако при этом нередко форма аналитического решения оказывается достаточно громоздкой и затруднительной для получения численных результатов.

Все это приводит к тому, что при решении задач гидродинамики и теплопереноса (в частности, при изучении гидротермических процессов в водохранилищах) широко используются различные численные методы с использованием ЭВМ.

Для численного решения задач гидродинамики и теплопереноса в той или иной постановке в настоящее время используются различные методы: метод конечных разностей (МКР) или сеток, метод конечных элементов (МКЭ), метод граничных элементов (МГЭ), различные их комбинации и т.п. В результате применения численных методов исходное дифференциальное уравнение (или система уравнений) с граничными условиями сводится к системе алгебраических уравнений.

В настоящее время эти методы начинают широко применяться и при исследовании гидротермических процессов в водоемах-охладителях. При этом часто оказывается довольно трудно сравнивать различные приближенные методы, так как обычно при изложении недостаточно четко указывается их взаимосвязь.

Ниже, следуя [13] кратко проиллюстрируем взаимосвязь различных численных методов на примере уравнения Лапласа (к которому в ряде случаев сводятся задачи стационарной теплопроводности, двумерные задачи гидродинамики и многие другие).

Краевая задача для уравнения Лапласа имеет вид

$$\nabla^2 U_0 = 0 \text{ на } \Omega; \quad (2.37)$$

$$\left. \begin{aligned} U_0 &= U^* \text{ на } \Gamma_1; \\ \frac{\partial U_0}{\partial n} &= q^* \text{ на } \Gamma_2, \end{aligned} \right\} \quad (2.38)$$

где U_0 – искомая функция; Γ_1 и Γ_2 – части границы области Ω , на которых зада-

ны соответственно значения искомой функции U^* и ее нормальной производной q^* .

Записывая приближенное выражение для U_0 в виде

$$U = \sum_i \alpha_i \varphi_i, \quad (2.39)$$

где φ_i — заданные линейно независимые функции; α_i — коэффициенты, подлежащие определению, и подставляя (2.39) в (2.37) и (2.38), получаем (если $U \neq U_0$) функции ошибок

$$\begin{aligned} \nabla^2 U &= \epsilon \text{ на } \Omega; \\ U - U^* &= \epsilon_1 \text{ на } \Gamma_1; \end{aligned} \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial U}{\partial n} - q^* = \epsilon_2 \text{ на } \Gamma_2.$$

Чтобы сделать эти ошибки минимальными в области и на ее границе используют различные варианты метода взвешенных остатков (невязок), т.е. умножают ошибки на некоторую весовую функцию

$$W = \sum_i \beta_i \psi_i, \quad (2.41)$$

(ψ_i — заданные линейно независимые функции; β_i — произвольные коэффициенты) и интегрируют по области или границе.

Первый вариант основан на точном удовлетворении граничных условий ($\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0$) и соотношениях

$$\int_{\Omega} \epsilon W d\Omega = \int_{\Omega} (\nabla^2 U) W d\Omega = 0. \quad (2.42)$$

Если выражения для U и W различные, то имеем метод моментов, конечных разностей (сеток) и т.п.

Например, классический конечно-разностный метод может быть интерпретирован как специальный случай соотношения (2.42), где в качестве весовых функций выбрана дельта-функция, а β_i — произвольные узловые коэффициенты. В частности, если φ_i — локальные полиномы второго порядка, то соотношение (2.42) дает те же результаты, что и центральная конечно-разностная схема.

Если для задания приближенного выражения (2.39) и весовой функции (2.41) используется одно и то же выражение, то (2.42) — формулировка метода Бубнова-Галеркина.

Если тождественно удовлетворяются условия только на Γ_1 , то вместо (2.42) будем иметь

$$\int_{\Omega} \epsilon W d\Omega = \int_{\Gamma_2} \epsilon_2 W d\Gamma \quad (2.43)$$

или после интегрирования левой части по частям

$$\int_{\Omega} \frac{\partial U}{\partial x_k} \frac{\partial W}{\partial x_k} d\Omega = \int_{\Gamma_2} q^* W d\Gamma, \quad (2.44)$$

т.е. так называемую слабую формулировку, являющуюся основой метода конечных элементов.

Если методом взвешенных невязок удовлетворяются условия и на Γ_1 , то вместо (2.43) получаем

$$\int_{\Omega} \epsilon W d\Omega = \int_{\Gamma_2} \epsilon_2 W d\Gamma - \int_{\Gamma_1} \epsilon_1 \frac{\partial W}{\partial n} d\Gamma. \quad (2.45)$$

Интегрируя левую часть (2.45) дважды по частям, приходим к соотношению

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} (\nabla^2 W) W d\Omega &= - \int_{\Gamma_2} q^* W d\Gamma - \int_{\Gamma_1} q W d\Gamma + \\ &+ \int_{\Gamma_2} U \frac{\partial W}{\partial n} d\Gamma + \int_{\Gamma_1} U^* \frac{\partial W}{\partial n} d\Gamma. \end{aligned} \quad (2.46)$$

Если $\nabla^2 W = 0$, то (2.46) позволяет рассматривать только условия на границах.

При одинаковых U и W имеем классический метод Грешца, при различных U и W соотношение (2.46) является основой для МГЭ.

На первом этапе применения численных методов к решению задач гидродинамики и теплопереноса использовался главным образом метод конечных разностей. Подробный анализ применения метода конечных разностей к решению одномерных и плановых задач гидродинамики водотоков и водоемов (в том числе и водохранилищ-охладителей) имеется, например, в [27, 69, 95, 124]. Ряд работ (например, [14, 47, 48]) посвящен решению трехмерных задач гидротермики.

Начиная с конца 60-х — начала 70-х годов все большее распространение при решении самых разнообразных задач механики сплошных сред (в том числе гидродинамики и теплопереноса) получает метод конечных элементов [53, 75, 98]. По сравнению с широко распространенным МКР преимущества МКЭ обусловлены его вариационно-разностной сущностью, большей гибкостью при задании положения узлов и типов элементов для областей сложной геометрической конфигурации, простотой исследования неоднородных сред, широкими возможностями использования стандартных программ на всех этапах решения и т.п.

Вопросы применения МКЭ к исследованию гидротермических процессов в водоемах-охладителях изложены в [108, 157, 160, 161].

В последние годы для решения аналогичных задач начал применяться также метод граничных интегральных уравнений (МГИУ) или МГЭ, позволяющий понизить размерность задачи на единицу и во многих случаях, как показывают сопоставительные расчеты, оказавшийся весьма эффективным. В частности, этот метод не обладает такими недостатками классических МКР и МКЭ, как трудность описания бесконечных и полубесконечных областей, необходимость решения систем уравнения высокого порядка и определения сложных характеристик объекта (матриц "жесткости", масс и т.п.).

Ниже приводятся примеры решения задач гидродинамики и термики водоемов-охладителей наиболее распространенными в настоящее время численными методами — конечных разностей и конечных элементов.

2.6. ТРЕХМЕРНЫЕ МОДЕЛИ

Трехмерные математические модели гидротермических процессов, основанные на общих уравнениях гидродинамики стратифицированных потоков и теплопереноса, являются весьма сложными с точки зрения численной реализации и требуемой исходной информации.

В работах О.Ф. Васильева, В.И. Квона и их сотрудников [14, 16, 17, 47, 48] были предложены и реализованы некоторые трехмерные модели, учитывающие ряд характерных особенностей водохранилищ-охладителей и позволяющие получить подробную информацию о характере гидротермических процессов с учетом большого числа различных факторов. Так как изменение плотности воды в водохранилищах-охладителях существенно меньше самой плотности, то стратифицированное течение может быть описано в приближении Буссинеска, т.е. в уравнениях движения переменная плотность заменяется некоторым ее средним постоянным значением ρ_0 везде, кроме членов, описывающих архимедову силу. Глубина водохранилищ обычно бывает значительно меньше плановых размеров, поэтому течение в водохранилище можно рассматривать как течение в мелководном бассейне, когда вертикальная составляющая скорости много меньше горизонтальных составляющих.

В результате из уравнений (2.36) была получена следующая система, аналогичная уравнениям, описывающим течение в бароклинном океане,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i + \frac{\partial}{\partial x_j} v \frac{\partial v_i}{\partial x_j}; \\ \frac{\partial p}{\partial x_3} &= -g\rho; \quad \frac{\partial v_j}{\partial x_j} = 0; \quad \rho = \rho(T); \\ \frac{\partial T}{\partial t} + v_j \frac{\partial T}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_i} a_{ij} \frac{\partial T}{\partial x_j} + F_{\text{тепл}}, \quad i, j = 1, 2, 3. \end{aligned} \right\} \quad (2.47)$$

Для вычислительных экспериментов и решения конкретных задач использовались различные упрощенные варианты системы (2.47).

Если скорость течения или ее пространственные изменения невелики, то в уравнениях движения можно пренебречь нелинейными инерционными членами; можно также считать, что отклонения свободной поверхности воды от ее невозмущенного горизонтального положения малы по сравнению с глубиной, и опустить члены, характеризующие процессы горизонтального обмена импульсом и теплотой. Тогда, исключив давление из уравнений движения и полагая, что $a_{ij} = a_i \delta_{ij}$, $F_i = 0$, получаем вместо системы (2.47)

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} = -g \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\eta + \frac{1}{\rho_0} \int_0^{\rho} \rho dx_3 \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} v \frac{\partial v_i}{\partial x_3};$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v_j}{\partial x_j} &= 0; \quad \rho = \rho(T); \\ \frac{\partial T}{\partial t} + v_j \frac{\partial T}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_3} a_3 \frac{\partial T}{\partial x_3} + F_{\text{тепл}}, \quad i = 1, 2; \quad j = 1, 2, 3. \end{aligned} \right\} \quad (2.48)$$

Для системы (2.48) в [14] принимались следующие граничные условия:

на твердой части боковой поверхности $v_n = 0$;
на жидкой части боковой поверхности, где вода втекает в водоем (водоотпуск), $v_n = f_{n1}(x, t)$; $T = f_T(x, t)$;
на жидкой части боковой поверхности, где вода вытекает из водоема (водозабор), $v_n = f_{n2}(x, t)$;
на свободной поверхности воды при $x_3 = 0$

$$\frac{\partial \eta}{\partial t} = v_3; \quad v \frac{\partial v}{\partial x_3} = \frac{\tau}{\rho_0}; \quad c\rho_0 a_3 \frac{\partial T}{\partial x_3} = \alpha_{\Sigma}(T - T_p); \quad (2.49)$$

на дне при $x_3 = -h(x_1, x_2)$

$$v_3 = v_1 \frac{\partial h}{\partial x_1} + v_2 \frac{\partial h}{\partial x_2};$$

$$v \frac{\partial v}{\partial x_3} = k_b |v| v; \quad \frac{\partial T}{\partial x_3} = 0,$$

где $x = (x_1, x_2, x_3)$; $v = (v_1, v_2)$; $\tau = (\tau_1, \tau_2)$.

Уравнения (2.48) при граничных условиях (2.49) могут быть численно решены при заданных (из тех или иных соображений) коэффициентах турбулентного обмена или с использованием различных моделей турбулентности.

В [14] определение коэффициентов турбулентного обмена выполнялось с привлечением уравнения баланса энергии турбулентности, которое записывалось в виде

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial x_3} k_E \frac{\partial E}{\partial x_3} + (v_T - v_M) \left[\left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right)^2 + \right. \\ &\left. + \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} \right)^2 \right] (1 - \alpha_T Ri) - Ck_E \frac{E}{L_T}, \end{aligned} \quad (2.50)$$

где E — энергия турбулентности; k_E — коэффициент суммарного обмена для переноса энергии турбулентности; L_T — масштаб турбулентности; C — постоянная.

Отношение коэффициентов турбулентной теплопроводности и вязкости α_T принималось зависящим от числа Ричардсона

$$Ri = - \frac{g \frac{\partial \rho}{\partial x_3}}{\rho_0 \left[\left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} \right)^2 \right]} \quad (2.51)$$

в соответствии с формулой В. Мунка и Э. Андерсона

$$\alpha_T = \alpha_0 (1 + 10 Ri)^{1/2} / (1 + \frac{10}{3} Ri)^{3/2}, \quad \alpha_0 = \text{const.} \quad (2.52)$$

Для (2.50) задавались условия, соответствующие равенству нулю потока энергии турбулентности через граничные поверхности,

$$k_E \frac{\partial E}{\partial n} = 0. \quad (2.53)$$

Уравнения (2.48), (2.50) и граничные условия (2.49), (2.53) аппроксимировались с помощью неявной конечно-разностной схемы, системы разностных уравнений решались методами дробных шагов, простой и матричной прогонок.

Описанная математическая модель применялась, в частности, для изучения гидротермического режима (полей скоростей и температуры) водохранилища Экибастузской ГРЭС-1 (площадь водного зеркала $\Omega = 18,5 \text{ км}^2$, объем воды $V = 86 \cdot 10^6 \text{ м}^3$; средняя глубина $H = 4,6 \text{ м}$). Расчет выполнялся для следующих условий: циркуляционный расход $Q = 140 \text{ м}^3/\text{с}$; температура воды на водовыпуске $T_{\text{вып}} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$; равновесная температура $T_p = 25,2 \text{ }^\circ\text{C}$; суммарный коэффициент теплообмена на водной поверхности $\alpha_\Sigma = 52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$; скорость ветра $W = 3 \text{ м/с}$. Решалась стационарная задача методом установления. На рис. 2.3 приводятся результаты расчета полей температуры и скорости течения на поверхности водохранилища, на рис. 2.4 — поля средней по глубине и придонной скоростей. Полученные результаты показали, что в данном случае распределение температуры по глубине почти однородно; это может быть объяснено относительно небольшой глубиной водохранилища и воздействием ветра.

Вдали от водовыпуска наблюдается слабая отрицательная стратификация, связанная с интенсивным теплообменом через поверхность. Течение по поверхности воды следует в основном направлению ветра, осредненное по глубине течение имеет одну большую циркуляцию с центром в средней части водоема. Придонное течение качественно похоже на среднее по глубине, но в нем наблюдается компенсационное течение, противоположное по направлению поверхностному.

В [48] рассматривается нелинейная трехмерная модель, учитывающая нелинейные инерционные члены в уравнениях движения и нелинейную зависимость плотности от температуры. Кроме того, для определения коэф-

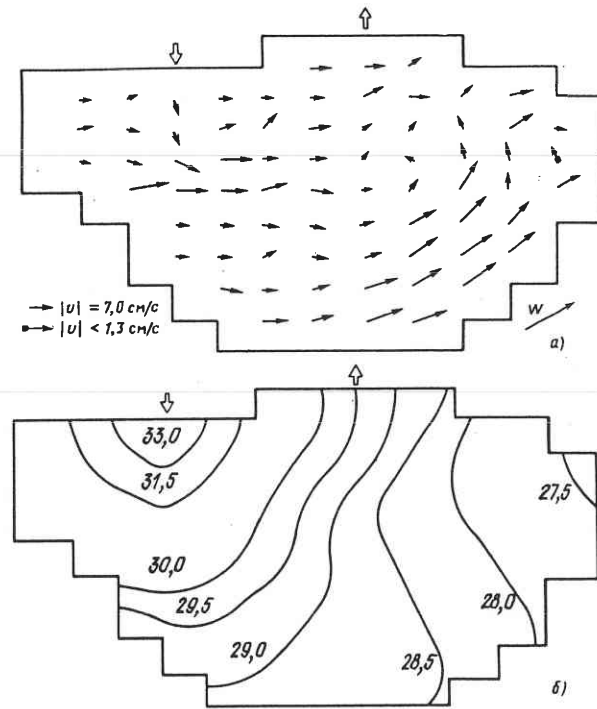


Рис. 2.3. Поля скорости и температуры на поверхности, рассчитанные для водохранилища Экибастузской ГРЭС-1 с использованием трехмерной модели:

а — поле скорости; б — изотермы

фициентов вертикального турбулентного обмена используется двухпараметрическая модель турбулентности.

В отличие от предыдущей постановки задачи здесь задается вектор скорости на водовыпуске и предлагается более общее условие, накладываемое на тепловой режим: на водовыпуске задается связь между температурой на нем и температурой на водозаборе. Система уравнений (2.47) записывается в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v_1}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_1}{\partial x_j} - l v_2 &= -g \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\eta + \frac{1}{\rho_0} \int_{x_3}^0 \rho dx_3 \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} v \frac{\partial v_1}{\partial x_3}; \\ \frac{\partial v_2}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_2}{\partial x_j} + l v_1 &= -g \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\eta + \frac{1}{\rho_0} \int_{x_3}^0 \rho dx_3 \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} v \frac{\partial v_2}{\partial x_3}; \\ \frac{\partial \eta}{\partial x_j} &= 0; \quad \rho = \rho(T); \end{aligned} \right\} \quad (2.54)$$

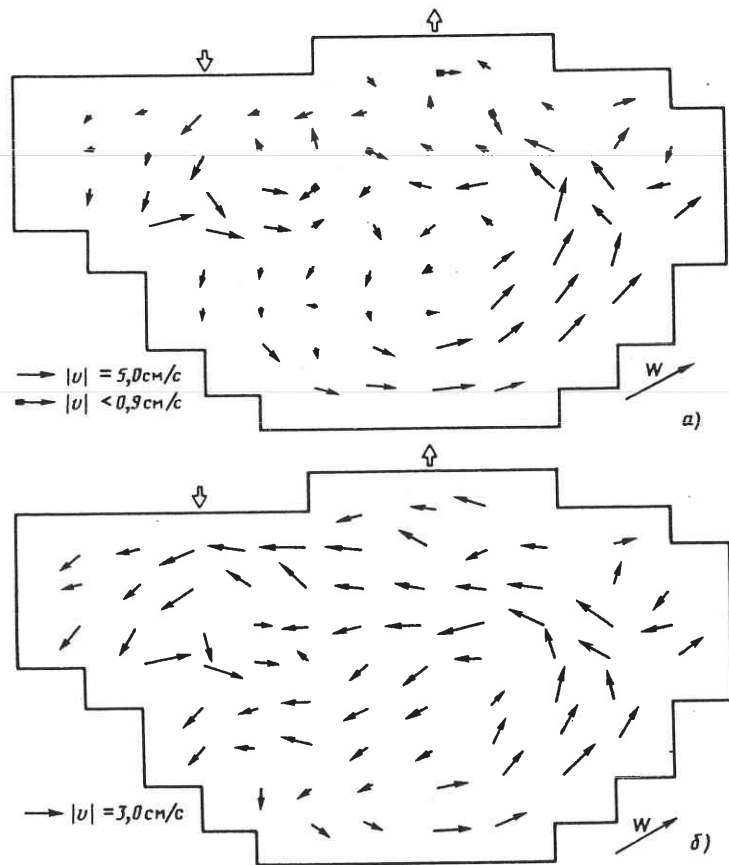


Рис. 2.4. Поля скорости, рассчитанные для водохранилища Экибастузской ГРЭС-1 с использованием трехмерной модели:

a – поле средней скорости; *б* – поле придонной скорости

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_3} a_3 \frac{\partial T}{\partial x_3}, \quad j = 1, 2, 3,$$

где l – параметр Кориолиса.

Граничные условия (2.49) остаются без изменения, за исключением условия для температуры на водовыпуске, которое записывается в виде

$$T_{\text{вып}} = k_3 T_{\text{заб}} + f_T(x, t). \quad (2.55)$$

Кроме того, на водовыпуске задается не нормальная составляющая, а вектор скорости.

Коэффициенты вертикального турбулентного обмена в (2.54) определяются на основе следующей модели турбулентности:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial x_3} \nu \frac{\partial E}{\partial x_3} + P - \epsilon; \\ \frac{\partial \epsilon}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial x_3} K_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_3} + \frac{\epsilon}{E} (c_1 P - c_2 \epsilon), \end{aligned} \right\} \quad (2.56)$$

где

$$P = \nu_T \left[\left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} \right)^2 \right] (1 - \alpha_T Ri).$$

Здесь ϵ – скорость диссипации энергии турбулентности; $\nu_T = \alpha E^2 / \epsilon$ – коэффициент турбулентной вязкости; $K_\epsilon = \alpha_\epsilon \nu_T + \nu_M$; $\nu = \nu_T + \nu_M$ – суммарный коэффициент вязкости; $c_1, c_2, \alpha, \alpha_\epsilon$ – эмпирические коэффициенты.

Для системы уравнений (2.56) принимались следующие граничные условия:

на свободной поверхности воды

$$\nu \frac{\partial E}{\partial x_3} = k \left| \frac{\tau}{\rho_0} \right|^{3/2}; \quad \epsilon = c_\epsilon \frac{E^{3/2}}{y_0}; \quad (2.57)$$

на дне

$$\frac{\partial E}{\partial x_3} = 0; \quad \epsilon = c_\epsilon \frac{E^{3/2}}{y_0}, \quad (2.58)$$

где y_0, y_0 – шероховатости водной поверхности и дна соответственно; k, c_ϵ – некоторые постоянные.

Первое условие (2.57) определяет поток энергии, вызванный обрушением поверхностных волн. Связь между диссипацией и энергией турбулентности в условиях (2.57) и (2.58) вытекает из известного соотношения для ϵ [78] при замене в нем масштаба турбулентности соответственно шероховатостью водной поверхности y_0 и шероховатостью дна y_0 .

Для численной реализации описанной модели методом конечных разностей был разработан вычислительный алгоритм, элементами которого являются метод дробных шагов (схема стабилизирующей поправки), итерационный метод Гаусса–Зейделя, метод прогонки и его матричный вариант.

2.7. ПЛОСКИЕ МОДЕЛИ

При изучении течения воды и процессов теплообмена в относительно узких водоемах задача во многих случаях может быть упрощена путем перехода к двумерной (в вертикальной плоскости) модели с применением операции осреднения по ширине водоема. Такая двумерная модель температурно-стратифицированного течения в водоеме вытянутой формы была построена в [17, 18, 19] на основе осреднения трехмерных уравнений турбулентного течения в мелководном водоеме. При выводе предполагалось также, что кривизна водоема в плане невелика, его поперечное сечение плавно изменяется по длине, коэффициенты турбулентного обмена — скалярные величины и что можно пренебречь продольными диффузионными потоками импульса и теплоты по сравнению с вертикальными. В упрощенном варианте такой модели дополнительно предполагается (как и в случае трехмерной задачи), что нелинейные инерционные члены пренебрежимо малы, а свободная поверхность водоема близка к горизонтальной ($\eta \approx 0$). Поперечное сечение водоема схематизируется в предположении, что периметр сечения включает донный горизонтальный участок и криволинейные боковые поверхности $x_2 = -b_1(x_1, x_3)$ и $x_2 = b_2(x_1, x_3)$.

При этих предположениях после осреднения соответствующих трехмерных уравнений по координате x_2 и исключения давления задача сводится к решению системы

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v_1}{\partial t} &= -g \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\eta + \frac{1}{\rho_0} \int_{x_3}^0 \rho dx_3 \right) + \frac{1}{b} \frac{\partial}{\partial x_3} \left(b v \frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right) - \frac{\tau_s}{b}; \\ \frac{\partial b v_1}{\partial x_1} + \frac{\partial b v_3}{\partial x_3} &= 0; \\ \frac{\partial T}{\partial t} + v_1 \frac{\partial T}{\partial x_1} + v_3 \frac{\partial T}{\partial x_3} &= \frac{1}{b} \frac{\partial}{\partial x_3} \left(b a_3 \frac{\partial T}{\partial x_3} \right) + F_{\text{тепл}}, \end{aligned} \right\} \quad (2.59)$$

где

$$b = b_1 + b_2; \quad s = \sum_{i=1}^2 \left[1 + \left(\frac{\partial b_i}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial b_i}{\partial x_3} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (2.60)$$

Здесь v_1, v_3, T и ρ — средние по ширине водоема значения скорости, температуры и плотности.

Напряжение трения боковой поверхности принимается в виде

$$\tau = \frac{\lambda}{8} |v_1| v_1, \quad (2.61)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения.

Таким образом, число уравнений и неизвестных уменьшается (по сравнению с трехмерной задачей) на единицу, а сами уравнения упрощаются.

Если коэффициенты турбулентного обмена определяются с привлечением какой-либо модели турбулентности, то система уравнений (2.59) соответственно расширяется, добавляются граничные и начальные условия, аналогичные по смыслу условиям, приведенным выше при формулировке трехмерной задачи. В данном случае на входном и выходном сечениях водоема достаточно задать расход (или уровень водной поверхности) и температуру в тех точках, где вода втекает в рассматриваемую область; в качестве динамического условия на дне задается "условие прилипания", которое может рассматриваться как предельный случай приведенного выше более общего "условия скольжения". В [18, 19] приводятся результаты численных расчетов некоторых нестационарных стратифицированных течений, выполненных методом конечных разностей в описанной (а также в несколько уточненной) постановке. В частности, был выполнен расчет неустановившегося движения, возникающего при внезапном удалении вертикальной перегородки, отделяющей холодную воду от теплой; при этом оказалось, что описанная математическая модель хорошо воспроизводит наблюдаемые в физическом эксперименте особенности явления.

В ряде работ переход от трехмерной задачи к плоской (в вертикальной плоскости) осуществляется без выполнения операции осреднения по координате x_2 , т.е. предполагается, что все характеристики потока несущественно зависят от x_2 и, следовательно, можно пренебречь их производными по этой координате по сравнению с другими слагаемыми исходных уравнений. Так, в [50] для описания течения стационарного стратифицированного потока использовалась следующая двумерная модель:

$$\left. \begin{aligned} v_1 \frac{\partial v_1}{\partial t} + v_3 \frac{\partial v_1}{\partial x_3} &= -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p_1}{\partial x_1} + \nu_M \frac{\partial}{\partial x_3} \left[\left(1 + \frac{\nu_T}{\nu_M} \right) \frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right]; \\ \frac{\partial p_1}{\partial x_3} &= g(\rho - \rho_0); \quad p_1 = p - p_0; \quad p_0 = \rho_0 g x_3; \\ \rho - \rho_0 &= -\beta \rho_0 (T - T_0); \\ \frac{\partial v_1}{\partial x_1} + \frac{\partial v_3}{\partial x_3} &= 0; \quad v_1 \frac{\partial T}{\partial x_1} + v_3 \frac{\partial T}{\partial x_3} = a_M \frac{\partial}{\partial x_3} \left[\left(1 + \frac{a_T}{a_M} \right) \frac{\partial T}{\partial x_3} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (2.62)$$

Для замыкания уравнений движения используется уравнение баланса турбулентной энергии, принимаемое в форме

$$\begin{aligned} v_1 \frac{\partial E}{\partial x_1} + v_3 \frac{\partial E}{\partial x_3} &= \nu_M \frac{\partial}{\partial x_3} \left[\left(1 + \frac{k_{ET}}{\nu_M} \right) \frac{\partial E}{\partial x_3} \right] + \\ &+ \nu_T \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right)^2 + g \beta a_T \frac{\partial T}{\partial x_3} - \nu_M \frac{E}{L_T^2} (c \text{Re}_T + c_1), \end{aligned} \quad (2.63)$$

где кроме ранее принятых обозначений k_{ET} — коэффициент турбулентной

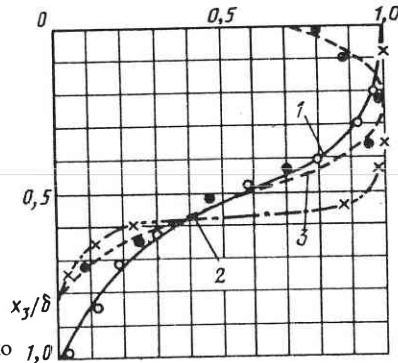
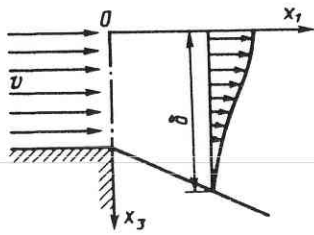


Рис. 2.5. К решению задачи (2.62) – (2.65)

Рис. 2.6. Распределение параметров потока по глубине при сбросе подогретой воды в водоем (точки – эксперимент, кривые – расчет):

1 – относительная скорость $v_1/v_{1\text{макс}}$; 2 – относительная температура $\frac{T - T_0}{T_1 - T_0}$ (T_1 – температура сбрасываемой воды; T_0 – температура воды в водоеме до сброса); 3 – относительная турбулентная энергия $E/E_{\text{макс}}$

диффузии энергии E ; β – температурный коэффициент объемного расширения; c и c_1 – эмпирические постоянные ($c = 0,2$; $c_1 = 3,93$).

На основе анализа экспериментальных данных были приняты следующие функциональные зависимости для коэффициентов обмена:

$$\frac{\nu_T}{\nu_M} = \frac{c \text{Re}_T + c_1 \left(\frac{\text{Re}_T}{\text{Re}_{\text{лок}}}\right)^2}{1,5 + \text{Ri}}; \frac{a_T}{a_M} = \frac{c \text{Re}_T + c_1 \left(\frac{\text{Re}_T}{\text{Re}_{\text{лок}}}\right)^2}{1,5 + \text{Ri}^2} \text{Pr}, \quad (2.64)$$

где Re_T , $\text{Re}_{\text{лок}}$ – турбулентное и локальное числа Рейнольдса соответственно; $\text{Pr} = \nu_M/a_M$ – число Прандтля.

Система уравнений (2.62) – (2.63) решалась методом конечных разностей при следующих граничных условиях (рис. 2.5):

$$\left. \begin{aligned} &\text{при } x_1 = 0 \quad v_1 = v_1^*(x_3); \quad T = T^*(x_3); \\ &\quad E = E^*(x_3); \\ &\text{при } x_3 = 0 \quad \frac{\partial v_1}{\partial x_3} = \text{const}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial x_3} = \text{const}_2; \quad \frac{\partial E}{\partial x_3} = \text{const}_3; \\ &\text{при } x_3 \rightarrow \infty \quad v_1 \rightarrow 0; \quad T \rightarrow 0; \quad E \rightarrow 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.65)$$

На рис. 2.6 приводится сопоставление расчетных и экспериментальных данных по распределению относительных значений скорости, температуры и энергии турбулентности, свидетельствующее о приемлемости используемой математической модели.

В ряде работ плоские задачи теплопереноса (или аналогичные им задачи массопереноса) в турбулентном потоке решаются методом конечных элементов (см., например, [3,4] и др.). Так, в [4] рассматривается

двумерное нестационарное уравнение теплопереноса типа

$$\frac{\partial S}{\partial t} + v_1 \frac{\partial S}{\partial x_1} + v_3 \frac{\partial S}{\partial x_3} = \frac{\partial}{\partial x_1} D_1 \frac{\partial S}{\partial x_1} + \frac{\partial}{\partial x_3} D_3 \frac{\partial S}{\partial x_3} + f(x_1, x_3, t) \quad (2.66)$$

при соответствующих граничных и начальных условиях.

Отмечается, что при расчете каналов можно воспользоваться профилями скоростей Базена или И.К. Никитина, а коэффициенты турбулентного обмена принять по известным формулам Элдера

$$D_1 = 0,22 H v_*; \quad D_3 = 0,068 H v_* \quad (2.67)$$

где H – глубина потока; v_* – динамическая скорость.

2.8. ПЛАНОВЫЕ МОДЕЛИ

Во многих случаях при изучении гидротермических процессов в мелководных водохранилищах-охладителях используется плановая (двумерная в горизонтальной плоскости) модель гидродинамики и теплопереноса, т.е. рассматриваются осредненные по глубине водоема характеристики [32, 39, 57, 67, 73, 74, 104, 108, 156, 160, 161]. Выводу уравнений плановой задачи, их анализу, методам решения и т.п. посвящена обширная литература (см. например, [23, 53, 61, 62, 121], и здесь эти вопросы подробно не рассматриваются.

Уравнения плановой задачи гидродинамики (так называемые уравнения мелкой воды), получаемые осреднением по вертикали соответствующих трехмерных уравнений, могут быть записаны в виде [53]

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial q_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{q_i q_j}{\rho H} \right) &= - \frac{\partial N_p}{\partial x_i} + \frac{\partial N_{ij}}{\partial x_j} + B_i; \\ \frac{\partial q_i}{\partial x_j} + \frac{\partial (\rho H)}{\partial t} &= 0, \quad i, j = 1, 2. \end{aligned} \right\} \quad (2.68)$$

Здесь $q_i = \int_{-h}^{\eta} \rho(x_1, x_2) v_i dx_3 = \rho(x_1, x_2) \int_{-h}^{\eta} v_i dx_3$;

$$N_p = \int_{-h}^{\eta} p dx_3 = \frac{\rho g H^2}{2} + p_a H;$$

$$N_{ij} = \nu_{ij} \left(\frac{\partial q_i}{\partial x_j} + \frac{\partial q_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.69)$$

(для изотропного характера течения $\nu_{11} = \nu_{12} = \nu_{22} = \nu$);

$$B_i = \tau_{si} - \tau_{bi} + p_a \frac{\partial H}{\partial x_i} + \rho g H \frac{\partial h}{\partial x_i}, \quad (2.70)$$

где τ_{si} и τ_{bi} — составляющие напряжения трения на поверхности воды и на дне,

$$\tau_{s1} = \gamma \rho_a W^2 \cos \theta;$$

$$\tau_{s2} = \gamma \rho_a W^2 \sin \theta;$$

$$\tau_{bi} = \left(\frac{g}{C^2} \right) \frac{1}{\rho} \frac{q_i (q_1^2 + q_2^2)^{1/2}}{H}, \quad i = 1, 2;$$

p_a — давление у поверхности; $\rho(x_1, x_2)$ — заданное распределение плотности воды; C — коэффициент Шези; γ — коэффициент ветрового напряжения; W — скорость ветра; θ — угол между осью x_1 и направлением ветра.

Первое уравнение в (2.68) представляет собой уравнение сохранения импульса, второе — уравнение неразрывности. В выражениях (2.70) первые слагаемые представляют силы трения на свободной поверхности (обусловленные действием ветра), вторые — касательные напряжения на дне водоема (слагаемые, учитывающие силы Кориолиса, здесь и далее опущены).

Другая распространенная форма записи уравнений мелкой воды (силы вязкости здесь не учитываются)

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v_1}{\partial t} + v_1 \frac{\partial v_1}{\partial x_1} + v_2 \frac{\partial v_1}{\partial x_2} + g \frac{\partial \eta}{\partial x_1} + \\ + g \frac{v_1 (v_1^2 + v_2^2)^{1/2}}{HC^2} - \frac{\tau_{s1}}{\rho H} = 0; \\ \frac{\partial v_2}{\partial t} + v_1 \frac{\partial v_2}{\partial x_1} + v_2 \frac{\partial v_2}{\partial x_2} + g \frac{\partial \eta}{\partial x_2} + g \frac{v_2 (v_1^2 + v_2^2)^{1/2}}{HC^2} - \frac{\tau_{s2}}{\rho H} = 0; \\ \frac{\partial \eta}{\partial t} + \frac{\partial (Hv_1)}{\partial x_1} + \frac{\partial (Hv_2)}{\partial x_2} = 0, \end{aligned} \right\} (2.71)$$

где $v_1(x_1, x_2, t)$, $v_2(x_1, x_2, t)$ — горизонтальные компоненты скорости вдоль оси x_1 и x_2 соответственно, осредненные по глубине водоема.

Пренебрегая соответствующими слагаемыми в уравнениях (2.68) и (2.71), получаем различные частные случаи плановой задачи (стационарную, без учета нелинейных инерционных членов и т.п.).

Уравнения (2.68) для нахождения неизвестных функций q_1 , q_2 и η должны быть дополнены начальными и граничными условиями. В начальный момент необходимо задать

$$q_i(x_1, x_2, 0) = q_{i0}(x_1, x_2); \quad \eta(x_1, x_2, 0) = \eta_0(x_1, x_2). \quad (2.72)$$

Вопрос о постановке граничных условий для нелинейной системы двумерных уравнений гидродинамики и различных ее упрощенных вариантов неоднократно обсуждался в литературе (см., например, [27], там же имеется соответствующая библиография). Было, в частности, показано, что для линеаризованной системы (2.71) при сохранении конвективных членов количество условий, которые нужно задавать на границе, зависит от знака нормальной к границе составляющей v_n .

На участках границы, где жидкость вытекает из области ($v_n > 0$), следует задавать одно условие, а на участках, где втекает ($v_n < 0$), — два. Если конвективные члены отбросить, то на всех участках границы следует задавать по одному условию.

При решении системы (2.68) обычно используют следующие граничные условия. На береговой границе Γ_6 полагают $q_n = 0$. Если на границе Γ_6 задан расход жидкости, например, на водовыпуске или водозаборе ТЭС, то $q_n = q_n^*$. Кроме того, на водовыпуске можно задать условие $q_s = 0$, где q_s — касательная составляющая расхода к граничному контуру. На жидкой границе $\Gamma_ж$ (например, условной границе, отделяющей море от океана) в общем случае (т.е. при учете вязкости) необходимо задать нормальные и касательные силы. Если слагаемыми, учитывающими вязкость, пренебречь, то граничные условия сводятся к следующим:

$$q_n = 0 \text{ или } q_n = q_n^* \text{ на } \Gamma_6; \quad (2.73)$$

$$N_{nn} = -N_p = -N_p^* \text{ на } \Gamma_ж. \quad (2.74)$$

Вариационная формулировка, соответствующая системе уравнений (2.68) (без учета вязкости) и граничным условиям (2.73), (2.74), имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \iint \left[\frac{\partial q_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{q_i q_j}{H} \right) + \frac{\partial N_p}{\partial x_i} - B_i \right] \delta q_i dS = \\ = \int_{\Gamma_ж} \cos(n, x_i) (N_p - N_p^*) \delta q_i d\Gamma; \\ \iint \left[\frac{\partial q_j}{\partial x_j} + \frac{\partial (\rho H)}{\partial t} \right] \delta H dS = \int_{\Gamma_6} (q_n - q_n^*) \delta H d\Gamma, \quad i, j = 1, 2, \end{aligned} \right\} (2.75)$$

где δq_i , δH — вариации, удовлетворяющие граничным условиям для q_i и H .

Для предварительной оценки поля скоростей в мелководных бассейнах часто используется линеаризованная модель, получающаяся, если в уравнениях движения пренебречь силами инерции и вязкости, а в уравнении неразрывности членом, зависящим от времени. В результате при

$H \approx h$ получается система уравнений

$$\left. \begin{aligned} -\rho g \frac{\partial \eta}{\partial x_1} + \frac{1}{h} (\tau_{s1} - \tau_{b1}) &= 0; \\ -\rho g \frac{\partial \eta}{\partial x_2} + \frac{1}{h} (\tau_{s2} - \tau_{b2}) &= 0; \\ \frac{\partial q_1}{\partial x_1} + \frac{\partial q_2}{\partial x_2} &= 0. \end{aligned} \right\} (2.76)$$

Предполагается также, что составляющие напряжения на дне пропорциональны компонентам средних значений массового расхода

$$\tau_{b1} = \gamma q_1; \quad \tau_{b2} = \gamma q_2. \quad (2.77)$$

Продифференцировав первое уравнение (2.76) по x_2 , а второе по x_1 и вычтя одно из другого, получим

$$\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{q_1}{h} \right) - \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{q_2}{h} \right) = \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{\tau_{s1}}{h} \right) - \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{\tau_{s2}}{h} \right) \right]. \quad (2.78)$$

Если ввести функцию тока

$$q_1 = \frac{\partial \psi}{\partial x_2}; \quad q_2 = -\frac{\partial \psi}{\partial x_1}, \quad (2.79)$$

то уравнение неразрывности [третье уравнение (2.76)] удовлетворяется тождественно, а уравнение (2.78) примет вид

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{1}{h} \frac{\partial \psi}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{1}{h} \frac{\partial \psi}{\partial x_2} \right) = \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{\tau_{s1}}{h} \right) - \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{\tau_{s2}}{h} \right) \right]. \quad (2.80)$$

При малых уклонах дна градиенты h можно не учитывать, и (2.80) переходит в уравнение Пуассона

$$\Delta^2 \psi = \frac{1}{\gamma} \left(\frac{\partial \tau_{s1}}{\partial x_2} - \frac{\partial \tau_{s2}}{\partial x_1} \right), \quad (2.81)$$

которое может быть решено, например, при следующих граничных условиях:

$$\frac{\partial \psi}{\partial n} = -q^* \quad \text{— на береговых границах водоема } \Gamma_6; \quad (2.82)$$

$$\psi = \psi^* \quad \text{— на входе в водоем.} \quad (2.83)$$

Заметим, что эта расчетная модель иногда используется и в несколько иной форме. Так, в [161] вместо (2.80) приводится уравнение

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{1}{h^2} \frac{\partial \psi}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{1}{h^2} \frac{\partial \psi}{\partial x_2} \right) = \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{\tau_{s1}}{h} \right) - \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{\tau_{s2}}{h} \right) \right], \quad (2.84)$$

где осредненные по глубине скорости связаны с функцией тока соотношениями

$$\left. \begin{aligned} v_1(x_1, x_2) &= \frac{1}{H} \int_{-h}^{\eta} v_1(x_1, x_2, x_3) dx_3 = \frac{1}{h} \frac{\partial \psi}{\partial x_2}; \\ v_2(x_1, x_2) &= \frac{1}{H} \int_{-h}^{\eta} v_2(x_1, x_2, x_3) dx_3 = -\frac{1}{h} \frac{\partial \psi}{\partial x_1}, \end{aligned} \right\} (2.85)$$

а составляющие напряжения на дне приняты в виде

$$\tau_{bi} = \gamma v_i. \quad (2.86)$$

Вариационная формулировка краевой задачи (2.81) — (2.83) при $\tau_{si} = \text{const}$, что соответствует условию постоянства ветра над водоемом, имеет вид

$$\iint (\nabla^2 \psi) \delta \psi dS = \int_{\Gamma_6} \left(\frac{\partial \psi}{\partial n} + q^* \right) \delta \psi d\Gamma, \quad (2.87)$$

а после интегрирования по частям принимает форму

$$\iint \nabla \psi \nabla \delta \psi dS + \int_{\Gamma_6} q^* \delta \psi d\Gamma = 0, \quad (2.88)$$

являющуюся исходной для метода конечных элементов.

Уравнение плановой задачи теплопереноса относительно осредненной по глубине водоема температуры $T(x_1, x_2)$, получаемое из трехмерного уравнения (2.20) (вывод приводится, например, в [121]), может быть записано в виде

$$\frac{\partial (TH)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{q_j T}{\rho} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} aH \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{H \Phi_v}{c\rho} + \frac{\Phi_s}{c\rho}, \quad (2.89)$$

$$j = 1, 2,$$

где

$$T(x_1, x_2, t) = \frac{1}{H} \int_{-h}^{\eta} T(x_1, x_2, x_3, t) dx_3;$$

$$\Phi_v(x_1, x_2, t) = \frac{c\rho}{H} \int_{-h}^{\eta} F_{\text{тепл}}(x_1, x_2, x_3, t) dx_3;$$

Φ_s — плотность теплового потока на свободной поверхности; a — суммарный коэффициент температуропроводности, учитывающий здесь помимо процессов молекулярного и турбулентного теплообмена также гидродинамическую дисперсию (конвективную диффузию), обусловленную вертикальными градиентами осредненной скорости и температуры.

Обычно при расчетах водохранилищ-охладителей плотность теплового потока через свободную поверхность аппроксимируется линейной функцией температуры, т.е. можно записать

$$\Phi_s = C_1 T + C_2, \quad (2.90)$$

где C_1, C_2 — некоторые известные коэффициенты.

При этом следует иметь в виду, что Φ_s зависит от температуры поверхности, в то время как в другие слагаемые уравнения (2.89) входит средняя по глубине температура. При наличии температурной стратификации можно ввести коэффициент, приближенно учитывающий неравномерность распределения температуры по глубине, и записывать уравнение (2.89) либо относительно осредненной по глубине, либо поверхностной температуры.

Для уравнения (2.89) задается начальное условие

$$T(x_1, x_2, 0) = T(x_1, x_2) \quad (2.91)$$

и граничные условия, например, следующего вида:

$$T = f_1(x_1, x_2) \text{ на } \Gamma_1; \quad (2.92)$$

$$\cos(n, x_j) \text{ на } \frac{\partial T}{\partial x_j} = f_2(x_1, x_2) \quad (2.93)$$

$$\text{или } q_T = -\cos(n, x_j) \text{ на } \frac{\partial T}{\partial x_j} - k_T(T - T_T) \text{ на } \Gamma_2,$$

где T_T — температура на внешней стороне границы; k_T — коэффициент теплообмена через границу (полная граница области $\Gamma = \Gamma_1 + \Gamma_2$).

Вариационная формулировка задачи для уравнения (2.89) и граничных условий (2.92), (2.93) имеет вид

$$\begin{aligned} & \iint \left[-\frac{\partial}{\partial x_j} aH \frac{\partial T}{\partial x_j} - \frac{H\Phi_s}{c\rho} - \frac{\Phi_s}{c\rho} + \right. \\ & \left. + \frac{\partial(TH)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{q_j T}{\rho} \right) \right] \delta T dS = \int_{\Gamma_2} [-q_T - k_T(T - T_T) - \\ & - \cos(n, x_j) aH \frac{\partial T}{\partial x_j}] \delta T d\Gamma. \end{aligned} \quad (2.94)$$

Следует отметить, что для стратифицированных течений, когда значение локального градиента плотности в термоклине велико, реальная картина течения с достаточной степенью точности может быть схематизирована двухслойной моделью с разрывом параметров по поверхности раздела. Тогда для каждого слоя может быть записана система двумерных (в плане) уравнений гидротермики с соответствующими граничными и начальными условиями и условиями сопряжения на линии раздела слоев.

Рис. 2.7. Фрагмент сетки конечных элементов с нумерацией узлов для модельной задачи

Различные модификации двухслойных моделей приведены в [69, 130, 140, 146, 155, 157].

Уравнение (2.89) было использовано для моделирования гидротермического режима ряда водоемов-охладителей (см. также [103, 104, 108]). Рассматривался стационарный случай. Численная модель строилась на основе метода конечных элементов в формулировке Галеркина с использованием двумерных треугольных симплекс-элементов.

Для проверки эффективности численной реализации и программы была рассмотрена следующая модельная задача. Для прямоугольной области численным и аналитическим путем решалось уравнение с постоянными коэффициентами

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x_2^2} + k_1 \frac{\partial T}{\partial x_2} + k_2 T + k_3 = 0 \quad (2.95)$$

при условиях первого рода на границе. На рис. 2.7 представлен фрагмент одного из рассмотренных вариантов разбиения области (всего 45 узлов и 64 элемента), а в табл. 2.1 приводятся результаты аналитического и численного решения. Среднеквадратичное отклонение σ в этом случае составило 1%, для более редкой сетки σ несколько выше. Например, при использовании 15 узлов и 16 элементов $\sigma = 3,4\%$. В целом проведенные численные эксперименты показали, что для рассмотренной задачи влияние изменения в довольно широких пределах густоты конечно-элементной сетки на результаты численного решения невелико.

На рис. 2.8 представлен план водоема-охладителя Эмиевской ГРЭС (площадь поверхности $\Omega = 12,4 \text{ км}^2$, средняя глубина $H = 4 \text{ м}$) с сеткой конечных элементов, которая использовалась при расчете температурного поля по уравнению (2.89).

Таблица 2.1

Номер узла	Аналитическое решение	Численное решение	Номер узла	Аналитическое решение	Численное решение
12	26,55	26,51	49	29,80	29,73
13	28,08	27,76	50	30,04	30,12
14	28,69	28,58	52	27,19	27,16
15	28,83	28,86	53	29,27	29,00
17	26,64	26,61	54	30,29	30,22
18	28,27	27,98	55	30,56	30,65
19	28,97	28,90	57	27,41	27,39
20	29,14	29,22	58	29,69	29,42
22	26,80	26,78	59	30,83	30,76
23	28,56	28,28	60	31,15	31,23
24	29,36	29,29	62	27,66	27,64
25	29,56	29,64	63	30,15	29,88
47	27,00	26,95	64	31,42	31,36
48	28,90	28,62	65	31,79	31,87

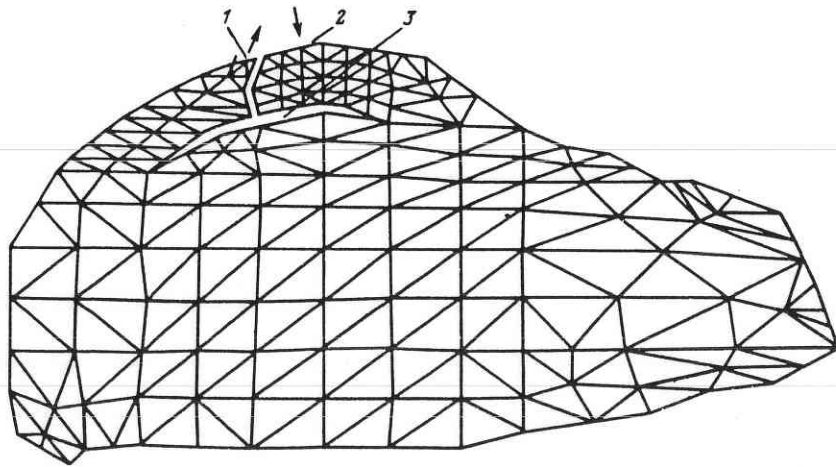


Рис. 2.8. План водохранилища-охладителя Змиевской ГРЭС с сеткой конечных элементов:

1 – водозабор ТЭС; 2 – водовыпуск ТЭС; 3 – струенаправляющая дамба

Были заданы следующие граничные условия: на твердом контуре и водозаборе ТЭС

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0; \quad (2.96)$$

на водовыпуске

$$T_{\text{вып}} = T_{\text{заб}} + \Delta T, \quad (2.97)$$

где температуры воды, выпускаемой в водоем $T_{\text{вып}}$ и забираемой из него $T_{\text{заб}}$, неизвестны и находятся из решения задачи, а ΔT – заданный температурный перепад на конденсаторах турбин ТЭС.

При задании условия на водозаборе в виде (2.96) предполагалось, что здесь конвективный перенос больше диффузионного, а соотношение (2.97) соответствует условиям работы водоемов-охладителей при оборотном водоснабжении.

Для определения составляющих удельного расхода на первом этапе использовалось уравнение (2.81) с граничными условиями, отражающими непроницаемость твердого берегового контура, а также выпуск и забор заданного расхода циркуляционной воды ТЭС. При решении уравнения (2.81) предполагалось, что составляющие напряжения трения на поверхности водоема постоянны (т.е. скорость и направление ветра не изменяются). В дальнейшем значения составляющих расхода уточнялись на основе решения системы (2.68) с учетом конвективных членов и использованием квадратичной зависимости для определения составляющих напряжения трения на дне. Система нелинейных алгебраических уравнений, получающаяся в результате конечно-элементной дискретизации, решалась методом Ньютона. В качестве начального приближения для q_i использовались значения, полученные из решения уравнения (2.81).

На основе численного решения уравнения (2.89) было исследовано влияние конвективного и диффузионного переноса теплоты на температурное распределение в водоеме. Проведенные численные эксперименты показали, что при использовании данной модели целесообразно учитывать оба этих фактора.

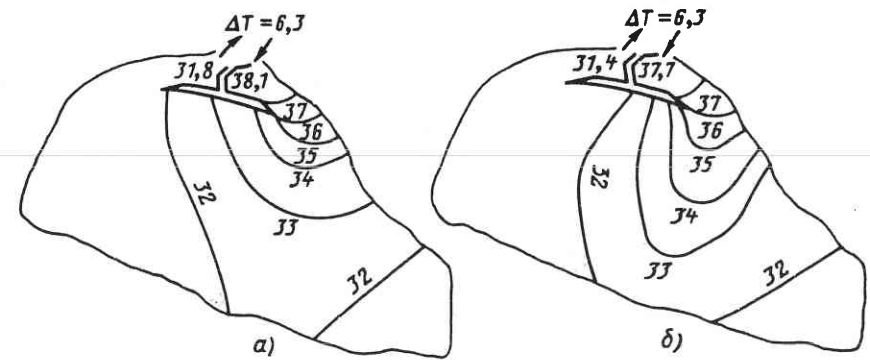


Рис. 2.9. Распределение поверхностных изотерм в водохранилище-охладителе Змиевской ГРЭС:

а – расчет с использованием плановой модели; б – натурные данные

На рис. 2.9,а представлен пример рассчитанного температурного поля на поверхности водохранилища, полученного для некоторых реальных условий эксплуатации, соответствующих режиму, близкому к установившемуся (циркуляционный расход $Q = 88 \text{ м}^3/\text{с}$; температурный перепад на конденсаторах $\Delta T = 6,3 \text{ }^\circ\text{C}$; плотность теплового потока на поверхности $\Phi_s = -41,9T + 1170 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; скорость ветра $W = 1,1 \text{ м/с}$).

Эффективность применения той или иной модели можно оценить, сопоставив результаты моделирования с натурными данными. Изотермы, построенные на основе натуральных измерений для рассмотренного примера, приведены на рис. 2.9,б. При исследовании гидротермического режима водоемов-охладителей для характеристики температурного поля часто используют кривые распределения температуры по площади водоема

$$\frac{T_i - T_{\text{заб}}}{\Delta T} = f\left(\frac{\Omega_i}{\Omega}\right) \quad (\Omega_i - \text{площадь до изотермы с температурой } T_i; \Omega - \text{общая площадь}).$$

На рис. 2.10 представлены эти кривые, построенные по результатам расчета и натурным данным. Как можно заключить из рассмотрения рис. 2.9, 2.10, численная модель в целом правильно описывает характер распределения температуры. Среднеквадратичная разность рассчитанных и измеренных значений составляет $0,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Одной из главных задач исследований водоемов-охладителей является определение температуры воды на водозаборе. В данном случае отличие рассчитанного значения $T_{\text{заб}}$ от наблюдаемого также незначительно.

В численных экспериментах, проведенных для других водоемов, как и в рассмотренном примере, наблюдалось удовлетворительное соответствие рассчитанных и измеренных температурных полей. Причем во многих случаях оказалось приемлемым определять составляющие расхода на основе использования упрощенной математической модели гидродинамики.

Таким образом, на основании сопоставления результатов численного моделирования с натурными данными можно сделать вывод о возможности применения стационарной плановой модели для приближенной оценки температурного режима при решении практических задач. Одной из таких задач, возникающих при проектировании и эксплуатации систем охлаждения тепловых станций, является изучение влияния параметров инженерных сооружений на охлаждающую способность водоемов.

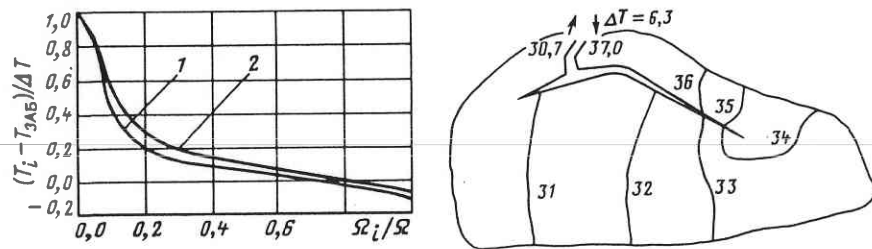


Рис. 2.10. Кривая распределения температуры по площади водохранилища-охладителя Змиевской ГРЭС:

1 – расчет; 2 – натурные данные

Рис. 2.11. Распределение изотерм в водохранилище-охладителе Змиевской ГРЭС при увеличенной длине струенаправляющей дамбы

На рис. 2.11 представлено температурное поле, рассчитанное для водохранилища-охладителя Змиевской ГРЭС при увеличенной длине струенаправляющей дамбы для приведенных выше условий. Как можно видеть, в рассмотренном случае увеличение длины дамбы приводит к снижению температуры воды на водозаборе примерно на 1 °С.

2.9. ОДНОМЕРНЫЕ МОДЕЛИ

Для оценки различных параметров гидротермического режима в водоемах и водотоках часто применяются (ввиду их относительной простоты) одномерные математические модели гидродинамики и теплопереноса.

Одномерные модели могут быть получены из трехмерных уравнений путем осреднения соответствующих величин по двум координатам (глубине и ширине или длине и ширине водоема) или непосредственно из рассмотрения одномерной задачи (т.е. в предположении независимости процесса от двух других координат).

Так, для описания движения жидкости в вытянутом водоеме используется хорошо известная система одномерных уравнений сохранения импульса и неразрывности (одномерные уравнения Сен-Венана), записанная, например, в виде

$$\left. \begin{aligned} b \frac{\partial \eta}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} &= 0; \\ \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{Q^2}{S} \right) &= -gS \left(\frac{\partial \eta}{\partial x} + \frac{Q|Q|}{K^2} \right), \end{aligned} \right\} \quad (2.98)$$

где $\eta(x, t)$ – возвышение свободной поверхности; $b(x)$, $S(x)$ – ширина и площадь поперечного сечения водоема соответственно; $Q(x, t)$ – расход; $K = C \sqrt{R} S$ – модуль расхода; R – гидравлический радиус; C – коэффициент Шези.

Одномерные модели теплопереноса широко используются для изучения распределения температуры по длине (или глубине) водоемов. Так, для вытянутого мелководного водоема может быть использовано одномерное уравнение теплопереноса типа

$$\frac{\partial (TH)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{Tq_1}{\rho} \right) = \frac{\partial}{\partial x_1} a_1 H \frac{\partial T}{\partial x_1} + \frac{\Phi_v H}{c\rho} + \frac{\Phi_s}{c\rho}, \quad (2.99)$$

где $T(x_1, t)$ – осредненная по площади поперечного сечения водоема температура; Φ_v и Φ_s – соответствующим образом осредненные объемные и поверхностные тепловые потоки.

Различные модификации и частные случаи уравнения (2.99) широко применяются в приближенных методиках расчета температурного режима водохранилищ-охладителей с использованием коэффициентов, определяемых на физических моделях или в натуральных условиях. Сюда относятся методики расчета водохранилищ с коэффициентом использования, коэффициентом разбавления и т.п. (см. гл. 3).

Одномерные модели гидродинамики и теплопереноса (при соответствующих граничных и начальных условиях) могут рассматриваться совместно (система одномерных уравнений гидротермики) или последовательно, без привлечения или с привлечением различных моделей турбулентности и т.д. Например, важное методическое и практическое значение имеют различные одномерные модели термоклина (т.е. модели, получаемые в предположении горизонтальной однородности теплофизических процессов в водоемах). Такие модели первоначально рассматривались в связи с изучением сезонного термоклина в озерах, а в последнее время возрос интерес к поведению термоклина в водоемах в связи с тепловыми сбросами. Существует много различных одномерных моделей термоклина. В одних задается вертикальное распределение температуры и задача сводится к определению температуры и толщины квазиоднородного слоя [26, 79, 118]. Такой подход позволяет исключить из рассмотрения турбулентный обмен. В других моделях используются постоянные коэффициенты турбулентного обмена [59, 94, 131, 150]. В моделях третьего типа коэффициенты турбулентного обмена связываются со стратификацией с помощью числа Ричардсона [45, 70, 111, 147, 149]; при этом в [43] коэффициенты турбулентного обмена определяются на основе двухпараметрической модели турбулентности. Одномерная модель такого типа описывается системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v_1}{\partial t} - lv_1 &= \frac{\partial}{\partial x_3} \nu \frac{\partial v_1}{\partial x_3}; & \frac{\partial v_2}{\partial t} + lv_2 &= \frac{\partial}{\partial x_3} \nu \frac{\partial v_2}{\partial x_3}; \\ \frac{\partial T}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial x_3} a \frac{\partial T}{\partial x_3}; & \frac{\partial E}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial x_3} \nu \frac{\partial E}{\partial x_3} + P - \epsilon; \\ \frac{\partial \epsilon}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial x_3} K \epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_3} + \frac{\epsilon}{E} (c_1 P - c_2 \epsilon), \end{aligned} \right\} \quad (2.100)$$

где

$$P = \nu_T \left[\left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} \right)^2 \right] (1 - \alpha_T Ri).$$

К уравнениям (2.100) добавляются следующие граничные условия: на свободной поверхности

$$\left. \begin{aligned} \nu \frac{\partial v}{\partial x_3} &= \frac{\tau}{\rho_0}; \quad c_p \rho_0 a \frac{\partial T}{\partial x_3} = -a_\Sigma (T - T_p); \quad \nu \frac{\partial E}{\partial x_3} = \\ &= k \left| \frac{\tau}{\rho_0} \right|^{3/2}; \quad \epsilon = c_\epsilon \frac{E^{3/2}}{y_0}; \end{aligned} \right\} \quad (2.101)$$

на дне

$$\left. \begin{aligned} \nu \frac{\partial v}{\partial x_3} &= k_b |v| v; \quad \frac{\partial T}{\partial x_3} = 0; \\ \frac{\partial E}{\partial x_3} &= 0; \quad \epsilon = c_\epsilon \frac{E^{3/2}}{y_0}. \end{aligned} \right\} \quad (2.102)$$

Для замыкания системы (2.100) – (2.102) необходимо определить дополнительно коэффициент турбулентной теплопроводности a_T или соотношение $\alpha_T = a_T/\nu_T$.

Известная зависимость α_T от числа Ричардсона (2.52), предложенная У. Мунком и Э. Андерсоном [149], в последнее время подвергалась сомнению. Так, по данным Г. Меллора и Т. Ямады [148], сами коэффициенты a_T и ν_T изменяются значительно, а их отношение α_T слабо зависит от Ri . Для проверки вариантов зависимости α_T от Ri были выполнены расчеты формирования и развития поверхностного перемешанного слоя под воздействием ветра применительно к условиям лабораторного эксперимента Х. Като и О. Филлиппа [141]. Численное решение системы (2.100) при $v_2 = 0$ с использованием неявной разностной схемы обнаружило наблюдаемое в эксперименте резкое изменение скорости на границе однородного слоя, а под ним – область покоя; глубина проникновения перемешанного слоя в расчете и эксперименте тоже примерно одинакова. На основании этих сопоставлений В.И. Квон делает вывод, что предположение о постоянстве отношения α_T оказывается предпочтительнее, чем зависимость $\alpha_T(Ri)$.

Одномерная модель для вертикально стратифицированного водоема переменной площади сечения (без применения моделей турбулентности) использовалась во многих работах. Так, в [157] нестационарное уравнение теплопереноса с учетом конвективной составляющей записывается в форме

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{1}{S} \frac{\partial}{\partial x_3} (QT) = \frac{1}{S} \frac{\partial}{\partial x_3} \left(aS \frac{\partial T}{\partial x_3} \right) + \frac{B}{S} (v_{\text{вх}} T_{\text{вх}} -$$

$$- v_{\text{вых}} T_{\text{вых}}) - \frac{1}{\rho c S} \frac{\partial (S \Phi_R)}{\partial x_3}, \quad (2.103)$$

где S , B – площадь сечения, нормального к вертикальной оси, и ширина водоема соответственно; $v_{\text{вх}}$, $v_{\text{вых}}$ и $T_{\text{вх}}$, $T_{\text{вых}}$ – горизонтальные скорости и температуры втекающего в водоем и вытекающего из него потоков; Φ_R – плотность потока поглощенной солнечной радиации; a – суммарный коэффициент теплопроводности (принимаемый постоянным по глубине).

Таким образом, второе слагаемое в правой части (2.103) учитывает горизонтальный обмен, третье – радиацию.

Граничные условия могут быть приняты в виде: на дне водоема

$$\frac{\partial T}{\partial x_3} = 0; \quad (2.104)$$

на свободной поверхности

$$c_p a \frac{\partial T}{\partial x_3} = -a_\Sigma (T - T_p), \quad (2.105)$$

где a_Σ – коэффициент теплообмена с атмосферой; T_p – равновесная температура.

2.10. О КОЭФФИЦИЕНТАХ ТУРБУЛЕНТНОГО ОБМЕНА И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ДИСПЕРСИИ

Как уже отмечалось, при математическом моделировании гидротермических процессов в водохранилищах весьма существенным является корректное задание параметров используемой феноменологической модели, т.е. всех входящих в исходные уравнения и граничные условия коэффициентов: турбулентной вязкости и теплопроводности, гидродинамической дисперсии (конвективной диффузии), теплообмена с воздухом, ветрового напряжения, трения по дну и т.п.

Ниже кратко остановимся на определении важнейших параметров математических моделей гидротермики водохранилищ-охладителей: коэффициентов турбулентного обмена импульсом и теплотой и гидродинамической дисперсии.

Коэффициенты турбулентного обмена, входящие в полуэмпирические уравнения движения жидкости (коэффициенты турбулентной вязкости) и теплопереноса (коэффициенты турбулентной теплопроводности) определяются, как известно, в отличие от соответствующих коэффициентов молекулярного обмена не физическими свойствами среды, а статистическими свойствами полей пульсационных составляющих скорости и температуры.

Так, выражение для напряжений в жидкости при турбулентном течении имеет вид

$$\tau_{ij} = \rho \nu_m \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho v'_i v'_j}, \quad (2.106)$$

где \bar{v}_i, v'_i — соответственно осредненные и пульсационные составляющие компоненты скорости соответственно.

Как уже отмечалось выше, согласно полуэмпирической концепции Буссинеска полагают

$$-\overline{v'_i v'_j} = \nu_{Tij} \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right), \quad (2.107)$$

где ν_{Tij} — составляющие тензора турбулентной вязкости.

Аналогично вводится коэффициент, характеризующий турбулентный перенос теплоты,

$$\overline{v'_i T'} = -a_{Tij} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j}, \quad (2.108)$$

где \bar{T}, T' — осредненная и пульсационная составляющие температуры; a_{Tij} — составляющие тензора турбулентной теплопроводности.

Использование соотношений (2.107) и (2.108) по существу вводит вместо неизвестных величин $\overline{v'_i v'_j}$ и $\overline{v'_i T'}$ новые неизвестные ν_{Tij} и a_{Tij} .

При выборе системы координат, оси которой совпадают с главными осями соответствующих тензоров, число неизвестных может быть уменьшено с девяти до трех. Как отмечается в [121], условие равенства нулю недиагональных компонентов тензоров можно считать выполненным, если продольная ось координат совпадает с направлением движения, а одна из поперечных — вертикальна. В целях дальнейшего упрощения часто принимают коэффициенты турбулентного обмена скалярами, т.е. $a_{Tij} = a \delta_{ij}$; $\nu_{Tij} = \nu \delta_{ij}$.

На основании предположения о подобии соотношений, выражающих зависимость коэффициентов турбулентного и молекулярного обмена от параметров движения жидкости, можно получить следующие выражения для пульсационных составляющих скорости и температуры [78]:

$$\overline{v'_i v'_j} = \frac{2}{3} b \delta_{ij} - \frac{1}{2} \sqrt{b} (L_{Tia} \Lambda_{aj} + L_{Tja} \Lambda_{ai}); \quad (2.109)$$

$$\overline{v'_i T'} = -a_T \sqrt{b} L_{Tia} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_a}, \quad (2.110)$$

где $\Lambda_{aj} = \frac{\partial \bar{v}_a}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_a}$; L_{Tia} — масштаб турбулентности; \sqrt{b} — средне-

квадратичное значение пульсаций скорости; a_T — безразмерный параметр.

В соответствии с (2.109) и (2.110) выражения для коэффициентов турбулентной вязкости и температуропроводности имеют вид

$$\nu_{Tij} = \sqrt{b} L_{Tij}; \quad a_{Tij} = a_T \sqrt{b} L_{Tij}. \quad (2.111)$$

Если считать масштаб турбулентности скаляром, то

$$\nu_T = \sqrt{b} L_T; \quad a = a_T \sqrt{b} L_T. \quad (2.112)$$

Из (2.112) следует, в частности, известное соотношение

$$\nu_T / a_T = 1 / a_T = Pr_T, \quad (2.113)$$

где Pr_T — турбулентное число Прандтля.

Г. Шлихтинг на основе обобщения данных различных исследований получил $Pr_T = 0,7$. По опытным данным других авторов, для струйных и пристенных течений можно принять $Pr_T = 0,75$.

Часто при решении прикладных задач используется известная аналогия Рейнольдса о равенстве турбулентных коэффициентов переноса массы, импульса и теплоты, т.е. принимается $Pr_T = 1$.

При анализе эмпирических и полуэмпирических зависимостей для определения коэффициентов турбулентного обмена целесообразно различать [40]: ветровое перемешивание; динамическое перемешивание, определяемое проточностью водоема; свободно-конвективное перемешивание, связанное с градиентом плотности.

Каждый из этих процессов характеризуется соответствующими зависимостями для нахождения коэффициентов турбулентного обмена. Когда влиянием ни одного из этих факторов пренебречь нельзя, используется суммарный коэффициент обмена, определяемый обычно в соответствии с гипотезой Тейлора как сумма коэффициентов, характеризующих процесс перемешивания под воздействием каждого из отмеченных факторов.

Анализ различных полуэмпирических зависимостей для определения коэффициентов турбулентного обмена, характеризующих процесс ветрового перемешивания, дается в [40–42]. Отмечается, что воздействие ветра приводит к образованию ветровых волн (волновое перемешивание) и ветровых течений (дрейфовое перемешивание) — каждый из этих процессов характеризуется своим коэффициентом обмена.

Большинство зависимостей для определения коэффициентов турбулентного обмена при ветровом волнении получено на основе использования полуэмпирической теории Прандтля–Кармана, согласно которой

$$\nu_T = \kappa^2 \left(\frac{dv}{dx_3} \right)^3 \left/ \left(\frac{d^2 v}{dx_3^2} \right)^2 \right., \quad (2.114)$$

где $\kappa = 0,4$ — постоянная Кармана; x_3 — вертикальная координата.

На основе анализа имеющихся зависимостей В.И. Жидких [40–42] рекомендует использовать следующие формулы:

1) при волновом перемешивании в глубоких водоемах (глубина H больше половины длины волны L_B) – формулу С.В. Доброклонского

$$\nu_T = \frac{\pi \kappa^2 H_B^2}{18 \Pi_B} \exp(-2kx_3), \quad (2.115)$$

где H_B – высота волны; Π_B – период; $k = 2\pi/L_B$;

2) при волновом перемешивании в мелких водоемах ($H \leq 0,5L_B$) – формулу О.Д. Шебалина

$$\nu_T = \frac{\pi \kappa^2 H_B^2}{36 \Pi_B} \frac{\operatorname{sh}^3[2k(H - x_3)]}{\operatorname{sh}(kH) \operatorname{ch}^2[2k(H - x_3)]}, \quad (2.116)$$

3) для дрейфового перемешивания:

а) при $0 \leq x_3 \leq k_1 H$

$$\nu_T = 1,43 H \operatorname{Pr}_T \sqrt{\frac{\tau_{\text{вет}}[(k_1 k_2 + 1)^4 - 1]}{\rho k_1 k_2}}, \quad (2.117)$$

б) при $k_1 H < x_3 \leq H$

$$\nu_T = 1,43 H \operatorname{Pr}_T \sqrt{\frac{\tau_{\text{вет}}[(k_1 k_2 + 1)^4 - 1]}{\rho k_1 k_2}} k_3, \quad (2.118)$$

где $\tau_{\text{вет}}$ – ветровое напряжение на поверхности воды; k_1, k_2, k_3 – функции коэффициента Шези.

Интегрирование (2.115) и (2.116) соответственно в пределах от $x_3 = 0$ до $x_3 = 0,5L_B$ и от $x_3 = 0$ до $x_3 = H$ дает средние по глубине значения коэффициентов обмена

$$\bar{\nu}_T = 4,4 \cdot 10^{-3} \frac{H_B^2}{\Pi_B}; \quad (2.119)$$

$$\bar{\nu}_T = \frac{\kappa^2 H_B^2 L_B [\operatorname{ch}(2kH) - 1]^2}{144 H \Pi_B \operatorname{sh}^2(kH) \operatorname{ch}(2kH)}. \quad (2.120)$$

При определении коэффициента турбулентного обмена за основу часто берут формулу, следующую из уравнения установившегося равномерно движения жидкости,

$$\nu_T = - \frac{g I x_3}{dv/dx_3}, \quad (2.121)$$

где g – ускорение свободного падения; I – уклон водной поверхности.

В результате анализа зависимостей, получаемых при подстановке в (2.121) различных эюр скорости, В.М. Маккавеев получил формулу,

позднее приведенную А.В. Караушевым к виду [46]

$$\nu_T = gh\bar{v}/MC, \quad (2.122)$$

где $M = 0,7C + 8$ (при $10 \leq C \leq 60 \text{ м}^{1/2}/\text{с}$); $M = 48 = \text{const}$ (при $C > 60 \text{ м}^{1/2}/\text{с}$); C – коэффициент Шези; \bar{v} – средняя по глубине скорость.

В [40] отмечается, что формула (2.122) имеет ограниченное применение, и для водохранилищ рекомендуется эмпирическая формула К.И. Росинского, которая может быть представлена в виде

$$\nu_T = \frac{\operatorname{Pr}_T}{c\rho} \sqrt{0,1q^2 + 0,521H^3} + 0,5, \quad (2.123)$$

где q и H – средние значения удельного расхода воды, $\text{м}^3/\text{ч}$ на 1 м ширины, и глубины водоема, м, соответственно.

Результаты исследования влияния свободной конвекции на гидротермический режим водохранилищ представлены в [88]. В частности, зависимость для определения коэффициента обмена получена в виде

$$\operatorname{Nu} = 4,074 \cdot 10^{-4} \operatorname{Ra}^{0,71}, \quad (2.124)$$

где Nu и Ra – числа Нуссельта и Релея соответственно.

Следует отметить, что устойчивая плотностная стратификация, образующаяся в результате свободной конвекции, оказывает влияние на турбулентное перемешивание. В [40] рекомендуется учитывать этот факт умножением коэффициента турбулентного обмена на поправочный множитель, зависящий от числа Ричардсона, который, по данным ряда авторов, имеет вид

$$f(\operatorname{Ri}) = (1 + 3,33\operatorname{Ri})^{-1,5}. \quad (2.125)$$

Как уже отмечалось, помимо использования различных эмпирических и полуэмпирических зависимостей имеются и другие подходы к определению коэффициентов турбулентного обмена. В частности, при решении прикладных задач стали шире использоваться различные модели турбулентности (см., например, [47, 50, 112] и др.). При этом за счет привлечения дифференциальных уравнений относительно параметров турбулентности расширяется исходная система уравнений гидротермики и увеличивается число входящих в нее различных коэффициентов.

Как известно, в уравнениях распространения теплоты в движущейся жидкости, полученных путем осреднения всех величин по одной или двум горизонтальным координатам (плановая и одномерная задачи теплопереноса), суммарный коэффициент температуропроводности a_Σ будет состоять из трех слагаемых

$$a_\Sigma = a_M + a_T + a_D, \quad (2.126)$$

где первые два слагаемых соответствуют молекулярной и турбулентной диффузии, а третье определяет так называемый коэффициент гидродина-

мической дисперсии (или конвективной диффузии), учитывающий влияние вертикальных (а в одномерном случае также и по ширине потока) изменений скорости и температуры на горизонтальный перенос теплоты.

Так, в классическом случае одномерной задачи для круглой трубы при ламинарном течении

$$a_{\text{д}} = r_0^2 \bar{v}^2 / (48a_{\text{м}}), \quad (2.127)$$

где \bar{v} — средняя по сечению скорость; r_0 — радиус трубы; при больших значениях числа Рейнольдса [44]

$$a_{\text{д}} = 10,1r_0 \sqrt{\tau_0/\rho}, \quad (2.128)$$

где τ_0 — напряжение трения на стенке трубы.

В другом случае одномерной задачи — течения в открытом призматическом русле — коэффициент $a_{\text{д}}$ может быть получен путем соответствующего преобразования (2.128) в виде

$$a_{\text{д}} = 20,2 \sqrt{g} |\bar{v}| R/C, \quad (2.129)$$

где R — гидравлический радиус; C — коэффициент Шези.

Для русла произвольного поперечного сечения $a_{\text{д}}$ может быть на порядок больше.

Эта же формула, но с другим числовым коэффициентом может быть использована для канала прямоугольного сечения [44]. При этом для определения коэффициента гидродинамической дисперсии в каждом конкретном случае требуется решение некоторой вспомогательной задачи гидромеханики, что возможно лишь для ряда простейших схем течения. Поэтому при решении прикладных задач широко используются различные эмпирические и полуэмпирические формулы, анализ которых имеется, например, в [121].

В частности, при решении плановой задачи гидротермики водохранилищ-охладителей в [73] рекомендуется использовать формулу

$$a_{\text{д}ij} = a_2 \sqrt{\frac{\lambda}{2}} |\bar{v}| H \delta_{ij} + (a_1 - a_2) \sqrt{\frac{\lambda}{2}} \frac{\bar{v}_i \bar{v}_j}{|v|}, \quad (2.130)$$

где λ , a_1 , a_2 — некоторые коэффициенты.

Следует отметить, что значение коэффициента дисперсии обычно значительно превосходит значения коэффициентов турбулентного обмена. Так, Дж. Элдер, рассматривая равномерный поток неограниченной ширины с логарифмическим распределением скорости по глубине, получил $a_{\text{д}}/a_{\text{т}} \approx 27$.

Таким образом, как отмечается в [121], пренебрежение недиагональными компонентами тензора турбулентного обмена в уравнениях плановой задачи не должно привести к заметным ошибкам, так как в плановой задаче основной вклад в эффективную диффузию теплоты вносит гидродинамическая дисперсия.

3.1. УРАВНЕНИЕ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА
ВОДОХРАНИЛИЩА-ОХЛАДИТЕЛЯ

Инженерные способы расчета водоемов-охладителей, основанные на решении уравнения теплового баланса, начали разрабатываться в 20-х годах настоящего столетия в связи с необходимостью правильно оценить охлаждение воды в водоемах и определить целесообразные схемы использования водоемов для охлаждения воды энергетических и промышленных объектов. Эти способы основаны на использовании уравнения теплового баланса водоема, учитывающего основные факторы, влияющие на процесс охлаждения, — радиационный баланс, испарительный и конвективный теплообмен, адвекцию теплоты с поступающими и отводимыми из водоема массами воды.

Не останавливаясь на подробном изложении многочисленных предложений по расчету водохранилищ-охладителей, рассмотрим только методы, которые широко применялись ранее и находят применение в настоящее время. К их числу относятся:

- 1) метод расчета с коэффициентом использования;
- 2) метод расчета с коэффициентом разбавления у водовыпуска;
- 3) расчетно-экспериментальный метод, основанный на использовании результатов исследований по распределению температуры воды в поверхностном слое водоема на крупномасштабных моделях и в натуре.

Последний способ, предложенный и детально обоснованный работами ВНИИГ в 60–70-х годах (см., например, [24, 25, 72]), получил широкое распространение в практике проектирования водохранилищ-охладителей мощных тепловых и атомных электростанций. В настоящее время для многих построенных, строящихся и проектируемых мощных ТЭС и АЭС с водохранилищами-охладителями оптимальные схемы использования водоемов найдены в результате применения расчетно-экспериментального метода ВНИИГ.

На основе этого метода разработаны и внедрены оригинальные экономичные схемы использования водоемов на Углергской ГРЭС, Экибастузской ГРЭС-1, Ириклинской, Азербайджанской и многих других мощных ТЭС и АЭС.

Метод расчета с коэффициентом использования изложен в рекомендациях по расчету водохранилищ-охладителей П-026-69 [72], а применение коэффициента разбавления рассматривается в [135, 159].

Как отмечалось, все инженерные методы основаны на решении уравнения теплового баланса, записанного в той или иной форме.

Уравнение теплового баланса представляет собой уравнение теплопроводности, записанное относительно среднеобъемной или среднеповерх-

ностной температуры водоема. В принципе оно может быть получено интегрированием соответствующего трехмерного уравнения по координатам.

В уравнении теплового баланса учитываются основные факторы, характеризующие теплообмен водоема с окружающей средой:

- поглощаемая водной поверхностью суммарная (прямая и рассеянная) солнечная радиация;
- поглощаемое водной поверхностью встречное длинноволновое излучение атмосферы;
- потеря теплоты вследствие длинноволнового излучения;
- обмен теплоты с атмосферой путем конвекции, молекулярной и турбулентной теплопроводности;
- тепловой поток вследствие испарения или конденсации;
- теплообмен с дном;
- теплота, приносимая с речными притоками;
- теплота, вносимая вследствие циркуляции воды тепловой станции, сброса части воды из водохранилища в нижний бьеф, отбора воды на различные промышленные и сельскохозяйственные нужды, фильтрации воды через гидротехнические сооружения и дно;
- теплота, поступающая от дождевых осадков или затрачиваемая на таяние снега;
- теплота, выделяемая при образовании льда или затрачиваемая на его таяние в пределах участка, на котором образуется лед в водоемах-охладителях;
- теплота, затрачиваемая на таяние льда, который вносится в водоем-охладитель вместе с притоками.

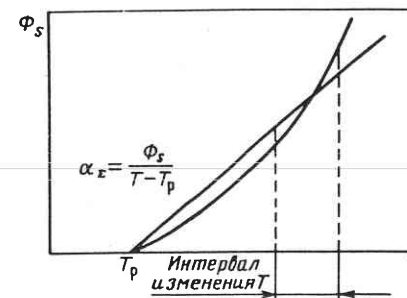
Помимо отмеченных факторов на температуру воды влияет также теплота, поступающая из недр земли, отраженная от берегов суммарная солнечная радиация, а также теплота, выделяющаяся при движении жидкости за счет сил трения, которая начинает играть заметную роль при скоростях течения, превышающих 0,4–0,5 м/с. Однако эти составляющие теплообмена незначительны, и ими можно пренебречь.

По сумме количественных выражений перечисленных выше составляющих теплообмена можно найти результирующий тепловой поток, характеризующий изменение энтальпии рассматриваемого объема воды. Увеличение энтальпии соответствует положительному значению суммарного теплового потока, уменьшение – отрицательному.

Во многих случаях нет необходимости учитывать все перечисленные составляющие теплового баланса. Так, часто можно пренебречь теплотой, приносимой дождевыми осадками, и теплотой, затрачиваемой на таяние льда, приносимого притоками. В глубоких водоемах теплообмен между водной массой и ложем очень мал, и потому его также можно не учитывать.

Для водоемов-охладителей существенными являются следующие основные составляющие теплообмена, которые необходимо учитывать при

Рис. 3.1. Линеаризация теплообмена на поверхности водоема



разработке инженерных методов расчета:

- потоки теплоты за счет солнечной радиации и излучения;
- теплообмен за счет испарительного процесса;
- конвективный теплообмен;
- теплота, поступающая с циркулирующей водой тепловой станции, речными притоками, а также удаляемая вместе с ними.

В зимний период необходимо учитывать теплообмен, вызванный льдообразованием, а в весенний – таянием льда.

Тепловыми потоками, связанными с фильтрацией, теплообменом с ложем водоема и другими менее существенными факторами ввиду их малости, как правило, можно пренебречь.

С учетом вышеизложенного уравнение теплового баланса водохранилища-охладителя записывается в виде

$$\Delta S - [\alpha_e (e_m - e) + a_c (\bar{T} - T_a) - R] \Omega = \frac{c \rho V}{k} \frac{d\bar{T}}{dt}, \quad (3.1)$$

где \bar{T} – среднеповерхностная температура воды в водоеме; k – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения температуры воды по глубине, численно равный отношению среднеповерхностной температуры к среднеобъемной; t – время; c и ρ – удельная теплоемкость и плотность воды, принимаемые постоянными; ΔS – разность энтальпий поступающей в водоем и забираемой из него воды, в частности, для сброса подогретой воды тепловой станции $\Delta S = c \rho Q \Delta T$ (Q – циркуляционный расход; ΔT – температурный перепад на конденсаторах турбин); α_e – коэффициент теплоотдачи испарением; a_c – коэффициент теплоотдачи конвекцией; e_m – максимальная упругость водяных паров при температуре поверхности; e – абсолютная влажность воздуха; T_a – температура воздуха; R – радиационный баланс (или составляющая плотности теплового потока на свободной поверхности, связанная с радиационным теплообменом и излучением); Ω и V – соответственно площадь поверхности и объем воды в водоеме.

Обычно в (3.1) подставляются значения метеорологических факторов (влажности и температуры воздуха) на высоте 2 м над водоемом.

Уравнение (3.1) упрощается при использовании так называемой равновесной температуры (рис. 3.1), впервые введенной в тепловые расчеты водоемов Дж. Эдинггером [132].

Равновесная температура – условная расчетная температура, которая установилась бы в водоеме при некоторых фиксированных метеороло-

гических условиях в результате испарения, конвекции и радиационного теплообмена, т.е. температура, соответствующая равновесному режиму водоема ($\Phi_s = 0$).

Равновесная температура T_p может быть определена из следующего уравнения:

$$\alpha'_e (e'_m - e) + \alpha'_c (T_p - T_a) - R' \equiv -\Phi_s = 0, \quad (3.2)$$

где значения α'_e , e'_m , α'_c и R' соответствуют условиям теплообмена при отсутствии теплового сброса.

Сложив уравнения (3.1) и (3.2) в предположении, что $\alpha_e \approx \alpha'_e$, $\alpha_c \approx \alpha'_c$, получаем

$$\Delta S - [\alpha_e (e_m - e'_m) + \alpha_c (\bar{T} - T_p) + R' - R] \Omega = \frac{c\rho V}{k} \frac{d\bar{T}}{dt}. \quad (3.3)$$

Вводя обозначение

$$\alpha_e \frac{e_m - e'_m}{T - T_p} + \alpha_c + \frac{R' - R}{T - T_p} = \alpha_\Sigma, \quad (3.4)$$

приходим к следующему виду уравнения теплового баланса:

$$\Delta S - \alpha_\Sigma (\bar{T} - T_p) \Omega = \frac{c\rho V}{k} \frac{d\bar{T}}{dt}. \quad (3.5)$$

Следует отметить, что если аппроксимировать функции $e_m(T)$ и $R(T)$ линейными зависимостями и считать, что коэффициенты α_e и α_c слабо зависят от температуры, то с некоторым приближением можно полагать, что α_Σ определяется только метеорологическими условиями и не зависит от температуры поверхности.

В тепловых расчетах непроточных водоемов используется также уравнение, записанное относительно естественной температуры воды T_e , которая определяется из уравнения

$$- [\alpha'_e (e'_m - e) + \alpha'_c (T_e - T_a) - R'] \Omega = \frac{c\rho V}{k} \frac{dT_e}{dt}. \quad (3.6)$$

Вычитая (3.6) из уравнения (3.1) и полагая $\frac{1}{k} \frac{d\bar{T}}{dt} \approx \frac{1}{k'} \frac{dT_e}{dt}$, $\alpha_e \approx \alpha'_e$, $\alpha_c \approx \alpha'_c$, получаем следующее уравнение

$$\Delta S - \alpha_\Sigma (\bar{T} - T_e) \Omega = 0. \quad (3.7)$$

Таким образом, при разработке инженерных способов расчета водоемов-охладителей можно использовать уравнение теплового баланса, записанное в трех видах: в развернутой форме (3.1), в сокращенном виде с равновесной температурой (3.5) и с естественной температурой (3.7).

Применение того или иного вида уравнения в расчетах обосновывается конкретными условиями поставленных задач. Наиболее точные резуль-

таты можно получить при использовании уравнения теплового баланса, записанного в развернутой форме (3.1). С целью упрощения расчетных зависимостей и облегчения их анализа при расчете сложных комбинированных схем технического водоснабжения ТЭС и АЭС рекомендуется использовать уравнения, записанные в сокращенном виде.

Экстремальные летние температуры воды могут быть с приемлемой для практики точностью определены по уравнениям теплового баланса для установившегося режима, когда $dT/dt = 0$. Для этого случая уравнения (3.1) и (3.5) приобретают соответственно вид

$$\Delta S - [\alpha_e (e_m - e) + \alpha_c (\bar{T} - T_a) - R] \Omega = 0; \quad (3.8)$$

$$\Delta S - \alpha_\Sigma (\bar{T} - T_p) \Omega = 0. \quad (3.9)$$

Следует отметить, что при рассмотрении установившегося режима вид уравнений с естественной и равновесной температурой (3.7) и (3.9) совпадает.

Из уравнений (3.1), (3.5), (3.7) – (3.9) может быть определена среднеповерхностная или среднеобъемная \bar{T}_V ($\bar{T}_V = \frac{\bar{T}}{k}$) температуры воды в водоеме.

Уравнение теплового баланса решается при известных исходных данных, характеризующих метеорологические факторы (скорость ветра, температура и влажность воздуха на высоте 2 м над водоемом, параметры радиационного теплообмена), размеры водоема (площадь поверхности и объем воды в водоеме) и параметры работы электростанции (циркуляционный расход, температурный перепад на конденсаторах турбин).

Для выполнения расчета необходимо также задать зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи через свободную поверхность водоема.

3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ ИСПАРЕНИЕМ И КОНВЕКЦИЕЙ

Как уже отмечалось, основными факторами, определяющими теплообмен через свободную поверхность водоемов-охладителей, являются солнечная радиация, излучение, теплоотдача испарением и конвекцией. Некоторые часто используемые зависимости для расчета радиационного баланса приведены в § 2.3. Здесь же остановимся более подробно на определении теплоотдачи через свободную поверхность за счет испарения и конвекции.

Как известно, составляющие плотности теплового потока на поверхности, определяемые соответственно испарительным и конвективным теплообменом, обычно рассчитываются по формулам

$$\Phi_e = \alpha_e (e_s - e_a); \quad (3.10)$$

$$\Phi_c = \alpha_c (T_s - T_a), \quad (3.11)$$

причем связь между коэффициентами теплоотдачи испарением и конвекцией α_e и α_c — осуществляется по соотношению Боуэна

$$\alpha_c = 64,1 \alpha_e. \quad (3.12)$$

Таким образом, для расчета испарительного и конвективного теплообмена необходимо задать зависимость для определения коэффициента теплоотдачи испарением.

Целесообразность применения для исследования водоемов-охладителей тех или иных зависимостей для коэффициентов теплоотдачи определяется сопоставлением результатов расчета температуры с натурными данными. Таким путем Ленинградским отделением Атомтеплоэлектропроекта была обоснована возможность использования для тепловых расчетов водохранилищ-охладителей формулы Карпентера [115]

$$\alpha_e = 0,084(1 + 0,135 W_2), \quad (3.13)$$

где W_2 — скорость ветра на высоте 2 м над водоемом.

Зависимость (3.13) широко используется и в настоящее время, она включена в нормативные документы по расчету водохранилищ-охладителей [71, 72].

Формула аналогичного вида, учитывающая зависимость коэффициента теплоотдачи испарением только от скорости ветра, была получена в ГГИ [114]

$$\alpha_e = 0,041(1 + 0,72 W_2). \quad (3.14)$$

Вместе с тем дальнейшие исследования показали, что коэффициент теплоотдачи испарением зависит не только от скорости ветра, но и от разности температур воды и воздуха, что связано с влиянием на теплообмен явления свободной конвекции. Это влияние особенно сказывается при небольших скоростях ветра (до 1 м/с). Был предложен ряд зависимостей, учитывающих этот фактор [12, 54, 138].

Одной из самых распространенных является формула Браславского-Нургалиева

$$\alpha_e = 0,04 [1 + 0,8 W_2 + F(T, T_a)], \quad (3.15)$$

где

$$F(T, T_a) = \begin{cases} \exp(0,18(T - T_a) - 1) & \text{при } T \leq T_a; \\ 1,9(1 - \exp(0,085(T_a - T))) & \text{при } T > T_a. \end{cases}$$

Эта формула была рекомендована для использования в тепловых расчетах водохранилищ-охладителей при большой разности температур во-

ды и воздуха [71]. Однако расчеты, проведенные с ее использованием, показали, что для водохранилищ-охладителей с высокой тепловой нагрузкой эта зависимость может несколько завышать теплоотдачу. Поэтому возникла потребность в ее уточнении. Такая работа была выполнена в Казахском научно-исследовательском институте энергетики под руководством А.П. Браславского. На основании обработки многочисленных экспериментов в испарительных бассейнах была определена зависимость коэффициента теплоотдачи испарением от чисел Рейнольдса и Грасгофа следующего вида:

$$\alpha_e = C_1 Re^{m_1} + C_2 \exp(C_3 Re^{m_3}) Gr^{m_3}, \quad (3.16)$$

где C_i , m_i ($i = 1, 2, 3$) — эмпирические постоянные.

Анализ этой формулы показал, что для обычно наблюдаемых в реальных условиях скоростей ветра над водохранилищами-охладителями (1,5 — 4,0 м/с) теплоотдача в большей степени зависит от турбулентного режима воздушной среды, определяемого числом Рейнольдса, и в меньшей степени от свободной конвекции, вызванной разностью температур вода-воздух. Поэтому в практических расчетах водохранилищ-охладителей без большой погрешности могут использоваться зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи, учитывающие только скорость ветра, в частности формула (3.13).

3.3. УЧЕТ ТРАНСФОРМАЦИИ МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ НАД ПОДОГРЕТЫМ ВОДОЕМОМ

При расчете средней температуры воды в водоеме значения метеорологических элементов (скорость ветра, температура и влажность воздуха) принимаются на высоте 2 м над водной поверхностью, поэтому данные континентальной метеостанции, расположенной вне зоны влияния подогретого водоема, должны быть скорректированы с учетом трансформации метеорологических элементов, вызванной как ландшафтными особенностями района расположения водоема, так и особенностями формирования воздушного потока над подогретым водоемом.

В последнее время придается большое значение исследованиям трансформации метеорологических элементов над водоемами, так как от этого зависит точность прогноза. Работы выполняются в двух направлениях: исследования, основанные на решении дифференциальных уравнений, описывающих движение воздуха над подогретым водоемом и теплообмен между водой и воздухом в пограничном слое (см., например, [83 — 85]) и исследования с целью получения эмпирических зависимостей, устанавливающих связь между метеорологическими элементами на континентальной метеостанции и над поверхностью водоема.

В расчетах по уравнению теплового баланса в основном используются эмпирические зависимости, определенные в результате натурных измерений тепловых характеристик водоемов и метеофакторов.

Наиболее грубый подход в учете трансформации метеорологических элементов заключается в использовании в уравнении теплового баланса коэффициентов, учитывающих трансформацию в неявном виде. Так, если определять суммарный коэффициент теплоотдачи a_{Σ} из уравнения теплового баланса конкретного водоема, используя при этом данные континентальной метеостанции, то, очевидно, он будет учитывать в неявном виде и трансформацию метеорологических элементов.

В качестве корректирующего коэффициента может выступать и коэффициент использования водохранилищ-охладителей (см. § 3.3).

Приведем распространенный в настоящее время метод расчета трансформации метеорологических элементов, принятый в "Указаниях по расчету испарения с поверхности водоемов" [114].

Средняя скорость ветра над водоемом рассчитывается по результатам наблюдений на двух-трех метеостанциях, одна из которых принимается в качестве опорной, а остальные считаются контрольными и выбираются таким образом, чтобы они отличались от опорной по степени их защищенности. За опорную принимается станция с наиболее длинным рядом наблюдений, местоположение, защищенность и тип флюгера которой не менялись в течение расчетного периода (не менее 15–20 лет).

Средняя скорость ветра над водоемом на высоте 2 м определяется по формуле

$$W_2 = k_1 k_2 k_3 W_{\phi}, \quad (3.17)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий степень защищенности метеостанции на суше (табл. 3.1); k_2 — коэффициент, учитывающий характер рельефа в пункте наблюдений (табл. 3.2); k_3 — коэффициент, учитывающий среднюю длину разгона воздушного потока над водоемом при различной его защищенности (табл. 3.3); W_{ϕ} — скорость ветра на высоте флюгера континентальной метеостанции за расчетный интервал времени (месяц, декада).

Таблица 3.1

Местоположение и степень защищенности метеостанции на суше	k_1
I. Лесная зона	
В лесу или большом городе:	
Флюгер на уровне вершущек деревьев или строений	2,4
Флюгер выше окружающих препятствий	2,2
На окраине города или большого селения, отдельные строения или деревья выше флюгера	2,0
В селении, саду или на окраине города, строения или деревья ниже флюгера	1,8
На открытой ровной площадке, ближайшие препятствия:	
дома, возвышенности на расстоянии 20–30-кратной высоты флюгера	1,5
Поле, луг, аэродром: с одной стороны в 200–500 м лес или строения города (большого селения)	1,3

Таблица 3.1. (продолжение)

Местоположение и степень защищенности метеостанции на суше	k_1
II. Безлесные районы	
В городе или большом селении:	
Флюгер на уровне вершущек деревьев или жилых домов	1,5
Флюгер выше окружающих препятствий	1,3
В степи или на окраине большого селения, отдельные дома или строения с одной стороны в 100–200 м, флюгер доминирует над местностью	1,0
III. На берегу морских заливов, озер и больших рек	
На берегу, обнесенном или застроенном домами, многие из которых выше флюгера	1,3
На открытом берегу в 200–300 м от уреза, в 100–200 м лес или строения	1,1
На совершенно открытом берегу	0,9
На оконечности далеко вдающегося в водоем открытого мыса	0,8

Таблица 3.2

Характеристика рельефа в районе метеостанции	k_2
Вершина крутого холма	0,75
Вершина пологого холма или верхняя часть склона	0,9
Равнина, весьма широкая долина	1,0
Нижняя часть, склона, дно нешироких неглубоких долин, котловин, лощин	1,1
Дно глубоких долин, котловин, лощин	1,3

Таблица 3.3

Средняя длина разгона воздушного потока, км	Значения k_3 в зависимости от защищенности водоема		
	травой, высота 0,1 м	кустарником, высота 5 м	лесом, высота 20 м
0,05	0,97	0,4	0,15
0,1	0,97	0,55	0,25
0,2	0,98	0,70	0,40
0,5	0,99	0,35	0,60
1,0	1,00	0,95	0,75
2,0	1,00	0,95	0,85
3,0	1,00	1,00	0,90
4,0	1,00	1,00	0,95
5,0	1,00	1,00	1,00

При отсутствии сведений о расположении метеостанции переход от скорости ветра, измеренной на высоте флюгера, к расчетной скорости ветра на высоте 2 м над водной поверхностью можно производить по

Запишем уравнение теплового баланса в виде (3.9) для реального и условного водоемов

$$\Delta S - \alpha_{\Sigma}(\bar{T} - T_p)\Omega = 0; \quad (3.22)$$

$$\Delta S - \alpha_{\Sigma_a}(\bar{T}_a - T_p)\Omega_a = 0. \quad (3.23)$$

Из (3.22) и (3.23) нетрудно получить

$$\frac{\Omega_a}{\Omega} = \frac{\alpha_{\Sigma}(\bar{T} - T_p)}{\alpha_{\Sigma_a}(\bar{T}_a - T_p)} = K_{исп}, \quad (3.24)$$

где $K_{исп}$ — коэффициент использования водоема, который представляет собой отношение площади введенного описанным выше способом условного водоема Ω_a (часто эту площадь называют активной площадью) к площади реального водоема-охладителя Ω . Он определяется на основании результатов исследований в натуре или на физических моделях и зависит от схемы использования водоемов-охладителей.

Для мелких нестратифицированных водоемов-охладителей была получена зависимость коэффициента использования $K_{исп}$ от площади транзитной струи и водоворотных областей. Однако, так как в большинстве водоемов-охладителей наблюдается температурная стратификация, то при установлении размеров транзитной струи и водоворотов возникают трудности. Поэтому в рекомендациях П-33-75 [71] коэффициент использования $K_{исп}$ рекомендуется определять по аналогам.

Уравнение для изменения температуры T по площади условного водоема можно записать в виде

$$\frac{dT}{d\Omega'} = -\frac{\alpha_{\Sigma}(T - T_p)}{c\rho Q}, \quad (3.25)$$

где Q — циркуляционный расход; Ω' — текущие значения площади.

Интегрируя (3.25) по всей площади водоема Ω_a , получаем

$$T_2 = T_p + (T_1 - T_p)\exp[\alpha_{\Sigma}\Omega_a/(c\rho Q)], \quad (3.26)$$

где T_1 и T_2 — температура на входе и выходе водоема соответственно.

Учитывая, что в уравнении теплового баланса (3.23) $\Delta S = c\rho Q(T_1 - T_2)$, можно записать

$$(\bar{T}_a - T_p)/(T_1 - T_2) = c\rho Q/(\alpha_{\Sigma}\Omega). \quad (3.27)$$

Безразмерный комплекс $c\rho Q/(\alpha_{\Sigma}\Omega)$ характеризует теплообмен через свободную поверхность водоема и называется в отечественной литературе параметром теплообмена, а в зарубежной — числом охлаждения.

Подставляя выражение для параметра теплообмена (3.27) в (3.26), получаем формулу для определения средней температуры условного

водоема

$$\bar{T}_a = T_p + (T_1 - T_2)/\ln[(T_1 - T_p)/(T_2 - T_p)]. \quad (3.28)$$

Таким образом, зная среднюю температуру реального водоема-охладителя и рассчитав среднюю температуру условного водоема по зависимости (3.28), подставив в нее реальные значения T_1 и T_2 , можно по (3.24) найти коэффициент использования. При этом иногда в первом приближении полагают $\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\Sigma_a}$.

Дальнейшие расчеты при известном коэффициенте использования ведутся по зависимости для условного водоема с площадью поверхности Ω_a , равной $K_{исп}\Omega$. Так, определив среднюю температуру из уравнения теплового баланса, температуру воды на водозаборе T_2 при заданных T_1 или $T_1 - T_2$ можно найти из соотношения (3.28).

Способ расчета с коэффициентом использования получил широкое распространение в 50-х годах при исследовании неглубоких слабо стратифицированных водоемов-охладителей. При этом для нахождения площади транзитной и водоворотных областей и последующего определения $K_{исп}$ применялся теоретический метод расчета, а также экспериментальные методы, основанные на использовании гидравлических и напорных аэродинамических моделей водоемов-охладителей. Однако, как уже отмечалось, поскольку для водоемов-охладителей мощных ТЭС и АЭС обычно трудно построить план течений, в 60-х годах отказались от этого способа определения коэффициента использования.

3.5. МЕТОД РАСЧЕТА ВОДОЕМА-ОХЛАДИТЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОЭФФИЦИЕНТА РАЗБАВЛЕНИЯ У ВОДОВЫПУСКА

В 70-е годы в Массачусетском технологическом институте (США) был разработан способ расчета водоемов-охладителей, учитывающий температурную стратификацию [135]. Схематическая структура пруда, принимаемая в этом расчетном методе, представлена на рис. 3.3.

Расчет выполняется на основе решения стационарного уравнения, описывающего изменение температуры воды верхнего слоя с учетом присоединения в ближней зоне у водовыпуска части воды из нижнего слоя,

$$c\rho\eta'Q \frac{dT}{d\Omega'} = -\alpha_{\Sigma}(T - T_p), \quad (3.29)$$

где η' — коэффициент вертикального входного перемешивания (коэффициент разбавления),

$$\eta' = (Q + Q_{пр})/Q.$$

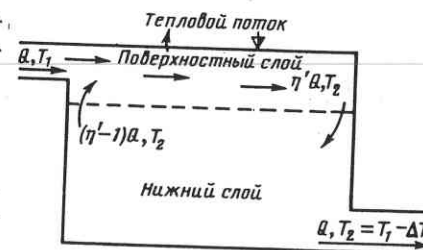


Рис. 3.3. Схематический вид сбоку глубокого пруда с вертикальным входным перемешиванием

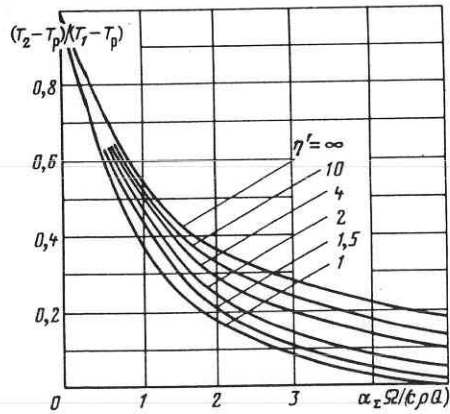


Рис. 3.4. График для определения температуры воды на водозаборе при разомкнутой схеме

Предполагая, что температура в нижнем слое равна температуре водозабора T_2 , и решая уравнение (3.29) с учетом использования уравнения смеси в ближней зоне, можно получить следующую зависимость для определения температуры воды на водозаборе водоема-охладителя при разомкнутой схеме (т.е. когда температурный перепад на водоеме не задан):

$$\frac{T_2 - T_p}{T_1 - T_p} = \frac{\exp(-\xi/\eta')}{\eta' - (\eta' - 1)\exp(-\xi/\eta')}, \quad (3.30)$$

где $\xi = \alpha_\Sigma \Omega / (cpQ)$ — величина, обратная параметру теплообмена.

Для замкнутой схемы, введя температурный перепад на конденсаторах, равный в этом случае температурному перепаду на водоеме $\Delta T = T_1 - T_2$, вместо (3.30) получим

$$\frac{T_2 - T_p}{\Delta T} = \frac{1}{\eta'} \frac{\exp(-\xi/\eta')}{1 - \exp(-\xi/\eta')}. \quad (3.31)$$

На рис. 3.4 и 3.5 приведены графики зависимостей $\frac{T_1 - T_p}{T_2 - T_p} = f(\xi, \eta')$; $\frac{T_2 - T_p}{\Delta T} = f(\xi, \eta')$ построенные с использованием зависимостей (3.30)–(3.31).

Следует отметить два важных частных случая уравнений (3.30) и (3.31), соответствующих отсутствию перемешивания на входе ($\eta' = 1$) и полному перемешиванию ($\eta' \rightarrow \infty$). В первом случае уравнения (3.30)

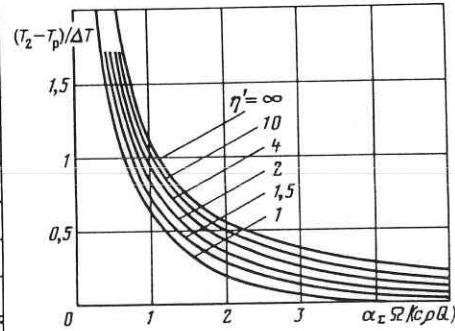
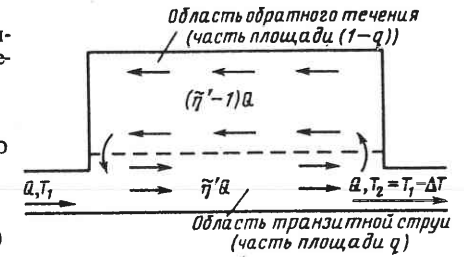


Рис. 3.5. График для определения температуры воды на водозаборе при замкнутой схеме

Рис. 3.6. Схематический вид в плане мелкого пруда с боковым входным перемешиванием



и (3.31) приобретают соответственно вид

$$\frac{T_2 - T_p}{T_1 - T_p} = \exp(-\xi); \quad (3.32)$$

$$\frac{T_2 - T_p}{\Delta T} = \frac{\exp(-\xi)}{1 - \exp(-\xi)}; \quad (3.33)$$

во втором

$$\frac{T_2 - T_p}{T_1 - T_p} = \frac{1}{1 + \xi}; \quad (3.34)$$

$$\frac{T_2 - T_p}{\Delta T} = \frac{1}{\xi}. \quad (3.35)$$

Коэффициент вертикального разбавления для глубоких стратифицированных водоемов можно определять по формуле

$$\eta' = 1 + 1,2(Fr'_0 - 1), \quad (3.36)$$

где $Fr'_0 = v_0 / \sqrt{g \frac{\Delta \rho_0}{\rho} \sqrt{h_0 b_0}}$ — плотностное число Фруда на водовыпуске; b_0 — половина ширины водовыпускного канала; h_0 — глубина воды в канале; $\Delta \rho_0 = \rho - \rho_0$ — разность плотностей воды в водоеме и канале.

Аналогично способу расчета, учитывающему вертикальное разбавление у водовыпуска, может быть построена расчетная схема для мелкого водоема-охладителя с поперечной рециркуляцией (рис. 3.6). В этом случае основными параметрами, характеризующими разбавление, являются коэффициент бокового поперечного перемешивания на входе $\tilde{\eta}'$, а также доля площади водоема, занятая транзитной струей, q .

Зависимости для определения температуры на водозаборе при разомкнутой и замкнутой схемах соответственно могут быть получены в виде [135]

$$\frac{T_2 - T_p}{T_1 - T_p} = \frac{\exp(-\xi q / \tilde{\eta}')}{\tilde{\eta}' - (\tilde{\eta}' - 1) \exp[-\xi(1 - q/\tilde{\eta}') / (\tilde{\eta}' - 1)]}; \quad (3.37)$$

$$\frac{T_2 - T_p}{\Delta T} = \frac{\exp(-\xi q / \tilde{\eta}')}{\tilde{\eta}' - \exp(-\xi q / \tilde{\eta}') - (\tilde{\eta}' - 1) \exp[-\xi(1 - q/\tilde{\eta}') / (\tilde{\eta}' - 1)]}. \quad (3.38)$$

3.6. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ВНИИГ

Расчетно-экспериментальный метод ВНИИГ [72] основан на решении уравнения теплового баланса с использованием результатов модельных или натуральных измерений распределения температуры воды в поверхностном слое водоема. Это распределение может быть представлено в виде "сетки изотерм", кривой падения температуры воды или интегральной характеристикой $P_t' = (T_1 - \bar{T})/\Delta T$, введенной впервые в расчет водохранилищ-охладителей И.А. Шеренковым [120] [чаще применяют аналогичную характеристику $P_t = (\bar{T} - T_2)/\Delta T$]. При этом используется основная гипотеза моделирования разноплотностных потоков с схожести (при некоторых условиях) распределения изотерм на модели и в реальном водоеме (см. гл. 5).

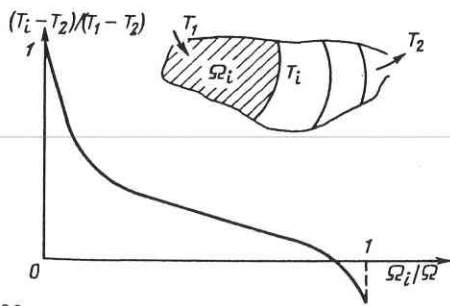
На рис. 3.7 приведена кривая падения температуры воды в поверхностном слое. Эта кривая наглядно характеризует эффективность использования водоемов для охлаждения воды и поэтому удобна для анализа. По ней можно четко выделить ближнюю зону у водовыпуска с резким снижением температуры вследствие перемешивания и дальнюю зону, в которой охлаждение воды происходит главным образом вследствие теплообмена через свободную поверхность.

Расчет охлаждения можно производить по участкам между изотермами или по наиболее характерным участкам, определяемым по кривой падения, а также используя параметр P_t , интегрально учитывающий особенности распределения температуры воды в поверхностном слое.

Следует отметить, что результаты расчета с параметром P_t во многих случаях незначительно отличаются от результатов расчетов, выполненных по отдельным участкам. В то же время расчет с параметром P_t значительно проще.

В расчетно-экспериментальном методе ВНИИГ уравнение теплового баланса может быть записано в различной форме. Так, при расчете водоема-охладителя с использованием равновесной температуры уравнение теплового баланса имеет вид

$$c\rho Q\Delta T - \alpha_{\Sigma}(\bar{T} - T_p)\Omega = \frac{c\rho V}{k} \frac{d\bar{T}}{dt} \quad (3.39)$$



Коэффициент неравномерности распределения температуры по глубине k может быть определен в результате натуральных измерений или по аналогам. Наибольшее значение этот коэффициент принимает в глубоких водохранилищах,

Рис. 3.7. Кривая изменения температуры воды в поверхностном слое

для летнего периода оно достигает 1,11–1,25, для слабо стратифицированных водоемов можно приближенно принять $k = 1,05$. График для определения значений H/k ($H = V/\Omega$ – средняя глубина) в зависимости от длины разгона воздушного потока над водоемом, построенный по эмпирическим данным, приведен в [114].

Следует обратить внимание на возможность получения более точных результатов при решении уравнения (3.39), записанного не для всего водоема, а только для верхнего, наиболее нагретого слоя.

Для решения (3.39) должна быть задана температура воды в начальный момент времени. Она может быть определена, в частности, из уравнения стационарного теплового баланса для тех периодов года, когда процесс можно считать установившимся. При этом следует заметить, что, как показывает опыт расчетов по уравнению теплового баланса изменения температурного режима в разрезе года, влияние начальных условий сказывается на результатах расчета только для первых 2 мес.

После определения среднеповерхностной температуры водоема из уравнения (3.39) температура T_2 может быть найдена по формуле

$$T_2 = \bar{T} - P_t \Delta T. \quad (3.40)$$

3.7. ПРОГРАММА РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ВОДОЕМОВ-ОХЛАДИТЕЛЕЙ ПО УРАВНЕНИЮ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА

Для реализации на ЭВМ некоторых из рассмотренных выше способов расчета во ВНИИГ разработана программа (шифр WALK) на алгоритмическом языке ФОРТРАН. Она позволяет определить температурный режим водоемов-охладителей на основе решения уравнения теплового баланса с привлечением дополнительной информации, получаемой в результате модельных или натуральных исследований.

Программа WALK может быть использована для расчета установившегося и не установившегося температурного режима нагретых водоемов и водоемов в естественном состоянии. При этом температура воды на водозаборе ТЭС может определяться двумя способами – с использованием параметра распределения температуры в поверхностном слое P_t и на основе метода с введением понятий активной площади и коэффициента использования. В первом случае задаются численные значения параметра P_t , а во втором – коэффициента использования $K_{исп}$. Эти значения определяются при помощи модельных и натуральных исследований, а также могут быть получены из рассмотрения аналогов.

Каждый вариант расчета (установившийся или не установившийся режим, использование параметра P_t или $K_{исп}$ и т.д.) имеет свой код, который задается при вводе исходных данных.

Для решения дифференциальных уравнений при расчете не установившегося режима в программе WALK используется метод Рунге–Кутты. Для расчета средних температур при установившемся режиме используется метод последовательных приближений.

При расчете баланса солнечной радиации значения функций, заданных таблично, определяются либо по аппроксимирующим зависимостям, либо интерполяцией табличных данных, введенных в программу.

Программа предусматривает использование различных зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи испарением и позволяет учесть трансформацию влажности и температуры воздуха по (3.20) – (3.21).

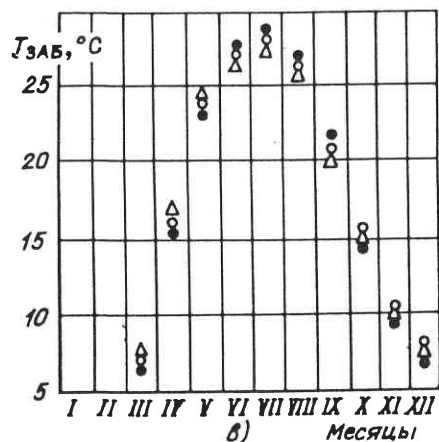
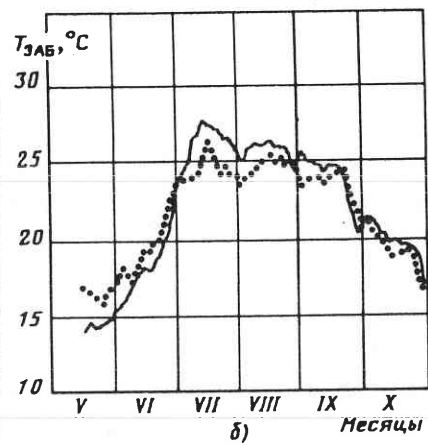
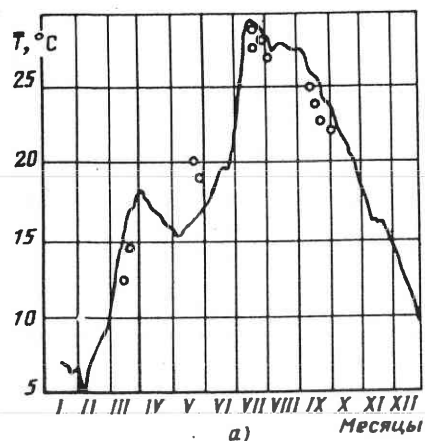


Рис. 3.8. Результаты расчета температурного режима водохранилищ-охладителей по уравнению теплового баланса с использованием программы WALK:

а – изменение средней температуры водохранилища-охладителя Угледорской ГРЭС в 1978 г.: — — — расчет по среднесуточным данным; ○ – натурные измерения; б – изменение температуры на водозаборе Угледорской ГРЭС в 1978 г.: — — — расчет по среднесуточным данным ($K_{исп} = 0,8$); ····· натурные измерения; в – изменение температуры на водозаборе Эмиевской ГРЭС в 1972 г.: ○ – расчет по среднесуточным данным с $P_t = 0,24$; △ – расчет по среднесуточным данным с $K_{исп} = 0,85$; ● – натурные измерения

Для использования программы WALK необходимо задать следующие исходные данные: значения метеорологических факторов, включая общую облачность, температуру, влажность воздуха и скорость ветра; площадь, среднюю глубину и широту места расположения водоема; тепловую нагрузку и температурный перепад на конденсаторах турбин тепловой станции; значения коэффициента k , а также коэффициентов $K_{исп}$ или P_t (в зависимости от способа определения температуры воды на водозаборе).

При расчете неустановившегося температурного режима необходимо задать также шаг интегрирования дифференциальных уравнений и начальные условия, а в случае учета трансформации метеозаписей – значения средней длины разгона воздушного потока.

Время расчета (на ЭВМ ЕС-1030) изменения температурного режима водоема в течение года по среднесуточным значениям метеорологических факторов с шагом

92

1 сут – 2 мин 50 с. Время расчета установившегося режима для одного варианта условий – около 20 с.

На печать выводятся в виде таблицы исходные данные, а также рассчитанные значения температур водоема-охладителя – средней температуры поверхности в естественном и нагретом состоянии и температуры на водозаборе тепловой станции.

На рис. 3.8 в качестве иллюстрации представлены результаты расчета и натуральных наблюдений температурного режима водохранилищ-охладителей Угледорской и Эмиевской ГРЭС. Отличия рассчитанных и измеренных значений температур составляют в среднем 1–2 °С.

3.8. ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ИНЖЕНЕРНЫЕ СХЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОДОЕМОВ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ

Инженерные способы расчета температуры охлажденной воды основаны на решении уравнения теплового баланса в той или иной форме и использовании связи между средней температурой и температурой на водозаборе $T_{заб}$, которая определяется аналитическим либо экспериментальным путем.

Кажущееся многообразие приемов расчета связано с тем, что при выводе расчетных зависимостей применяются различные записи уравнения теплового баланса и связи между \bar{T} и $T_{заб}$. Рассмотрим наиболее распространенные приемы, используемые для установления этой связи при обратном водоснабжении.

В расчете с коэффициентом использования после определения средней температуры из уравнения теплового баланса для активной площади водоема температура $T_{заб}$ находится по формуле

$$T_{заб} = T_p + \frac{\Delta T}{\exp(\Delta T / (\bar{T} - T_p)) - 1} \quad (3.41)$$

При введении в расчетную схему коэффициента вертикального перемешивания η' зависимость между \bar{T} и $T_{заб}$ представляется в виде

$$T_{заб} = T_p + \frac{\Delta T \exp[-\Delta T / (\eta'(\bar{T} - T_p))]}{\eta' \{1 - \exp[-\Delta T / (\eta'(\bar{T} - T_p))]\}} \quad (3.42)$$

В расчетно-экспериментальном методе ВНИИГ с использованием параметра P_t температура $T_{заб}$ определяется по соотношению

$$T_{заб} = \bar{T} - P_t \Delta T. \quad (3.43)$$

В способе расчета, предложенном в [7], используется связь между относительным перегревом на водозаборе и параметром теплообмена, которая на основании обобщения результатов модельных и натуральных исследований аппроксимируется линейной зависимостью

$$\delta T_{заб} = aP + b, \quad (3.44)$$

где $\delta T_{заб} = (T_{заб} - T_e) / \Delta T$ – относительный перегрев на водозаборе;

$\Pi = (\bar{T} - T_e)/\Delta T$ – критерий теплообмена; a и b – коэффициенты, характеризующие степень организации потока в водохранилище (хорошая, удовлетворительная и недостаточная).

Из (3.44) вытекает

$$T_{заб} = a\bar{T} + (1-a)T_e + b\Delta T. \quad (3.45)$$

В [159] на основе линеаризации кривой падения температуры в поверхностном слое предложена следующая связь между T и $T_{заб}$:

$$T_{заб} = \bar{T} - \frac{1}{2}(\Delta T - \Delta T_{вып}), \quad (3.46)$$

где $\Delta T_{вып}$ – условное падение температуры на водовыпуске вследствие линеаризации кривой падения поверхностной температуры.

Таким образом, в рассмотренных инженерных способах расчета используются следующие параметры, характеризующие схемы использования водоемов-охладителей и устанавливающие связь между средней температурой \bar{T} и температурой на водозаборе $T_{заб}$: $K_{исп}$, η , Π_t , a и b , $\Delta T_{вып}$. Все они могут быть связаны между собой путем несложных преобразований. Если в качестве основной характеристики принять параметр распределения температуры в поверхностном слое Π_t , то тогда его связи с другими параметрами будут иметь вид:

с коэффициентом использования $K_{исп}$

$$\Pi_t = K_{исп} \frac{\alpha_{\Sigma a}}{\alpha_{\Sigma}} \frac{1}{\ln(1 + 1/(\delta T_{заб}))} - \delta T_{заб}; \quad (3.47)$$

с коэффициентом разбавления η'

$$\Pi_t = \left\{ \eta' \ln \left[\frac{T_{вып}/\eta' + (1 - 1/\eta')T_{заб} - T_p}{T_{заб} - T_p} \right] \right\}^{-1} - \delta T_{заб}; \quad (3.48)$$

с коэффициентами a и b

$$\Pi_t = \frac{(1-a)(\bar{T} - T_e)}{\Delta T} - b, \quad (3.49)$$

причем, как показывают экспериментальные данные, во многих случаях можно считать $a \approx 1$ и, следовательно, $\Pi_t = -b$;
с условным падением температуры в ближней зоне

$$\Pi_t = 0,5(1 - \Delta T_{вып}/\Delta T). \quad (3.50)$$

Следует отметить, что практически все приведенные выше связи неоднозначны и зависят от конкретных условий.

В табл. 3.5 приведены параметры Π_t , $K_{исп}$ и η' для характерных схем водоемов-охладителей, которые могут быть использованы в приближенных расчетах.

Таблица 3.5

Форма водохранилища и схема расположения водовыпускных и водозаборных сооружений	При благоприятных условиях (штиль, слабый ветер благоприятного направления)		При неблагоприятных условиях (направленный ветер)		
	Π_t	$K_{исп}$	η'	Π_t	$K_{исп}$
<i>Вытянутое, узкое, $B/L < 0,2$</i>					
С продольным движением потока. Водовыпуск и водозабор расположены в противоположных концах водохранилища. Имеется струераспределительное устройство	0,27	0,80	1,5	0,20	0,70
С продольным движением потока в одной части и тупиковой зоной в другой. Водовыпускное и водозаборное сооружения расположены так, что транзитная зона занимает часть площади водоема	0,20	0,70	2,5	0,07	0,50
С продольным движением потока. Водовыпуски расположены в противоположных концах водохранилища, а водозабор – в средней части	0,27	0,80	1,5	0,20	0,70
<i>Вытянутое, широкое, $0,2 < B/L < 0,5$</i>					
С продольным движением потока по всей длине. Водовыпуск и водозабор расположены в противоположных концах водохранилища.	0,25	0,70	2,3	0,12	0,60
С продольным или круговым движением потока. Водовыпускное и водозаборное сооружения расположены в средней части водохранилища	0,12	0,60	4,0	0,07	0,50
С продольным движением потока. Водовыпускные сооружения располагаются в противоположных концах водохранилища, а водозаборное – в средней части водохранилища	0,17	0,65	3,0	0,07	0,50
<i>Округлой формы (правильной или неправильной), $0,5 < B/L < 1,0$</i>					
С поперечным движением потока. Водовыпускное и водозаборное сооружения расположены на противоположных берегах	0,23	0,75	2,0	0,09	0,55
С круговым движением потока, формируемым струенаправляющими дамбами или сооружениями. Водовыпускные и водозаборные сооружения прилегают к ГРЭС	0,31	0,85	1,2	0,20	0,70
С круговым движением потока и тупиковыми зонами. Водовыпускное и водозаборное сооружения расположены вблизи ГРЭС	0,27	0,80	1,5	0,12	0,60
<i>Искусственные наливные водохранилища, $0,2 < B/L < 0,5$</i>					
Вытянутое широкое с продольным движением потока. Водовыпуск и водозабор расположены в противоположных концах водохранилища	0,27	0,80	1,5	0,20	0,70

Таблица 3.5 (продолжение)

Форма водохранилища и схема расположения водовыпускных и водозаборных сооружений

При благоприятных условиях (штиль, слабый ветер благоприятного направления)

При неблагоприятных условиях (ветра)

Тупиковые схемы использования водохранилищ-охладителей	Π_t	$K_{исп}$	η'	Π_t	$K_{исп}$
Водоохранилища различной формы средней глубиной не менее 5 м. Водовыпускное и водозаборное сооружения совмещены или расположены на небольшом расстоянии друг от друга. Выпуск подогретой воды осуществляется в верхний слой с небольшими скоростями через струераспределительное устройство. Отбор воды осуществляется из нижних слоев глубинным водозаборным сооружением	0,27	0,80	1,5	0,20	0,70
Схемы использования водохранилищ с глубинным селективным водозабором					
Водоохранилища любой конфигурации средней глубиной не менее 8 м. Водовыпуск поверхностный на мелководные участки или при помощи струераспределительных устройств	0,27	0,80	1,5	0,17	0,65

3.9. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДЕННОЙ ВОДЫ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОДОЕМА-ОХЛАДИТЕЛЯ

В систему охлаждения тепловых и атомных станций помимо водохранилищ часто входят дополнительные охладители (градирни, брызгальные бассейны и т.д.), поэтому возникает необходимость расчета охлаждения воды комбинированной системы.

Возможны три варианта совместного использования охладителей:

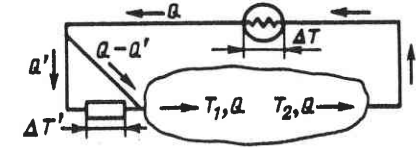
- 1) последовательная работа охладителей с установкой дополнительного охладителя перед водохранилищем;
- 2) последовательная работа охладителей с установкой дополнительного охладителя за водохранилищем;
- 3) параллельная работа охладителей.

Рассмотрим системы уравнений, позволяющие определить температуру воды, поступающей на водозабор в каждом варианте.

Для расчета средней температуры водохранилища будем использовать уравнение теплового баланса в виде (3.9), а температуру на выходе из водоема определять через параметр Π_t .

При последовательной работе охладителей с дополнительным охладителем перед водохранилищем (рис. 3.9):

Рис. 3.9. Последовательная работа охладителей (дополнительный охладитель перед водохранилищем)



уравнение смеси на водовыпуске в водоем

$$c\rho QT_1 = c\rho(Q - Q')(T_2 + \Delta T) + c\rho Q'(T_2 + \Delta T - \Delta T'),$$

откуда

$$T_1 = T_2 + \Delta T - \frac{Q'}{Q} \Delta T'; \quad (3.51)$$

уравнение теплового баланса для водоема

$$c\rho Q(T_1 - T_2) = \alpha_{\Sigma}(\bar{T} - T_p)\Omega; \quad (3.52)$$

связь между \bar{T} и T_2

$$\bar{T} = T_2 + \Pi_t(T_1 - T_2); \quad (3.53)$$

уравнение, описывающее процесс охлаждения в дополнительном охладителе,

$$\Delta T' = f(T_2 + \Delta T). \quad (3.54)$$

В уравнениях (3.51) – (3.54) неизвестными являются T_1 , T_2 , \bar{T} , $\Delta T'$. Температура воды на водозаборе станции равна температуре в конце водохранилища T_2 .

При последовательной работе охладителей с установкой дополнительного охладителя после водохранилища (рис. 3.10):

уравнение смеси перед конденсаторами турбин

$$c\rho Q(T_1 - \Delta T) = c\rho(Q - Q')T_2 + c\rho Q'(T_2 - \Delta T'),$$

откуда

$$T_1 = T_2 + \Delta T - \frac{Q'}{Q} \Delta T'; \quad (3.55)$$

уравнение теплового баланса для водоема

$$c\rho Q(T_1 - T_2) = \alpha_{\Sigma}(\bar{T} - T_p)\Omega; \quad (3.56)$$

связь между \bar{T} и T_2

$$\bar{T} = T_2 + \Pi_t(T_1 - T_2); \quad (3.57)$$

уравнение для дополнительного охладителя

$$\Delta T' = f(T_2). \quad (3.58)$$

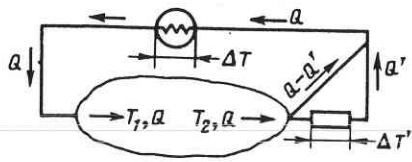


Рис. 3.10. Последовательная работа охладителей (дополнительный охладитель после водохранилища)

Рис. 3.11. Параллельная работа охладителей

Неизвестные в данном случае те же, что и при расчете первой схемы. После решения системы (3.55) – (3.58) температура воды на водозаборе может быть определена как разность $T_1 - \Delta T$.

Следует обратить внимание на то, что для первой и второй схем уравнения по своей структуре одинаковы. Однако уровень тепловой нагрузки на охладители в рассмотренных двух случаях будет различный. При расположении дополнительного охладителя перед водоемом тепловая нагрузка на него повышается, а на водохранилище снижается, и, наоборот, при расположении дополнительного охладителя за водоемом тепловая нагрузка на водохранилище возрастает и уменьшается на дополнительный охладитель.

При параллельной работе охладителей (рис. 3.11):
уравнение смеси перед конденсаторами турбин

$$c\rho Q(T_1 - \Delta T) = c\rho Q'(T_1 - \Delta T') + c\rho(Q - Q')T_2$$

или

$$T_1 = T_2 - \frac{Q'}{Q - Q'} \Delta T' + \frac{Q}{Q - Q'} \Delta T; \quad (3.59)$$

уравнение теплового баланса для водоема

$$c\rho(Q - Q')(T_1 - T_2) = \alpha_\Sigma(\bar{T} - T_p)\Omega; \quad (3.60)$$

связь между \bar{T} и T_2

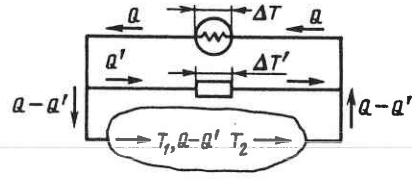
$$\bar{T} = T_2 + \Pi_i(T_1 - T_2); \quad (3.61)$$

уравнение для дополнительного охладителя

$$\Delta T' = f(T_1). \quad (3.62)$$

Неизвестные здесь те же, что и в предыдущих случаях, а температура воды на водозаборе определяется, как при расчете второй схемы.

Таким образом, приведенные выше системы уравнений позволяют рассчитать температуру охлажденной воды, поступающей на конденсаторы турбин, при различном сочетании водохранилища и дополнительного охладителя.



Рассмотрим теперь порядок расчета ненагруженного водоема-охладителя, в котором существуют зоны с температурой воды, равной естественной. В этом случае для расчета необходимо иметь кривую падения температуры воды $(T_i - T_{заб})/\Delta T = f(\Omega_i/\Omega)$, которая может быть построена по данным модельных или натуральных исследований, а также при принятом законе изменения температуры по площади водоема (например, экспоненциальном) на основании результатов расчета.

Используем уравнение теплового баланса с естественной температурой в виде

$$c\rho Q\Delta T = \alpha_\Sigma(\bar{T} - T_e)\Omega_e, \quad (3.63)$$

где Ω_e – площадь водоема с температурой выше T_e .

Температуру воды на водозаборе $T_{заб}$ и площадь водохранилища с температурой выше T_e определим в результате следующих последовательных операций.

Задаемся рядом значений $T_{заб}$ и, полагая $T_i = T_e$, по кривой падения определяем площадь водохранилища Ω_e с температурой выше T_e , а также \bar{T} , соответствующие этим значениям. Затем строим график $\alpha_\Sigma(\bar{T} - T_e)\Omega_e = f(T_{заб})$, по которому при заданной тепловой нагрузке $c\rho Q\Delta T$ [см. (3.63)] определяем искомую температуру $T_{заб}$. Полученное значение $T_{заб}$ используем для нахождения площади водоема с температурой выше T_e по кривой падения.

Указанным путем может быть определена нагрузка водоема-охладителя. Если по расчету $\Omega_e > \Omega$, то водохранилище полностью нагружено, при $\Omega_e < \Omega$ водохранилище не нагружено.

Помимо зоны водоема с температурой выше T_e указанным способом могут быть также определены участки водоема, не замерзающие зимой (температура у кромки льда принимается равной 2°C), или зоны с температурами выше допустимых по санитарным требованиям для водоемов комплексного использования.

В глубоководных, больших по размерам водоемах в естественных условиях возникают сложные гидротермические процессы, изменяющиеся в различные сезоны года. Для летнего периода года можно выделить два слоя воды – верхний, нагретый солнечной радиацией, и нижний – более холодный. Между ними расположен промежуточный слой воды с температурным градиентом (температурный скачок). Разность температур между слоями в ряде случаев составляет $9-12^\circ\text{C}$, что соизмеримо с температурным перепадом на конденсаторах турбин.

Следует отметить, что крупные водохранилища обычно являются объектами комплексного использования и на повышение температуры воды в них накладываются ограничения.

При расчетах температурного режима водоемов комплексного использования часто требуется определить области с температурами выше допустимых. Для приближенной оценки размеров зон "перегрева" можно воспользоваться зависимостями, приведенными в § 3.5. На размер этих зон

большое влияние оказывает начальное перемешивание сбрасываемой воды с водой в водоеме. При этом возможны два расчетных случая: 1) перемешивание на начальном участке не происходит (например, благодаря соответствующему выпуску подогретой воды; 2) на начальном участке происходит вертикальное перемешивание с коэффициентом разбавления η' (рециркуляция подогретой воды к водозабору отсутствует).

В первом случае площади зон "перегрева" могут быть приближенно оценены по теоретической зависимости (3.32), которую можно привести к виду

$$\Omega = \frac{c\rho Q}{\alpha_{\Sigma}} \ln\left(\frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_p} + 1\right). \quad (3.64)$$

В (3.64) вместо T_2 должна быть подставлена температура, соответствующая рассматриваемому нормативному пределу.

Во втором случае рассматриваются две зоны: зона перемешивания, температура в которой определяется по уравнению смеси (ближняя зона), и зона спокойного движения подогретой воды с присоединенным расходом (дальняя зона).

Обычно первая зона имеет небольшую площадь, поэтому теплообменом между водой и воздухом здесь можно пренебречь. Тогда при условии, что на водозабор поступает вода с температурой T_e , температура смеси будет равна

$$T_{см} = \Delta T/\eta' + T_e. \quad (3.65)$$

Коэффициент разбавления η' и размеры первой зоны зависят от условий водовыпуска. Для конкретных случаев значение η' может быть определено на моделях участков водоемов.

Площадь второй зоны может быть определена по формуле

$$\Omega = \frac{c\rho Q \eta'}{\alpha_{\Sigma}} \ln\left(\frac{1}{\eta'} \frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_p} + 1\right). \quad (3.66)$$

При рециркуляции части подогретой воды к водозабору зависимость (3.66) несколько усложняется, поскольку в этом случае необходимо ввести в расчет уравнение смеси на водозаборе.

Наличие в крупных водохранилищах с сильно развитой температурной стратификацией при больших объемах воды нижнего слоя позволяет организовать в летний период прямоточное водоснабжение холодной водой с примерно постоянной температурой. Температура верхнего слоя по сравнению с температурой в естественных условиях будет изменяться мало. Таким образом, при водоснабжении по этой схеме исключается возможность "теплового загрязнения" водной среды. Основная задача в этом случае сводится к определению размеров и заглубления водозаборного сооружения, обеспечивающего отбор воды из нижнего слоя.

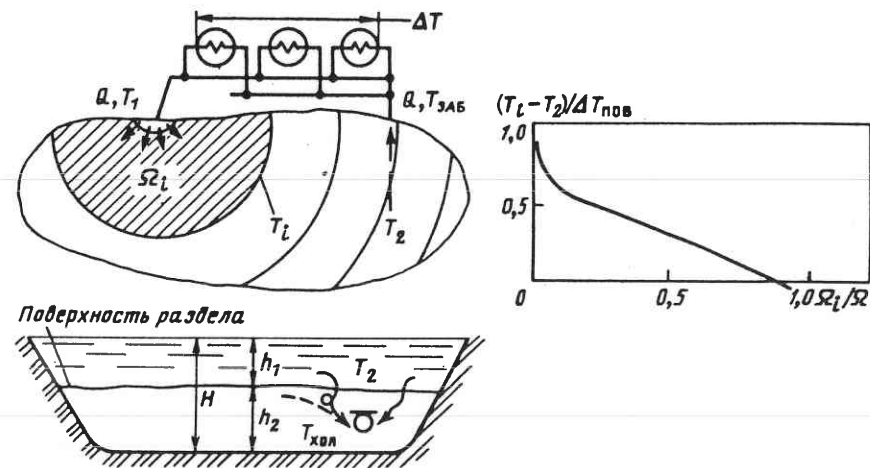


Рис. 3.12. Расчетная схема при сработке нижнего слоя водохранилища

Если водоснабжение ТЭС не может быть осуществлено только за счет сработки нижнего слоя из-за недостаточного объема воды в нем, то станция работает на смеси (рис. 3.12). При этом температура воды, поступающей на конденсаторы, может быть определена на основе следующих зависимостей:

зависимости, отражающей падение температуры в поверхностном слое,

$$\frac{T_i - T_2}{\Delta T_{пов}} = f\left(\frac{\Omega_i}{\Omega}\right), \quad (3.67)$$

где T_2 — температура верхнего слоя в районе водозабора; $\Delta T_{пов}$ — перепад температур на поверхности водоема, причем $\Delta T_{пов} = T_{заб} + \Delta T - T_2$;

уравнения теплового баланса для верхнего слоя водоема

$$c\rho Q(T_{заб} + \Delta T) - c\rho(Q - Q_{хол})T_2 = \alpha_{\Sigma}(\bar{T} - T_p)\Omega,$$

откуда

$$c\rho Q \Delta T = c\rho Q(T_2 - T_{заб}) - c\rho Q_{хол} T_2 + \alpha_{\Sigma}(\bar{T} - T_p)\Omega; \quad (3.68)$$

уравнения смеси на водозаборе

$$c\rho Q T_{заб} = c\rho Q_{хол} T_{хол} + c\rho(Q - Q_{хол})T_2, \quad (3.69)$$

где $Q_{хол}$ — расход воды с температурой $T_{хол}$, поступающей в водозабор из нижнего слоя.

Формула для определения количества воды, m^3/c , поступающей в водозабор из нижнего слоя, для забральной стенки или круглого оголовка

будет

$$Q_{\text{хол}} = 1,77B \sqrt{\frac{\Delta\rho}{\rho_2}} h_2^3, \quad (3.70)$$

где B — ширина водозаборного отверстия, м; h_2 — глубина нижнего слоя, м; $\Delta\rho$ — разность плотностей нижнего и верхнего слоев; ρ_2 — плотность нижнего слоя.

Порядок расчета температуры воды на водозаборе следующий. Задаваясь различными значениями T_2 и определяя последовательно $T_{\text{заб}}$ из (3.69) и \bar{T} , используя (3.67), найдем значения правой части уравнения (3.68). Затем из графика, построенного по зависимости правой части (3.68) от T_2 при известной левой части $crQ\Delta T$, находим значение T_2 , при котором удовлетворяется уравнение (3.68). После этого из (3.69) находим искомое значение $T_{\text{заб}}$.

3.10. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДЕННОЙ ВОДЫ ПРИ ПОСТОЯННОМ РЕЧНОМ ПРИТОКЕ В ВОДОЕМ

При постоянном притоке речной воды в водоем температурный режим на водозаборе во многом определяется речным расходом. Возможны два характерных случая: $Q_{\text{реки}} > Q$ и $Q_{\text{реки}} < Q$ (Q — циркуляционный расход электростанции). В первом случае может быть осуществлено прямоточное водоснабжение ТЭС, для чего необходимо только обеспечить надежный отбор речной воды и по возможности уменьшить перемешивание подогретой воды с речной на водовыпуске, а также в районе "вхождения" речного потока в водохранилище. Расчетная схема для случая $Q_{\text{реки}} > Q$ приведена на рис. 3.13.

Участок водотока ниже водовыпуска делится на два участка. На первом участке происходит перемешивание подогретой воды с речной. Обычно охлаждение воды на этом участке за счет теплообмена с воздухом незначительное, и во многих случаях им можно пренебречь. Температура смешанной воды в конце первого участка $T_{\text{смI}}$ определяется по уравнению смеси

$$crQ_{\text{реки}}T_{\text{смI}} = cr(Q_{\text{реки}} - Q)T_{\text{реки}} + crQ(T_{\text{реки}} + \Delta T),$$

откуда

$$T_{\text{смI}} = T_{\text{реки}} + \frac{Q}{Q_{\text{реки}}} \Delta T. \quad (3.71)$$

Второй участок характеризуется тем, что охлаждение воды здесь происходит главным образом за счет теплообмена через свободную поверхность.

Для определения температуры воды T_{II} на некотором расстоянии от начального створа с температурой $T_{\text{смI}}$ может быть использована формула

$$T_{\text{II}} = T_p + \frac{T_{\text{смI}} - T_p}{\exp(a_{\Sigma} \Omega / (crQ))}. \quad (3.72)$$

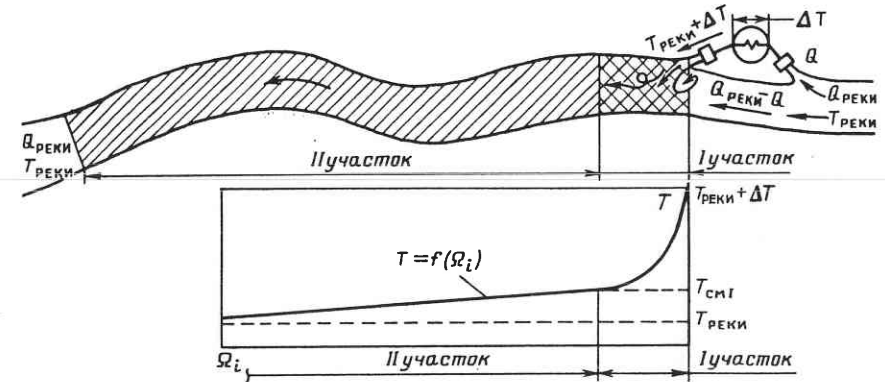


Рис. 3.13. Расчетная схема при прямоточном водоснабжении ТЭС из реки

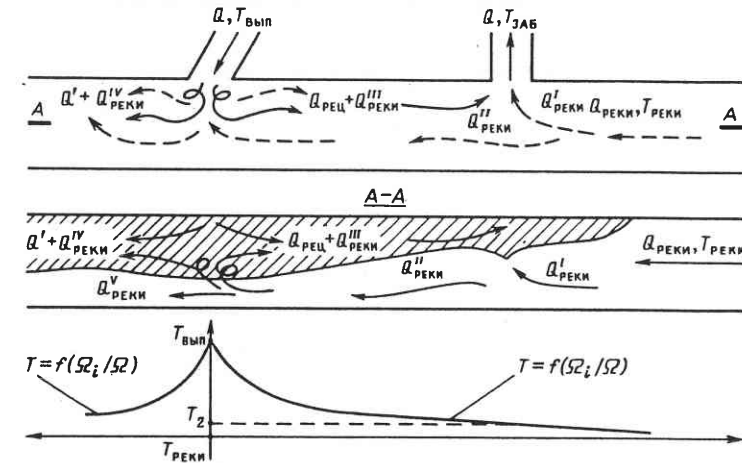


Рис. 3.14. Распределение воды при рециркуляции подогретой воды в водозабор

Если не удастся обеспечить прохождение речной воды непосредственно к водозабору, то станция будет работать на смеси. Очевидно, перемешанная вода будет поступать в водозабор и в случае, когда $Q_{\text{реки}} < Q$.

Для определения температуры воды, поступающей на водозабор при таком режиме, важно знать особенности распределения расходов воды в реке на участке между водовыпуском и водозабором. Схема распределения расходов представлена на рис. 3.14.

При прохождении речной воды с расходом $Q_{\text{реки}}$ около водозабора часть воды $Q_{\text{реки}}^I$ поступает в него, а другая часть $Q_{\text{реки}}^{II}$ направляется в нижнем слое к водовыпуску, где частично перемешивается с подогретой водой. Часть речной воды $Q_{\text{реки}}^{III}$ вместе с рециркулируемой подогретой

водой $Q_{\text{рец}}$ движется в верхнем слое в сторону водозабора. В верхнем слое ниже водовыпуска движется вода $Q_{\text{реки}}^{\text{IV}}$, перемешанная с частью подогретой воды $Q' = Q - Q_{\text{рец}}$. Оставшаяся речная вода $Q_{\text{реки}}^{\text{V}}$ движется в нижнем слое.

При соответствующих условиях выпуска, например через дырчатые трубы, можно полностью перемешать речную воду $Q_{\text{реки}}^{\text{II}}$ и ниже водовыпуска будет двигаться только перемешанная вода.

При определении температуры воды на водозаборе необходимо знать количество речной воды, поступающей в водозабор, т.е. $Q_{\text{реки}}^{\text{I}} + Q_{\text{реки}}^{\text{III}}$. Расход $Q_{\text{реки}}^{\text{I}}$ зависит от расхода ГРЭС, конструкции водозаборного сооружения, глубины реки и морфологии русла; расход $Q_{\text{реки}}^{\text{III}}$ зависит от условий перемешивания на водовыпуске. Чем интенсивнее перемешивается выпускаемая подогретая вода с речной, тем большее количество речной воды будет поступать в водозабор из верхнего слоя. Этот принцип может быть положен в основу инженерного приема для обеспечения максимального отбора речной воды при поверхностном водозаборе.

Учитывая, что процесс перемешивания подогретой воды является весьма сложным, зависящим от многих факторов, индивидуальных в каждом конкретном случае, рециркуляционный расход для вновь проектируемых электростанций определяют на модели участка русла реки или в натуре при помощи индикатора (какого-либо красителя), выпускаемого вместе с подогретой водой и улавливаемого на водозаборе. Рециркуляционный расход определяется по отношению количества индикатора, уловленного в водозаборе $J_{\text{заб}}$, к общему количеству, выпущенному на модель J , т.е. $Q_{\text{рец}} = \frac{J_{\text{заб}}}{J} Q$.

Основные расчетные зависимости для определения температуры воды на водозаборе при рециркуляции подогретой воды следующие:

уравнение кривой падения в поверхностном слое между водовыпуском и водозабором

$$\frac{T_i - T_2}{T_{\text{заб}} + \Delta T - T_2} = f\left(\frac{\Omega_i}{\Omega}\right); \quad (3.73)$$

уравнение теплового баланса верхнего слоя (при $T_{\text{реки}} = T_p$)

$$c\rho Q_{\text{рец}}(T_{\text{заб}} + \Delta T - T_2) = \alpha_{\Sigma}(T - T_p)\Omega$$

или

$$c\rho Q_{\text{рец}}\Delta T = \alpha_{\Sigma}(\bar{T} - T_p)\Omega + c\rho Q_{\text{рец}}(T_2 - T_{\text{заб}}); \quad (3.74)$$

уравнение смеси в районе водозабора

$$c\rho QT_{\text{заб}} = c\rho Q_{\text{рец}}T_2 + c\rho(Q - Q_{\text{рец}})T_{\text{реки}}; \quad (3.75)$$

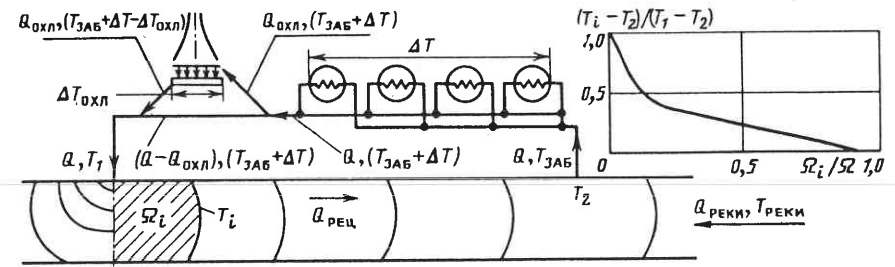


Рис. 3.15. Расчетная схема при водоснабжении ТЭС из реки с дополнительным охладителем на сбросе

зависимость количества рециркулируемой воды от расходов ТЭС и реки

$$Q_{\text{рец}} = f(Q, Q_{\text{реки}}). \quad (3.76)$$

Порядок расчета может быть следующим. Задавшись значениями T_2 , определяем последовательно $T_{\text{заб}}$ из (3.75) и \bar{T} из (3.73). После этого строим график зависимости правой части (3.74) от T_2 и по известной левой части $c\rho Q\Delta T$ находим искомое значение T_2 , а затем из (3.75) и искомое значение $T_{\text{заб}}$.

Следует отметить, что для определения зависимости (3.73) могут быть использованы кривые падения температуры, определенные на модели или в натуре без притока речной воды.

При водоснабжении ТЭС из водотоков с целью уменьшения температуры выпускаемой подогретой воды в реку могут быть применены дополнительные охладители (градирни, брызгальные бассейны, плавающие автономные брызгальные установки).

Расчетные зависимости для определения температуры воды на водозаборе в этом случае (рис. 3.15) следующие:

уравнение кривой падения

$$\frac{T_i - T_2}{T_1 - T_2} = f(\Omega_i/\Omega); \quad (3.77)$$

уравнение теплового баланса для воды между сбросом и водозабором

$$c\rho Q_{\text{рец}}(T_1 - T_2) = \alpha_{\Sigma}(\bar{T} - T_p)\Omega; \quad (3.78)$$

уравнение смеси в районе водозабора

$$c\rho QT_{\text{заб}} = c\rho Q_{\text{рец}}T_2 + c\rho(Q - Q_{\text{рец}})T_{\text{реки}}; \quad (3.79)$$

уравнение смеси в районе водовыпуска

$$c\rho QT_1 = c\rho(Q - Q_{\text{охла}})(T_{\text{заб}} + \Delta T) + c\rho Q_{\text{охла}}(T_{\text{заб}} + \Delta T - \Delta T_{\text{охла}})$$

или после преобразований

$$c\rho Q\Delta T = c\rho Q(T_1 - T_2) + c\rho Q_{\text{охл}} \Delta T_{\text{охл}}; \quad (3.80)$$

зависимость для определения температурного перепада на дополнительном охладителе при разомкнутой схеме его работы

$$\Delta T_{\text{охл}} = f(T_{\text{заб}} + \Delta T); \quad (3.81)$$

зависимость для определения $Q_{\text{реци}}$

$$Q_{\text{реци}} = f(Q, Q_{\text{реки}}). \quad (3.82)$$

Система (3.77) – (3.82) содержит шесть неизвестных: $T_1, T_2, T_{\text{заб}}, \bar{T}, \Delta T_{\text{охл}}, Q_{\text{реци}}$ и решается аналогично рассмотренным ранее случаям.

Глава 4

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ГИДРОТЕРМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

4.1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Математические модели гидротермических процессов в водоемах-охладителях (уравнения гидродинамики и теплопереноса с соответствующими граничными условиями), как всякие феноменологические модели, содержат целый ряд параметров (коэффициенты трения, ветрового напряжения, турбулентного обмена, теплоотдачи и многие другие), которые не могут быть определены в рамках самой модели. Принципиально существуют три способа определения параметров феноменологических моделей [44]:

1) использование различных эмпирических и полуэмпирических зависимостей (некоторые зависимости такого типа приводятся, в частности, в § 2.10) – это наиболее распространенный способ. Основные недостатки этого способа – ограниченный диапазон применимости таких зависимостей, невысокая точность, наличие в формулах для параметров трудноизмеряемых величин;

2) рассмотрение процесса с использованием более сложной модели. Например, коэффициент теплообмена (содержащийся в граничных условиях) можно определять из решения задачи для системы объект – окружающая среда. Однако при этом вспомогательная задача (определение параметров модели) оказывается гораздо сложнее основной, расширение исходной системы уравнений для определения некоторых коэффициентов обычно приводит к появлению новых коэффициентов и т.д.;

3) идентификация математической модели. Этот путь предполагает использование дополнительной информации о поведении реальной системы (т.е. данные натурных наблюдений) и решение обратной задачи. При этом следует идентифицировать именно ту модель, на основе которой

предполагается выполнять прямые расчеты для прогнозирования и оптимизации процесса.

Кроме параметрической (количественной) идентификации, когда для заданной математической модели определяются ее параметры (коэффициенты, функции и т.п.), рассматриваются задачи структурной (качественной) идентификации, связанные с поисками модели.

Задачи параметрической идентификации обычно классифицируются по следующим признакам:

1) внешние или граничные задачи – определение характеристик на границе объекта по имеющимся измерениям внутри области;

2) внутренние, инверсные или коэффициентные задачи – определение различных коэффициентов модели;

3) геометрические задачи – определение геометрических характеристик объекта;

4) временные или ретроспективные задачи – определение начального состояния объекта по измерениям в более поздние моменты времени.

Возможны классификации задач идентификации и по другим признакам [28]. Так, различают модели линейные и нелинейные (в зависимости от типа соответствующих уравнений), стационарные и нестационарные (т.е. с изменяющимися во времени параметрами), дискретные и непрерывные (хотя преобразовать непрерывную формулировку задачи в дискретную обычно несложно), детерминистические и стохастические и т.д.

Рассматриваемые ниже задачи коэффициентной идентификации обычно формулируются следующим образом.

Пусть, например, изучаемый установившийся процесс описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y, \lambda), \quad x \in [a, b], \quad (4.1)$$

где y – вектор-функция, характеризующая состояние системы; λ – вектор неизвестных параметров модели. Для системы (4.1) заданы граничные условия, обеспечивающие однозначное определение $y(x)$ из уравнений (4.1) (если параметры заданы), т.е. однозначное решение прямой задачи. Для определения λ задается дополнительная информация, например данные измерений некоторых компонентов вектор-функции y (или их комбинации) в некоторых точках x_j интервала $[a, b]$. Тогда неизвестные параметры λ могут быть найдены из условия минимума функционала

$$J(\lambda) = \sum_j [Ay(x_j) - z_j]^T G [Ay(x_j) - z_j], \quad (4.2)$$

где A – матрица, определяющая набор комбинаций вектора y ; G – матрица весовых множителей (позволяющих дифференцировать "вклады" разных измерений); $z_j \equiv z_j(x_j)$ – данные измерений; τ – знак транспонирования.

Если измерения осуществляются непрерывно во всех точках интервала $[a, b]$, то функционал (4.2) принимает вид

$$J(\lambda) = \int_a^b [Ay(x) - z(x)]^T G [Ay(x) - z(x)] dx. \quad (4.3)$$

Если рассматривается неустановившийся процесс, описываемый в общем случае системой уравнений вида

$$\frac{dy}{dt} = f(t, x, y, y_x, y_{xx}, \dots, \lambda) \quad (4.4)$$

с соответствующими граничными и начальными условиями в области $a \leq x \leq b$, $t \geq 0$, то $\lambda = \text{const}$ определяется из условия минимума функционала

$$J(\lambda) = \int_0^{t_0} \int_a^b [Ay - z(x)]^T G [Ay - z(x)] dx dt. \quad (4.5)$$

Параметрами модели могут быть и распределенные величины, например изменяющиеся по координате x коэффициенты $\lambda(x)$. Для решения задач такого типа используется аппарат вариационного исчисления и теории оптимального управления. Действительно, если неизвестные параметры трактовать как управляющие функции, то задача их идентификации сводится к задаче оптимального управления (с ограничениями или без ограничений).

Методы решения задач идентификации разрабатывались первоначально главным образом применительно к системам управления и контроля, а в последнее время стали применяться и к задачам гидравлики, фильтрации, тепломассопереноса и т.п. (например, [2,21, 44,51, 105, 127, 128, 145] и др.). Существует большое число различных методов и частных приемов решения разнообразных задач идентификации, различные системы их классификации и т.п. [28, 44, 51].

Применительно к задачам без ограничений используются метод наименьших квадратов (непоследовательная и последовательная регрессии), поисковые градиентные методы (т.е. без нахождения градиента функционала), градиентные методы, квазилинеаризации, инвариантного погружения и др. При использовании градиентных методов надо знать градиент функционала, для определения которого предварительно находится матрица так называемых функций чувствительности.

Применительно к задачам с ограничениями используются методы линейного и нелинейного программирования (симплекс-метод, штрафных функций и т.п.) и методы теории оптимального управления (принцип максимума, динамического программирования).

Ниже для решения ряда задач идентификации моделей гидротермических процессов в водохранилищах используется метод функций чувствительности первого порядка [5, 44, 96], позволяющий во многих случаях

получить приемлемые результаты. Суть метода применительно к минимизации функционала (4.2) сводится к следующему. Необходимое условие минимума (4.2) имеет вид

$$\frac{dJ(\lambda)}{d\lambda} \equiv 2 \sum_j G_j [y(x_j) - z_j] y_{\lambda}(x_j) = 0, \quad (4.6)$$

где $y_{\lambda} \equiv \frac{\partial y}{\partial \lambda} \equiv W(x, \lambda)$ — функция чувствительности [функцию $y(x, \lambda)$ и параметр λ здесь для простоты считаем скалярами]. Дифференцируя уравнение (4.1) по λ и изменяя порядок дифференцирования в левой части, получаем уравнение (в общем случае нелинейное) относительно W

$$\frac{dW}{dx} = f_{\lambda} + f_y W, \quad (4.7)$$

где $f_{\lambda} \equiv \frac{\partial f}{\partial \lambda}$; $f_y \equiv \frac{\partial f}{\partial y}$.

Граничное условие для (4.7) получается дифференцированием по λ соответствующего условия для (4.1). Например, если y задана на левом конце интервала, то

$$y_{\lambda}(a) \equiv W(a) = 0. \quad (4.8)$$

Далее строится итерационный процесс вычисления параметра λ . Разложение функции y в окрестности некоторого приближенного значения λ , равного $\lambda^{(s)}$, дает

$$\begin{aligned} y(x, \lambda^{(s+1)}) &= y(x, \lambda^{(s)}) + y_{\lambda}(x, \lambda^{(s)}) (\lambda^{(s+1)} - \lambda^{(s)}) \equiv \\ &\equiv y(x, \lambda^{(s)}) + W(x, \lambda^{(s)}) (\lambda^{(s+1)} - \lambda^{(s)}). \end{aligned} \quad (4.9)$$

Подставляя в (4.6) разложение (4.9), получаем после линеаризации соотношение для определения нового приближения

$$\lambda^{(s+1)} = \lambda^{(s)} + \frac{\sum_j W(\lambda^{(s)}, x_j) [z_j - y(\lambda^{(s)}, x_j)]}{\sum_j W^2(\lambda^{(s)}, x_j)}. \quad (4.10)$$

Таким образом, алгоритм метода функций чувствительности содержит следующие основные этапы: 1) задание начального приближения для λ ; 2) определение функций $y(x_j, \lambda^{(s)})$ и $W(x_j, \lambda^{(s)})$ соответственно из (4.1) и (4.7); 3) вычисление $\lambda^{(s+1)}$ по (4.10). Далее процедура повторяется до достижения необходимой точности. Аналогично строится алгоритм в общем случае системы уравнений (4.1) и векторного параметра λ (т.е. при одновременной идентификации нескольких параметров).

Задачи идентификации применительно к моделям гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях только начинают рассматри-

ваться. Поэтому ниже при постановке и решении таких задач, имеющих в основном методическое значение, большое внимание уделяется решению тестовых задач, т.е. таких задач идентификации, когда в качестве измерений используется решение соответствующих прямых задач. При этом рассматриваются также тестовые задачи, в которых "измерения" берутся с некоторой "погрешностью" (моделирующей неизбежную погрешность реальных измерений) для выяснения ее влияния на эффективность алгоритма идентификации.

4.2. ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА¹

Математическая модель температурного режима водоема-охлаждителя, основанная на решении уравнения теплового баланса относительно среднеповерхностной температуры (см. гл. 3).

$$\Delta S - [\alpha_e(e_m - e) + \alpha_c(\bar{T} - T_a) - R]\Omega = \frac{c\rho V}{k} \frac{d\bar{T}}{dt} \quad (4.11)$$

с начальным условием

$$\bar{T}|_{t=0} = T_0, \quad (4.12)$$

содержит ряд параметров, обычно определяемых по эмпирическим формулам: α_e — коэффициент теплоотдачи испарением; α_c — коэффициент теплоотдачи конвекцией; k — коэффициент, учитывающий распределение температуры по глубине; коэффициенты, входящие в выражение R .

Другой путь определения параметров, входящих в (4.11), — решение обратной задачи с использованием значений среднеповерхностной температуры, рассчитанных по данным температурных съемок (измерений \bar{T}), т.е. идентификация параметров математической модели (4.11), (4.12) [110].

Задача идентификации сводится к минимизации функционала (4.3), который в случае одной независимой переменной и $G_j = 1$ принимает вид

$$J = \sum_{j=1}^N (\bar{T}(t_j) - \tilde{T}_j)^2, \quad (4.13)$$

где \tilde{T}_j — измерения среднеповерхностной температуры в момент времени t_j ; $\bar{T}(t_j)$ — решение уравнения (4.11) для того же момента времени; N — число измерений.

Минимизируя функционал (4.13) по идентифицируемым коэффициентам λ_m получаем систему уравнений вида

$$\frac{\partial J}{\partial \lambda_m} \equiv 2 \sum_{j=1}^N (\bar{T}(t_j) - \tilde{T}_j) \frac{\partial \bar{T}(t_j)}{\partial \lambda_m} = 0, \quad m = 1, 2, \dots, r, \quad (4.14)$$

где r — число коэффициентов.

Задача идентификации параметров в (4.11) решалась методом функций чувствительности первого порядка. Для оценки влияния исходной информации на результаты идентификации был рассмотрен ряд тестовых задач (т.е. задач, когда "измерения" определяются из решения прямой задачи). При этом сначала рассматривался частный случай, для которого уравнение (4.11) имеет аналитическое решение: принималось, что изменение температуры \bar{T} вызывается скачком нагрузки в момент

времени $t = 0$ от 0 до ΔS ; площадь и объем водоема, а также метеорологические условия считались постоянными.

Тестовые задачи решались для четырех случаев: 1) определяется коэффициент α_e (связь α_e и α_c дается соотношением Боуэна $\alpha_c = 64,06\alpha_e$, принимается $k = 1$); 2) идентифицируются два коэффициента α_e и α_c ($k = 1$); 3) идентифицируются два коэффициента α_e и k , $\alpha_c = 64,06\alpha_e$; 4) определяется коэффициент k , коэффициент α_e задается по формуле Карпентера (3.13), $\alpha_c = 64,06\alpha_e$.

Далее для численных экспериментов принималось: тепловая нагрузка $\Delta S = 0,49$ МВт, объем водоема $V = 198$ м³, площадь поверхности $\Omega = 1270$ м², метеорологические факторы соответствуют равновесной температуре $T_p = 14$ °С. Эти исходные данные отвечают условиям одного из опытов на крупномасштабной модели водохранилища-охлаждителя Чернобыльской АЭС. "Измерения" среднеповерхностной температуры \bar{T} "проводились" в моменты времени $t_1 = 0,083$ сут; $t_2 = 0,166$ сут; $t_3 = 0,250$ сут. Значения параметров уравнения (4.11), при которых вычислялись "измерения" и значения самих "измерений" \bar{T} приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1.

№ задачи	Параметры, подлежащие идентификации	α_e	α_c	k	\bar{T}_1	\bar{T}_2	\bar{T}_3
1	α_c	0,107	64,06 α_e	1,0	31,24	30,13	29,40
		0,182			28,75	26,57	25,37
2	α_e, α_c	0,107	0,051	1,0	31,24	30,13	29,40
3	α_e, k	0,107	64,06 α_e	1,2	30,98	29,80	29,09
4	k	0,107	64,06 α_e	1,2	30,96	29,80	29,09
		0,107	64,06 α_e	2,0	30,13	29,80	28,40

Схема решения задачи была следующая. Выбирались начальные значения идентифицируемых параметров и по решению уравнения (4.11) определялись значения \bar{T} в моменты времени, соответствующие измерениям. Так как уравнение (4.11) имело в рассматриваемом случае аналитическое решение, функции чувствительности находились непосредственным дифференцированием последнего. Очередное приближение находилось по формулам типа (4.10).

В первом случае начальное приближение $\alpha_e^{(0)} = 0,081$ Вт/(м²·Па), а истинные значения составляли 0,107 и 0,182 Вт/(м²·Па). Для первого из этих значений уже после первой итерации было получено $\alpha_e^{(1)} = 0,104$ Вт/(м²·Па) (с погрешностью менее 3%), а для второго число необходимых итераций возросло ($\alpha_e^{(1)} = 0,156$ Вт/(м²·Па); $\alpha_e^{(2)} = 0,180$ Вт/(м²·Па)).

Во втором случае был взят ряд точек прямоугольника $4,48 \leq \alpha_c \leq 8,96$; $0,07 \leq \alpha_e \leq 0,14$ — максимальное число итераций не превосходило четырех.

Для третьего случая область начальных приближений определялась прямоугольником $0,084 \leq \alpha_e \leq 0,130$ Вт/(м²·Па); $1,0 \leq k \leq 1,36$. Необходимое число итераций — три.

В четвертом случае тестовая задача решалась при истинных значениях $k = 1,2$ и $k = 2,0$ и начальном приближении $k^{(0)} = 1,0$. При $k = 1,2$ после первой итерации

¹ § 4.2, 4.3 написаны при участии В.В. Софроновой.

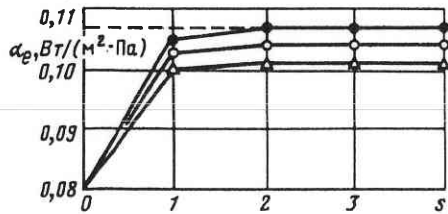


Рис. 4.1. Ход итерационного процесса при тестовой идентификации коэффициента α_e в уравнении теплового баланса. Точное значение $\alpha_e = 0,107$ Вт/(м²·Па), начальное приближение $\alpha_e^{(0)} = 0,081$ Вт/(м²·Па): ● — точные значения измерений (три измерения); ○ — погрешность измерений ± 1 °C (шесть измерений); △ — погрешность измерений ± 1 °C (три измерения)

было получено $k^{(1)} = 1,15$, после второй $k^{(2)} = 1,2$; при $k = 2,0$ соответственно $k^{(1)} = 1,63$; $k^{(2)} = 1,91$; $k^{(3)} = 2,0$.

Таким образом, в рассмотренном частном случае, носящем в основном иллюстративный характер, скорость сходимости итерационного процесса оказалась достаточно высокой.

При проведении экспериментов на крупномасштабных физических моделях водохранилищ, а также на натуральных объектах решение как прямой задачи (определение T при заданных параметрах модели), так и обратной (идентификация параметров модели по данным измерений T) может быть получено только на основе численного решения уравнения теплового баланса (4.11) и соответствующих уравнений для определения функций чувствительности. При этом необходимо также исследовать "чувствительность" алгоритма идентификации к погрешностям измерений, имеющим место в реальных условиях.

Разработанная программа идентификации параметров уравнения теплового баланса методом функций чувствительности реализует все этапы вычислений [включая решение (4.11) и соответствующих уравнений, определяющих функции чувствительности, методом Эйлера].

На основе разработанной программы был решен ряд обратных задач: тестовых и с использованием экспериментальных данных.

Решение тестовых задач по идентификации коэффициента α_e показало достаточно высокую скорость сходимости итерационного процесса и при наличии погрешности измерений среднеповерхностной температуры T . Однако при этом значения α_e определялись с некоторой погрешностью. Так, при погрешности ± 1 °C погрешность определения α_e составила 2,7 и 5,1% при шести и трех измерениях соответственно (рис. 4.1).

В ряде численных экспериментов для идентификации коэффициента α_e были использованы экспериментальные данные, полученные на крупномасштабной модели водохранилища Чернобыльской АЭС. Значения α_e , полученные идентификацией и по формуле Карпентера, отличаются не более чем на 10%.

Решение тестовых задач по одновременной идентификации двух параметров модели — коэффициентов α_e и α_c на основе аналитического и численного решений уравнения теплового баланса показало, что в этом случае при точных измерениях T требуется большее число итераций, чем при идентификации одного коэффициента α_e , а при измерениях с погрешностью получить удовлетворительные результаты, как правило, не удается, что связано с "корытообразным" характером поверхности $J(\alpha_e, \alpha_c)$ в исследуемом диапазоне изменения α_e и α_c .

Для последовательного оценивания состояния и параметров модели (4.11), (4.12) использовался также расширенный фильтр Калмана, нашедший широкое применение в различных задачах теплофизики [100].

Пусть поведение системы описывается моделью

$$\{\dot{R}\} = \{f(\{R\}, t)\}, \quad (4.15)$$

где $R = \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{\lambda\} \end{Bmatrix}$ — расширенный вектор состояния системы; $\{x\}$, $\{\lambda\}$ — векторы состояния и параметров системы соответственно.

Для этой системы алгоритм фильтра Калмана запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} \{R_{k+1/k+1}\} &= \{\hat{R}_{k+1/k}\} + [K_{k+1}]\{Y_{k+1}\} - \\ &- \{\hat{Y}_{k+1}\}, \end{aligned} \quad (4.16)$$

где $\{R_{k+1/k+1}\} = \begin{Bmatrix} \{\hat{x}_{k+1/k+1}\} \\ \{\hat{\lambda}_{k+1/k+1}\} \end{Bmatrix}$ — оценка расширенного вектора состояния в момент времени $(k+1)\Delta t$; $\{\hat{R}_{k+1/k}\}$ — прогноз вектора $\{R\}$ на момент времени $(k+1)\Delta t$; $\{\hat{Y}_{k+1}\}$ — вектор прогноза измерений, вычисляемый по модели системы, $\{\hat{Y}_{k+1}\} = [H_{k+1}]\{\hat{R}_{k+1/k}\}$,

где $[H_{k+1}]$ — матрица измерений; $\{Y_{k+1}\}$ — вектор измерения системы, определяемый как

$$\{Y_{k+1}\} = [H_{k+1}]\{X_{k+1}\} + \{\epsilon\}, \quad (4.18)$$

где $\{\epsilon\}$ — вектор шума, сопровождающего измерения; Δt — время между измерениями.

Весовая матрица $[K_{k+1}]$ и ковариационная матрица ошибок прогноза $[P_{k+1/k}]$ находятся следующим образом:

$$[K_{k+1}] = [P_{k+1/k}][H_{k+1}]^T([H_{k+1}][P_{k+1/k}][H_{k+1}]^T + [N]^{-1})^{-1}, \quad (4.19)$$

$$[P_{k+1/k}^*] = [\Phi_{k+1,k}][P_{k/k}][\Phi_{k+1,k}]^T, \quad (4.20)$$

где $[N]$ — заданная ковариационная матрица случайного процесса, а $[\Phi_{k+1,k}]$ — переходная матрица, причем

$$[\Phi_{k+1,k}] = [I] + [F_{k+1}]\Delta t + \frac{[F_{k+1}]^2}{2!}\Delta t^2 + \frac{[F_{k+1}]^3}{3!}\Delta t^3 + \dots, \quad (4.21)$$

$[I]$ — единичная матрица;

$$[F_{k+1}] = \frac{\partial \{f\}}{\partial \{R\}} \Big|_{\{R\} = \{\hat{R}_{k/k}\}} \quad (4.22)$$

Считается, что шум, сопровождающий измерения, белый, гауссовский и $E[\{\epsilon(t)\} \{\epsilon(t)\}^T] = [N]\delta(t - t_0)$.

Ковариационная матрица ошибок оценок определяется из уравнения

$$[P_{k+1/k+1}] = [P_{k+1/k}] - [K_{k+1}][H_{k+1}][P_{k+1/k}]. \quad (4.24)$$

Оценка параметров системы производится в такой последовательности: из (4.22) определяется $[F_{k+1}]$, далее по (4.21) $[\Phi_{k+1,k}]$; зная $[P_{k/k}]$, можно из (4.20) найти $[P_{k+1/k}^*]$; при заданных $[N]$ и $[H]$ из (4.19) определяется $[K_{k+1}]$; с по-

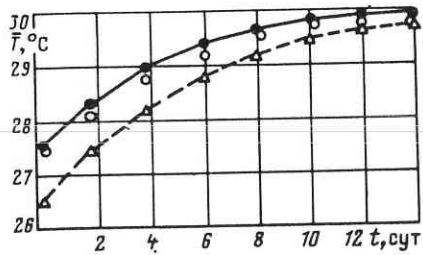


Рис. 4.2. Изменение среднеповерхностной температуры \bar{T} со временем, рассчитанное с помощью процедуры фильтра Калмана:

● – точные значения \bar{T} , вычисленные при $\alpha_e = 0,127 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{Па})$; ○ – значения \bar{T} , вычисленные по оценке $\alpha_e = 0,123 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{Па})$ при точном $\bar{T}_0 = 27,5 \text{ }^\circ\text{C}$; △ – значения \bar{T} , вычисленные по оценке $\alpha_e = 0,121 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{Па})$ при $\bar{T}_0 = 26,5 \text{ }^\circ\text{C}$

мощью модели системы (4.15) находится $\{X_{k+1/k}\}$; наконец, после определения $\{\hat{R}_{k+1/k}\}$ и $\{\hat{\Gamma}_{k+1}\}$ по (4.16) находится оценка расширенного вектора состояния в момент времени $(k+1)\Delta t$.

Фильтр Калмана был использован для определения коэффициента α_e применительно к водоему – аналогу водохранилища одной из ТЭС. Решался ряд тестовых задач. Точные значения измерений рассчитывались при $\alpha_e = 0,127 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{Па})$. В связи со сложностью воспроизведения статистического шума на ЭВМ использовались почти идеальные измерения среднеповерхностной температуры. Так как при нулевых значениях составляющих вектора $\{\epsilon\}$ процесс расходится, то проблема была решена путем введения искусственного вектора шума с малыми составляющими [дисперсия шума равнялась $10^{-9} (\text{ }^\circ\text{C})^2$]. Ковариационная матрица ошибок оценок состояния в начальный момент $[P_{0/0}]$ представляла собой диагональную матрицу, элементы которой – дисперсии ошибок T и α_e вычислялись по формуле [100],

$$P_{ii} = \left(\frac{2}{3} \Delta r\right)^2, \quad (4.25)$$

где Δr – разница между эталонными и задаваемыми начальными значениями оценок составляющих расширенного вектора состояния.

На рис. 4.2 приводятся значения $\bar{T}(t)$, рассчитанные по оценке, полученной при начальном приближении $\alpha_e^{(0)} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{Па})$ для восьми измерений. Причем рассматриваются два случая: 1) среднеповерхностная температура в начальный момент задается точным значением; 2) с ошибкой на $1 \text{ }^\circ\text{C}$. Для первого случая дисперсия ошибки \bar{T}_0 принималась равной малому значению. В расчетах было получено совпадение расчетных температур с "измеренными" с точностью до второго знака после запятой для первого случая [оценка α_e равнялась $0,123 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{Па})$] и некоторое расхождение, связанное с погрешностью определения \bar{T}_0 , для второго случая [оценка $\alpha_e = 0,121 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{Па})$].

Таким образом, численные эксперименты показали, что использованные методы – метод функций чувствительности и фильтр Калмана – достаточно удовлетворительно оценивают коэффициент теплоотдачи испарением в уравнении теплового баланса. Фильтр Калмана целесообразно применять, если в задаче необходимо идентифицировать много параметров. В этом случае приходится обращать матрицы меньшего порядка, чем в одношаговых методах. Однако использование фильтра требует знания ковариационной матрицы ошибок оценок состояния системы в начальный момент и статистических характеристик шума.

4.3. ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ОДНОМЕРНОГО УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕНОСА

Одномерное (по горизонтальной координате x) уравнение теплопереноса, используемое для оценки температурного режима в вытянутых водоемах, можно представить в виде

$$\frac{\partial(T\omega)}{\partial t} + Q \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(a\omega \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\alpha_{\Sigma} B}{c\rho} (kT - T_p) = 0, \quad (4.26)$$

где T – температура воды, осредненная по площади поперечного сечения потока ω .

Уравнение (4.26) содержит два параметра: a и α_{Σ} , которые могут быть идентифицированы с использованием данных о температурном распределении. Так, в [97] рассматривается идентификация относительного суммарного коэффициента температуропроводности в уравнении

$$\frac{d\nu(\Omega')}{d\Omega'} - \Omega a_* \frac{d^2\nu(\Omega')}{d\Omega'^2} + [1 + A(\Omega')] a(\nu) \nu(\Omega') = 0, \quad (4.27)$$

которое решалось с граничными условиями

$$\nu(0) = \nu_0; \quad \frac{d\nu}{d\Omega'} \Big|_{\Omega' = \Omega} = [1 + A(\Omega)] a(\nu) \nu(\Omega) = 0, \quad (4.28)$$

где $\nu = T - T_e$ – перегрев температуры поверхности водоема над нормально-естественной; Ω' – площадь, ограниченная изотермой с температурой $\nu(\Omega')$; Ω – площадь всего водоема; $a_* = a/(vL)$ – относительный суммарный коэффициент температуропроводности (L – длина водоема, v – осредненная по сечению скорость); $A(\Omega')$ и $a(\nu) = k_1 + k_2\nu$ – известные функции Ω' и ν .

Измерения проводились в ряде точек $\Omega'_1, \Omega'_2, \dots, \Omega'_N$, которые определили вектор измерений ν с компонентами $\tilde{\nu}_1, \tilde{\nu}_2, \dots, \tilde{\nu}_N$.

Предполагалось, что температура изотерм измеряется с погрешностями ξ_j типа белого шума, которые имеют нулевое среднее и дисперсию порядка 20% среднего значения.

Для получения оценки параметра a_* минимизировался функционал $J(a_*)$ в виде (4.13).

Итерационная процедура определения a_* строилась на основе рекуррентного соотношения

$$a_*^{(s+1)} = a_*^{(s)} + \gamma^{(s)} p^{(s)}, \quad (4.29)$$

где $\gamma^{(s)}$ – шаг, минимизирующий $J(a_*)$ по направлению $p^{(s)}$, который вычислялся с помощью квадратичной интерполяции [36], а

$$p^{(s)} = \frac{\partial J(a_*)}{\partial a_*} = -2 \sum_{j=1}^N [\tilde{\nu}_j - \nu_j(a_*^{(s)})] \frac{\partial \nu_j(a_*^{(s)})}{\partial a_*}. \quad (4.30)$$

Производная $\frac{\partial \nu_j}{\partial a_*}$ заменялась приближенной оценкой $\frac{\partial \nu}{\partial a_*} = -1$, поскольку

численные эксперименты показали, что в пределах допустимого изменения a_* температура монотонно уменьшается с увеличением a_* .

Функция $\nu(\Omega')$ вычислялась на основе решения разностного аналога уравнения (4.27) с использованием метода факторизации [125].

Описанный выше алгоритм был использован для идентификации параметра a_* по данным измерений для реального водоема-охладителя. Численные эксперименты

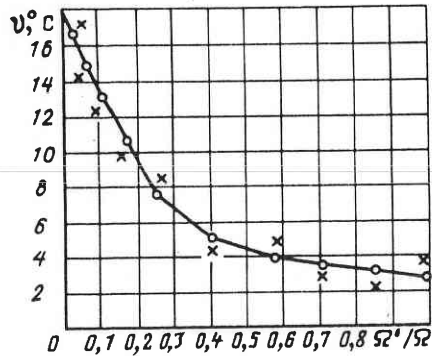


Рис. 4.3. Распределение температуры поверхности по площади водоема:
○ – расчет; x – измерения

проводились при различных значениях среднего по площади коэффициента теплопередачи α для различных направлений ветра (характеризуемых углом φ между векторами скоростей ветра и транзитного потока), а при штиле – для различных начальных чисел Фруда Fr_0 .
Полученные оценки a_* :

Условия эксперимента	$\bar{\alpha} = 57; \varphi = 180^\circ$	$\bar{\alpha} = 81; \varphi = 180^\circ$	$\bar{\alpha} = 45; \varphi = 0$
Оценка	0,5	0,71	1,01
Условия эксперимента	$\bar{\alpha} = 76; \varphi = 0$	$\bar{\alpha} = 20; Fr_0 = 5,8$	$\bar{\alpha} = 17; Fr_0 = 4,2$
Оценка	1,61	0,45	0,67

На рис. 4.3 приведена кривая распределения температуры по площади водоема, рассчитанная по уравнению (4.27) при полученной оценке коэффициента a_* в одном из рассмотренных случаев ($\bar{\alpha} = 57; \varphi = 180^\circ$). Здесь же представлены результаты соответствующих измерений.

Среднеквадратичная интегральная разность между рассчитанными (при полученной оценке a_*) и измеренными значениями температуры составила 3,4%, на основании чего в [97] делается вывод о приемлемости принятой математической модели для описания температурного режима водоема.

При определенных условиях одномерное уравнение теплопереноса (4.26) имеет аналитическое решение, которое можно использовать при исследовании тестовых (прямых и обратных задач).

В [109] рассматривалось течение воды со среднерасходной скоростью Q/ω в прямоугольном канале длиной L . Считалось, что температура воды в канале в начальный момент распределена по закону

$$T(0, x) = \sum_{n=0}^{n=2} A_n \exp(na_n x). \quad (4.31)$$

С момента времени $t = 0$ за счет изменения температуры на водовыпуске

$$T(t, 0) = \sum_{n=0}^{n=2} C_n \exp(nc_n t) \quad (4.32)$$

происходит перераспределение температуры по длине канала.

На водозаборе температура изменяется по закону

$$T(t, L) = \begin{cases} T_0 & \text{при } t \leq t_1; \end{cases} \quad (4.33)$$

$$T(t, L) = \begin{cases} \sum_{n=0}^{n=2} D_n \exp(nd_n t) & \text{при } t > t_1. \end{cases} \quad (4.34)$$

С помощью метода интегральных преобразований решение задачи (4.26), (4.31) – (4.34) было получено в виде

$$T(t, x) = \frac{2\pi}{L^2} \exp\left(\frac{Qx}{2a\omega}\right) \sum_{i=1}^n \sum_{n=1}^{\infty} U_{in}(t) \sin\left(\frac{n\pi x}{L}\right), \quad (4.35)$$

где $U_{in}(t)$ – аналитические функции, определяемые значениями параметров уравнения (4.26) и граничными и начальными условиями (4.31) – (4.34).

Решение (4.35) использовалось для построения алгоритма нахождения неизвестных коэффициентов с помощью метода функций чувствительности первого порядка. Минимизировался функционал

$$J = \sum_{k=1}^K \sum_{m=1}^M [T(x_m, t_k) - \tilde{T}_{km}]^2, \quad (4.36)$$

где T_{km} и \tilde{T}_{km} – соответственно рассчитанная температура и измерение в точке x_m – в момент времени t_k . Функции чувствительности находились дифференцированием выражения (4.35) по искомому параметру.

Апробация алгоритма идентификации осуществлялась с помощью решения тестовых задач, в которых "измерения" вычислялись по формуле (4.35) при заданных a_Σ и a .

Рассматривались три случая идентификации коэффициентов: 1) a_Σ – искомый коэффициент, a – задан; 2) a – искомый коэффициент, a_Σ – задан; 3) ищутся оба параметра a_Σ и a .

Идентификация проводилась при точных измерениях, а также при равномерно распределенной погрешности в пределах 1 °C. Результаты численных экспериментов показали, что итерационный процесс алгоритма идентификации сходится к искомому коэффициенту достаточно быстро (за 3–5 итераций).

Метод функций чувствительности использовался для оценки параметров a_Σ и a в одномерном уравнении теплопереноса (4.26) по данным измерений, полученным на физической модели водохранилища-охладителя Чернобыльской АЭС.

Функции $T(0, x)$, $T(t, 0)$ и $T(t, L)$ аппроксимировались зависимостями типа (4.31) – (4.34). Использовались 12 измерений. Начальные приближения параметров a_Σ и a были приняты следующими: $a^{(0)} = 0,04 \text{ м}^2/\text{с}$; $a_\Sigma^{(0)} = 29,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

Уже на второй итерации были получены значения $a^{(2)} = 0,08 \text{ м}^2/\text{с}$; $a_\Sigma^{(2)} = 22,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$, при которых среднеквадратичная разность между рассчитанными и измеренными значениями температуры составила 0,7 °C, что соответствует точности измерений и входных данных.

Для реальных условий, когда глубина и ширина водоемов изменяются вдоль потока, а $T(t, 0)$ и $T(t, L)$ – сложные функции времени, одномерная обратная задача должна решаться численно. Для идентификации параметров на основе численного решения уравнения (4.26) была разработана программа применительно к ЕС ЭВМ. Для дискретизации области по пространственной координате использовался метод конечных элементов. Идентификация проводилась методом функций чувствительности первого порядка, а также методом сопряженных градиентов (см., например, [123]).

Система уравнений

$$[M] \{\dot{T}\} + [K] \{T\} = \{F\}, \quad (4.37)$$

в которой $\{T\}$ – вектор узловых значений температуры; $[M]$ – матрица масс (или демпфирования); $[K]$ – матрица жесткости; $\{F\}$ – вектор нагрузки, решалась методом Рунге–Кутты с использованием подпрограммы FENL из программы RKF-45 [119]. Необходимое для применения подпрограммы преобразование

системы (4.37) к виду

$$\left\{ \dot{T} \right\} = f(t, \{T\}) \quad (4.38)$$

($\{T\} = \{T_1, T_2, \dots, T_{N_s}\}$, N_s — количество узлов) осуществлялось с помощью метода исключения Гаусса.

Решение обратной задачи методом сопряженных градиентов находилось посредством подпрограммы FMCG [123].

Значения функций чувствительности определялись из (4.3) дифференцированием по искомым коэффициентам и последующим решением полученной таким образом системы.

Была решена серия тестовых задач, в которых при известном значении a определялся параметр α_Σ . При этом рассматривались случаи, когда коэффициент α_Σ постоянен либо по всей длине, либо по отдельным участкам.

Применение метода сопряженных градиентов при точных измерениях дало удовлетворительные результаты. Внесение погрешности в измерения (в пределах $0,5^\circ\text{C}$) нарушило сходимость к искомым коэффициентам.

С помощью метода функций чувствительности удалось идентифицировать значения α_Σ как при точных измерениях, так и при измерениях с погрешностью. При этом, однако, точность полученных оценок оказалась существенно зависящей как от количества измерений, так и от их погрешности.

В заключение рассмотрим задачу идентификации функций, входящих в граничные условия, по дополнительной информации — измерениям температуры в водоеме. Такой прием, как уже отмечалось, может быть использован для уточнения граничного условия на водозаборе, формулировка которого связана с определенными трудностями.

В качестве одной из модельных задач может быть использовано решение задачи о точном управлении для линейного параболического уравнения типа [75]

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + f(x, t) \quad (4.39)$$

с начальным условием

$$T|_{t=0} = T_0(x) \quad (4.40)$$

и граничными условиями

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = \omega(t) \quad (4.41)$$

и

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=1} = g(t) \quad (4.42)$$

или

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=1} = K [T|_{x=1} - G(t)], \quad (4.43)$$

где $K = \text{const}$.

Функции $f(x, t)$ и $\omega(t)$ заданы, требуется определить граничную управляющую функцию $g(t)$ [или $G(t)$] из условия

$$T(x, t_0) = T_d(x), \quad (4.44)$$

где $T_d(x)$ — заданная функция.

Очевидно, что эта задача эквивалентна следующей задаче идентификации: определить граничное условие $g(t)$ [или $G(t)$] для уравнения (4.39) по дополнительной информации (4.44).

Известны точные решения задачи (4.39) — (4.44) для следующих частных случаев ($a=1$; $t_0=1$):

1) если

$$f = 0, T_0(x) = \sin x + \cos x, \omega(t) = \exp(-t), T_d(x) = \exp(-1) (\sin x + \cos x),$$

то

$$g(t) = \exp(-t) (\cos 1 - \sin 1); \quad (4.45)$$

2) если

$$f = \exp(-t) [(4x^2 - 1) \sin x^2 - 2 \cos x^2],$$

$$\omega(t) = 0, T_0(x) = \sin x^2, T_d(x) = \exp(-1) \sin x^2,$$

то

$$G(t) = \exp(-t) (\sin 1 - \cos 1). \quad (4.46)$$

4.4. ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПЛАНОВОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛОПЕРЕНОСА

Плановые модели гидротермических процессов содержат большое число параметров (как в уравнениях гидродинамики и теплопереноса, так и в соответствующих граничных условиях), изменяющихся в достаточно широких пределах, для определения которых необходим значительный объем экспериментальной информации. Задачи идентификации для плановых моделей гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях, по-видимому, пока не рассматривались. Ниже дается методика решения такой задачи применительно к плановой задаче теплопереноса и приводятся примеры решения для некоторых частных случаев с использованием данных натурных наблюдений на водохранилищах (см. также [106, 107]).

Уравнение плановой задачи теплопереноса для водохранилища-охладителя можно записать в виде (см. гл. 2)

$$\frac{\partial T}{\partial t} + q_1 \frac{\partial T}{\partial x_1} + q_2 \frac{\partial T}{\partial x_2} = \rho \frac{\partial}{\partial x_1} \left(a_1 H \frac{\partial T}{\partial x_1} \right) + \rho \frac{\partial}{\partial x_2} \left(a_2 H \frac{\partial T}{\partial x_2} \right) + \frac{1}{c} (C_1 T + C_2), \quad (4.47)$$

где a_1, a_2, C_1, C_2 — параметры модели (в важном частном случае $a_1 = a_2 = a = \text{const}$).

Заметим, что компоненты q_1 и q_2 (обычно определяемые из решения соответствующей плановой задачи гидродинамики) также в некоторых случаях могут рассматриваться как идентифицируемые параметры модели.

Для водоема произвольной в плане конфигурации прямая задача [т.е. уравнение (4.47) при соответствующих граничных и начальных условиях] может быть решена численно, например методом конечных элементов, т.е. сведена к решению матричного уравнения вида, аналогичного (4.37),

$$[M] \left\{ \dot{T} \right\} + [K] \left\{ T \right\} = \left\{ F \right\}. \quad (4.48)$$

В данном случае матрицу жесткости можно представить в виде

$$[K] = [K_0] + \sum_{i=1}^m \lambda_i [K_i], \quad (4.49)$$

где λ_i ($i = 1, 2, \dots, m$) – идентифицируемые параметры; $[K_i]$ ($i = 0, 1, \dots, m$) – независимые от λ_i матрицы.

Дифференцируя обе части уравнения (4.48) по λ_i , получаем (в предположении, что $\{F\}$ не зависит от λ_i)

$$[M] \left\{ \frac{\partial \dot{T}}{\partial \lambda_i} \right\} + [K] \left\{ \frac{\partial T}{\partial \lambda_i} \right\} = -[K_i] \{T\} \quad (4.50)$$

или

$$[M] \left\{ \dot{w}_i \right\} + [K] \left\{ w_i \right\} = -[K_i] \{T\}, \quad (4.51)$$

где $i = 1, 2, \dots, m$; $\left\{ w_i \right\} \equiv \left\{ \frac{\partial T}{\partial \lambda_i} \right\}$ – вектор значений функций чувствительности в узлах конечноэлементной сетки.

Таким образом, при известном векторе $\{T\}$ значения функций чувствительности можно определить из решения уравнения (4.51), аналогичного уравнению прямой задачи (изменится лишь правая часть).

В стационарном случае $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$ и уравнения (4.48) и (4.51) переходят в алгебраические. Решение прямой задачи сводится к решению системы

$$[K] \{T\} = \{F\}. \quad (4.52)$$

Значения функций чувствительности определяются из системы уравнений

$$[K] \{w_i\} = -[K_i] \{T\}. \quad (4.53)$$

В качестве примера рассмотрим задачу идентификации суммарного коэффициента температуропроводности a для стационарной плановой модели теплопереноса, описываемой уравнением

$$q_1 \frac{\partial T}{\partial x_1} + q_2 \frac{\partial T}{\partial x_2} = \rho a \left(\frac{\partial}{\partial x_1} H \frac{\partial T}{\partial x_1} + \frac{\partial}{\partial x_2} H \frac{\partial T}{\partial x_2} \right) + \frac{1}{c} (C_1 T + C_2). \quad (4.54)$$

Составляющие массового расхода q_1 и q_2 предварительно определялись на основании решения также методом конечных элементов плановой стационарной задачи гидродинамики.

В рассматриваемом частном случае уравнение (4.53) принимает вид

$$[K] \left\{ \frac{\partial T}{\partial a} \right\} = -[K_1] \{T\}, \quad (4.55)$$

а итерационная процедура определяется формулой

$$a^{(s+1)} = a^{(s)} + \frac{\sum_j w(a^{(s)}, x_j) [\tilde{T}_j - T(a^{(s)}, x_j)]}{\sum_j w^2(a^{(s)}, x_j)}, \quad (4.56)$$

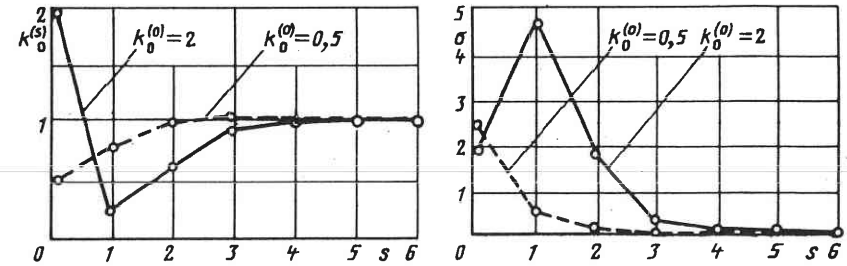


Рис. 4.4. Ход итерационного процесса при тестовой идентификации коэффициента k_0 в (4.57) ($k_0 = 1$; $k_1 = -24,0$, $k_2 = 0,223$, $k_3 = 5,41$; $T|_{x_1=0} = T|_{x_1=0,5} = 25,0$; $T|_{x_2=0} = 40,0$; $T|_{x_2=1,15} = 30,0$)

где $T(a^{(s)}, x_j)$ и \tilde{T}_j – соответственно рассчитанные и измеренные значения температуры в точке, характеризуемой вектором координат x_j .

В (4.56) суммирование производится только по тем узлам конечно-элементной сетки, в которых проводились измерения. Матрица весовых множителей принята единичной.

В качестве тестовой задачи рассматривалась идентификация параметра k_0 в уравнении

$$k_0 \frac{\partial^2 T}{\partial x_1^2} + k_0 \frac{\partial^2 T}{\partial x_2^2} + k_1 \frac{\partial T}{\partial x_2} + k_2 T + k_3 = 0 \quad (4.57)$$

с постоянными коэффициентами и граничными условиями первого рода, имеюшем в этом случае аналитическое решение для прямоугольной области.

На рис. 4.4 представлен ход итерационного процесса, описываемого (4.56) для двух значений начального приближения $k_0^{(0)}$, отличающихся от "истинного" значения $k_0 = 1$ в 2 раза при использовании в качестве точек измерений температуры всех узлов конечноэлементной сетки. Сходимость итерационного процесса оценивалась по среднеквадратичной разности рассчитанных и измеренных значений

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_j [\tilde{T}_j - T(k_0^{(s)}, x_j)]^2}{N}} = \sqrt{\frac{J(k_0)}{N}}, \quad (4.58)$$

где N – число измерений.

Как можно видеть, итерационный процесс сходится в обоих случаях к глобальному минимуму $J(k_0)$ за несколько итераций. При этом численные эксперименты показали, что это имеет место только для некоторого диапазона изменения начального приближения $0 \leq k_0^{(0)} \leq k_0^*$ (рассматривались только случаи положительных k_0). При $k_0^{(0)} > k_0^*$ итерационный процесс может расходиться или сходиться к локальным экстремумам, расположенным в области отрицательных значений k_0 (рис. 4.5).

Исследование влияния выбора числа и положения точек измерений на результаты идентификации показало, что в данном случае уменьшение числа точек при достаточно равномерном их распределении по области практически не влияет на ход итерационного процесса (рис. 4.6). В то же время неравномерное распределение точек ухудшает эффективность итерационной процедуры.

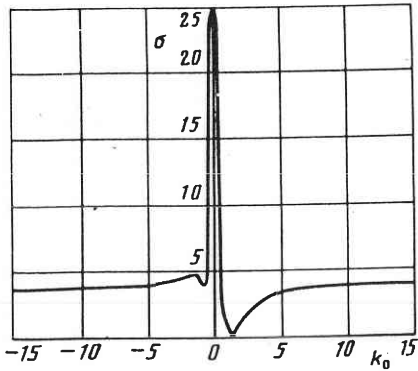


Рис. 4.5. Зависимость $\sigma(k_0)$ для тестовой задачи идентификации

Исследовались также случаи, когда значения измерений отличались от аналитического решения (в среднем на 6–7%). Численные эксперименты показали, что такая ошибка "измерений" практически не влияет на результаты идентификации (рис. 4.7).

Описанная методика решения обратной плановой задачи теплопереноса была использована для оценки суммарного коэффициента температуропроводности a по имеющимся натурным данным для ряда воздухоохладителей ТЭС и АЭС.

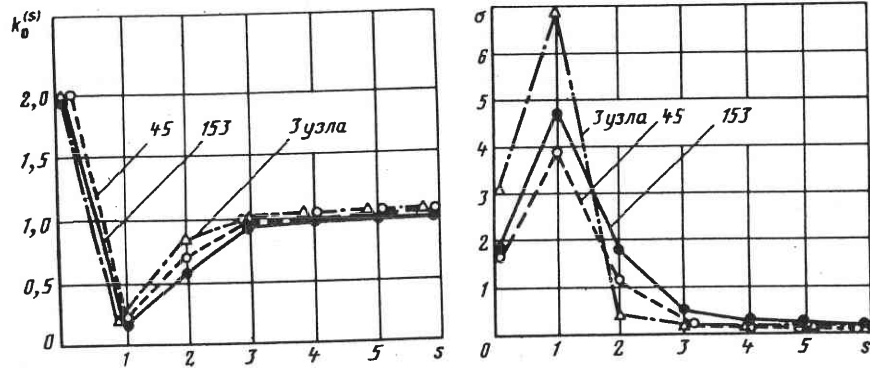


Рис. 4.6. Ход итерационного процесса при использовании в качестве точек измерений различного числа узлов конечноэлементной сетки

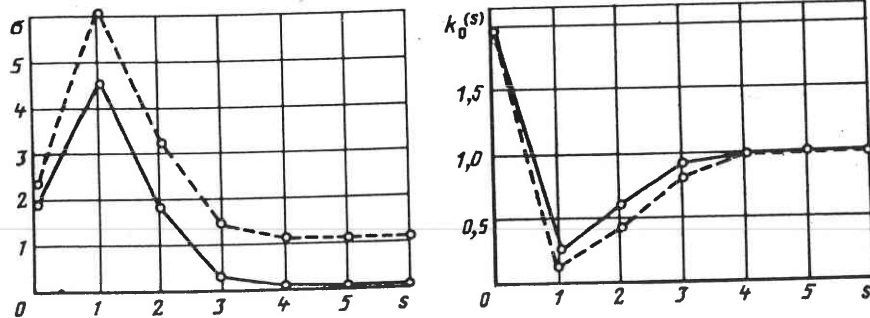


Рис. 4.7. Влияние погрешности измерений на ход итерационного процесса:
— — точные измерения; - - - измерения с погрешностью

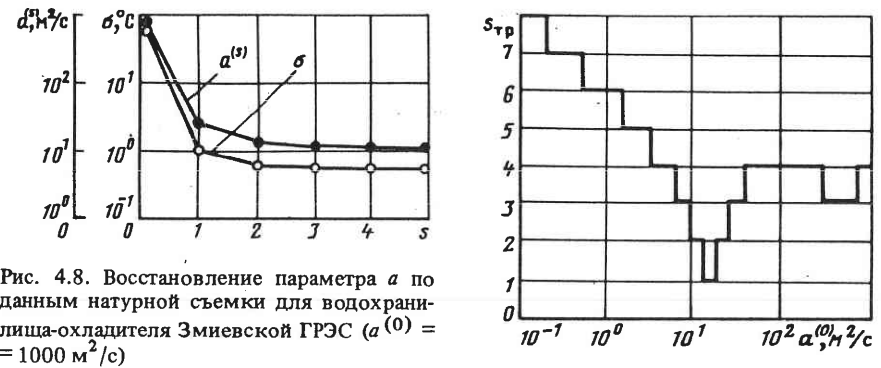


Рис. 4.8. Восстановление параметра a по данным натурной съемки для воздухоохладителя Змиевской ГРЭС ($a^{(0)} = 1000 \text{ м}^2/\text{с}$)

Рис. 4.9. Зависимость числа требуемых итераций $s_{\text{тр}}$ от начального приближения при идентификации параметра a для воздухоохладителя Змиевской ГРЭС

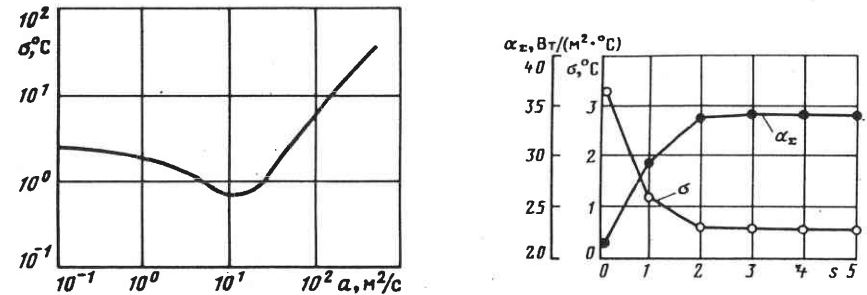


Рис. 4.10. Зависимость $\sigma(a)$, полученная в результате численных экспериментов для воздухоохладителя Змиевской ГРЭС

Рис. 4.11. Ход итерационного процесса при восстановлении коэффициента α_{Σ} по натурным данным для воздухоохладителя Змиевской ГРЭС

Рисунок 4.8 иллюстрирует ход итерационного процесса при идентификации коэффициента a в одном из исследуемых случаев (для воздухоохладителя Змиевской ГРЭС). Значение начального приближения было выше искомого примерно на два порядка ($a^{(0)} = 1000 \text{ м}^2/\text{с}$). Итерационный процесс сходится к глобальному минимуму функционала, достигаемому при $a = 12,4 \text{ м}^2/\text{с}$, практически уже на третьем шаге. При этом среднеквадратичная разность рассчитанных и измеренных значений температуры составила $0,6^\circ\text{C}$.

Как показали численные эксперименты, в данном частном случае при любом $0 \leq a^{(0)} \leq 1000 \text{ м}^2/\text{с}$ итерационная процедура приводит к правильному результату после нескольких шагов (рис. 4.9), а минимизируемый функционал имеет в этой области изменения только один экстремум (рис. 4.10). Вместе с тем восстановление коэффициента a по данным температурных съемок для других воздухоохладителей показало, что в некоторых случаях выбор $a^{(0)}$ может быть существенным. При этом оказалось, что положительные результаты чаще достигаются, когда в качестве $a^{(0)}$ используется любое положительное a , меньшее предполагаемого иско-

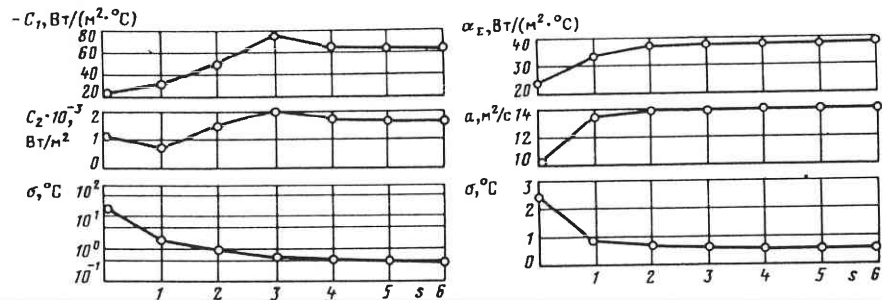


Рис. 4.12. Ход итерационного процесса при одновременной идентификации параметров C_1 и C_2 по натурным данным для водохранилища-охладителя Змиевской ГРЭС

Рис. 4.13. Ход итерационного процесса при одновременной идентификации параметров α_Σ и a по натурным данным для водохранилища-охладителя Змиевской ГРЭС

мого. По-видимому, это связано с тем, что во всех исследованных случаях локальные экстремумы функционала $J(a)$ располагались в области отрицательных a . В рассмотренных примерах обратная задача решалась в предположении изотропности процессов турбулентной и конвективной диффузии теплоты в водоеме. С помощью описанной методики были исследованы случаи, когда не учитывалась диффузия теплоты поперек потока, а суммарный коэффициент температуропроводности вдоль потока принимался постоянным. Значения a при этом получились несколько выше.

Помимо суммарного коэффициента температуропроводности в уравнении (4.47) могут быть идентифицированы также коэффициенты C_1 и C_2 , описывающие тепловой поток через свободную поверхность водоема. В принципе возможна идентификация одного из этих параметров или обоих одновременно, причем последний случай соответствует восстановлению по натурным данным полного выражения для теплового потока.

Если использовать для расчета теплообмена через свободную поверхность зависимости, рекомендованные в [92], то тогда C_1 и C_2 будут учитывать теплоотдачу испарением и конвекцией, а коэффициент C_2 , кроме того, будет включать составляющие радиационного баланса. В связи с этим вместо определения одного параметра C_1 целесообразно идентифицировать коэффициент α_Σ , используя выражение теплового потока в виде (2.30). В то же время необходимо отметить, что идентификация одного коэффициента C_2 с помощью описанного выше метода не может привести к положительным результатам, поскольку уравнения системы для определения значений функций чувствительности $\frac{\partial T}{\partial C_2}$ не зависят от C_2 .

Как показали численные эксперименты, метод функций чувствительности при идентификации параметра C_1 (или α_Σ) дает примерно такую же сходимость результатов, как и при идентификации параметра a . На рис. 4.11 представлен ход итерационного процесса при восстановлении α_Σ по данным натурных измерений для водохранилища-охладителя Змиевской ГРЭС в одном из исследованных случаев. Как можно видеть, характер сходимости итерационного процесса к глобальному минимуму функционала здесь такой же, как и при идентификации a .

Помимо раздельного восстановления параметров в уравнении теплопереноса были исследованы возможности идентификации в уравнении (4.47) одновременно нескольких коэффициентов. Рисунок 4.12 иллюстрирует ход итерационного процес-

са при одновременной идентификации C_1 и C_2 , а рис. 4.13 – при одновременной идентификации α_Σ и a для водохранилища-охладителя Змиевской ГРЭС. Как показали численные эксперименты, использование метода функций чувствительности и в случае одновременного восстановления двух параметров может привести к положительным результатам. Однако по сравнению со случаем идентификации одного параметра здесь большую роль играет выбор начального приближения.

Приведенные примеры идентификации балансовых, одномерных и плановых моделей теплопереноса в водохранилищах-охладителях показывают, что такой подход в ряде случаев может явиться эффективным средством определения (или уточнения) параметров используемых феноменологических моделей и повышения информативности натурных исследований.

При этом следует, однако, иметь в виду, что опыт решения обратных задач гидродинамики и теплопереноса применительно к условиям водохранилищ-охладителей пока ограничен, рассмотренные выше частные задачи носят в основном методический характер, а имеющиеся в настоящее время данные натурных исследований не всегда могут быть достаточно эффективно использованы для решения таких задач. Поэтому необходимы дальнейшие исследования по развитию как методов решения задач идентификации, так и техники проведения экспериментов на физических моделях и натурных объектах.

Глава 5

ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОТЕРМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

5.1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ И АНАЛИЗА РАЗМЕРНОСТИ

Основной задачей физического моделирования, как известно, является установление правил построения модели и пересчета результатов ее исследований на натуральный объект. Теоретической основой физического моделирования процессов являются теория подобия (и ее различные обобщения) и анализ размерностей.

Вопросам теории подобия и анализа размерностей, а также их приложениям к вопросам моделирования гидравлических и тепловых явлений посвящена обширная литература (см., например, [31, 58, 63, 99]), там же имеется подробная библиография). Поэтому ниже дается лишь краткая характеристика принципиальных основ физического моделирования, а основное внимание уделяется особенностям моделирования гидротермических процессов в стратифицированных водохранилищах-охладителях.

Для изучения явления на модели необходимо, чтобы между характеристиками природы и ее модели существовало взаимное однозначное соответствие. Формы этого соответствия в принципе могут быть различными, однако при физическом моделировании обычно используется линейное

соответствие между моделью и натурой, т.е.

$$\alpha_X X_M = X_N,$$

где X_M, X_N — значения величины X на модели и в натуре; $\alpha_X = \text{const}$ — масштаб величины X .

Такое соответствие обычно и называется подобием, а величины X_M и X_N — подобными.

Необходимые и достаточные условия подобия определяются двумя теоремами Бертрана, прямой и обратной, которые здесь приводятся без доказательства. Первая теорема (прямая) утверждает, что у подобных физических процессов соответствующие критерии подобия равны, — этим устанавливается необходимое условие подобия.

Вторая теорема (обратная) утверждает, что процессы, описываемые одинаковыми системами уравнений, будут подобны, если их соответствующие критерии подобия равны.

Основой для получения условий (критериев) подобия является математическая модель (система уравнений и условия однозначности) явления. Две системы уравнений и условий однозначности (записанные для модели и природы в безразмерном виде) дают одинаковые решения для исходных величин, если эти системы имеют одинаковую структуру, а входящие в них безразмерные комплексы (критерии) равны.

Так, если нестационарное движение сжимаемой вязкой жидкости описывается уравнениями Навье—Стокса и неразрывности (см. гл. 2), то (с учетом соответствующих условий однозначности) условия подобия дают четыре критерия: $Sh = \text{idem}$ (критерий Струхала или гомотронности), $Fr = \text{idem}$ (критерий Фруда), $Eu = \text{idem}$ (критерий Эйлера), $Re = \text{idem}$ (критерий Рейнольдса). В случае установившегося движения критерий $Sh = \text{idem}$ выпадает, в случае учета стратификации потока появляется дополнительное условие подобия (см. § 5.2) и т.д.

Аналогично уравнение конвективного теплопереноса и соответствующие условия однозначности дают условия подобия тепловых явлений в потоке жидкости.

Использование методов теории подобия, очевидно, возможно, если имеются математическая модель процесса (уравнения сохранения, условия однозначности) или критерии подобия. Если нет уравнений движения и не имеется информации о действующих силах, то следует привлекать аппарат анализа размерностей.

Основной аппарат анализа размерностей составляют три теоремы, которые также приведем без доказательства:

1) теорема о размерностях: размерность производной физической величины представляется степенным одночленом размерностей основных единиц физических величин;

2) теорема однородности (Фурье—Бертрана): физические законы выражаются связями, все члены в которых имеют одинаковые размерности;

3) π -теорема (Букингэма): связь между n размерными величинами, s из которых имеют независимые размерности, может быть заменена связью между $n-s$ безразмерными величинами.

Основная цель теории подобия — моделирование явлений, анализа размерностей — установление еще неизученных связей. Схемы непосредственного использования обоих методов практически эквивалентны, различие составляют лишь пути получения исходных безразмерных характеристик и полнота получаемой информации.

Таким образом, теория подобия и анализ размерностей — два дополняющих (хотя и различных) средства исследования, нашедших достаточно широкое применение при изучении гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях (см., например, [24, 25, 63]). При этом следует отметить, что теория и методика физического моделирования этих процессов разрабатывалась в основном в 50-х — 60-х годах в связи с необходимостью решения многих практических задач технического водоснабжения тепловых электростанций (когда возможности численного моделирования были еще весьма ограничены).

В настоящее время методы численного и физического моделирования во многих случаях являются взаимно дополняющими средствами исследования сложных гидротермических процессов.

Одновременное применение численного и гидравлического моделирования для решения различных задач реализуется при использовании так называемых "гибридных" моделей [63]. Обычно к "гибридному" моделированию относят все случаи применения в одном исследовании различных способов моделирования, однако реализован такой подход может быть по-разному.

Например, водохранилище-охладитель можно разделить на ряд участков, часть из которых изучается численными методами (обычно в рамках одномерной или плановой задачи), а другая часть со сложными пространственными течениями (например, ближняя зона) — на гидравлической модели. Возможен и другой способ сочетания численного и гидравлического моделирования, когда результаты исследований на физической модели используются для определения некоторых параметров математической модели.

Еще один путь использования "гибридного" моделирования — исследование возможностей и корректировка численной модели на основе сопоставления результатов численного моделирования, полученных применительно к условиям физической модели, с соответствующими результатами измерений.

5.2. УСЛОВИЯ ПОДОБИЯ УСТАНОВИВШИХСЯ ГИДРОТЕРМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ

Условия подобия установившихся гидротермических режимов в стратифицированных водохранилищах-охладителях на основе стационарных уравнений гидродинамики и теплопереноса были впервые выведены и проанализированы в [24, 25].

Уравнения движения воды в форме Навье—Стокса, уравнения неразрывности и турбулентного теплопереноса для двухслойной расчетной модели записывались в следующем виде:

1) для верхнего слоя

$$\left. \begin{aligned} v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} &= g_i - \frac{1}{\rho_I} \frac{\partial p_I}{\partial x_i} + \nu_I \nabla^2 v_i + g_i \beta \Delta T; \\ \frac{\partial (\rho_I v_j)}{\partial x_j} &= 0; \\ v_j \frac{\partial T}{\partial x_j} &= a_I \nabla^2 T + \frac{q_{R_I}}{c_I \rho_I}, \quad i, j = 1, 2, 3, \end{aligned} \right\} (5.1)$$

где g_i — проекция ускорения свободного падения на ось x_i ; β — температурный коэффициент объемного расширения воды; ΔT — разность между температурами верхнего слоя и поверхностной водной пленки; q_R — суммарное поглощение энергии единицей объема воды в единицу времени, равное количеству солнечной энергии за вычетом эффективного излучения.

Последнее слагаемое в правой части первого уравнения (5.1) учитывает возникающую в верхнем слое свободную конвекцию, вызываемую разностью температур (а следовательно, и плотностей) между охлаждаемой поверхностной пленкой и основной массой воды;

2) для нижнего слоя

$$\left. \begin{aligned} v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} &= g_i - \frac{1}{\rho_{II}} \frac{\partial p_{II}}{\partial x_i} + \nu_{II} \nabla^2 v_i; \\ \frac{\partial (\rho_{II} v_j)}{\partial x_j} &= 0; \\ v_j \frac{\partial T}{\partial x_j} &= a_{II} \nabla^2 T + \frac{q_{R_{II}}}{c_{II} \rho_{II}}, \quad i, j = 1, 2, 3. \end{aligned} \right\} (5.2)$$

В (5.1), (5.2) индексы I и II означают соответственно верхний и нижний слои.

Зависимость плотности от температуры принималась в виде

$$\rho = \rho_0 [1 + \beta(T_0 - T)]. \quad (5.3)$$

На границе раздела слоев принимались условия равенства скоростей потоков, касательных напряжений, давлений, температур и тепловых потоков. На свободной поверхности потока должны быть заданы давление, силы трения, температура (или условие теплообмена с воздухом), на дне водоема — равенство тепловых потоков.

В [24, 25] условие теплообмена между водой и воздухом принималось в виде

$$\begin{aligned} -\lambda_T \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) &= a(T - T_p) + r\beta_p (p''_n(T) - p''_n(T_p)) + \\ &+ k\sigma [(T + 273,15)^4 - (T_p + 273,15)^4], \end{aligned} \quad (5.4)$$

где λ_T — коэффициент теплопроводности верхнего слоя жидкости; a , β_p — коэффициенты тепло- и массоотдачи; T_p — равновесная температура водоема; r — скрытая теплота парообразования; $p''_n(T)$ — парциальное давление пара у водной поверхности при температуре испаряющейся жидкости T ; k — коэффициент прозрачности атмосферы; σ — коэффициент излучения абсолютно черного тела; T — температура, как и ранее, в °C.

Анализ уравнений (5.1) — (5.3) и соответствующих граничных условий методами теории подобия приводит к двум группам условий (критериев) подобия.

1. Критерии гидромеханического подобия: Эйлера $Eu = \frac{\Delta(\gamma h)}{\nu}$; Фруда $Fr = \frac{v^2}{gh}$; Рейнольдса $Re = \frac{vh}{\nu}$; Ричардсона $Ri = \frac{\Delta\rho}{\rho} \frac{gh}{\nu^2}$; Грасгофа $Gr = \beta\Delta T \frac{gh^3}{\nu^2}$, где $\Delta\rho = \rho_{II} - \rho_I$ — разность плотностей в двухслойном

потоке; $\beta\Delta T = \frac{\delta\rho}{\rho_I} = \frac{\rho_{II} - \rho_I}{\rho_I}$; ρ_{II} — плотность воды охладившейся поверхностной пленки; $\gamma = \rho g$.

2. Критерии теплового подобия: Прандтля $Pr = \nu/a$; Био $Bi = ah/\lambda_T$; Больцмана $Bo = \frac{\sigma\Delta T^3}{c\rho\nu}$; безразмерный комплекс $\frac{r\beta_p p''_n}{c\rho\nu\Delta T}$, характеризующий интенсивность потери теплоты за счет испарения; безразмерный комплекс $\frac{q_R h}{c\rho\nu\Delta T}$, характеризующий количество солнечной энергии, поглощенной единицей объема воды, за вычетом эффективного излучения.

Три из этих критериев могут быть объединены в один критерий Стэнтона $St = \frac{\alpha}{c\rho v}$, если под α иметь в виду суммарный коэффициент теплоотдачи, учитывающий испарение, конвекцию и излучение.

Анализ полученных критериев показывает, что одновременное их выполнение связано с непреодолимыми трудностями. Изучение критериев подобия с точки зрения их значимости для гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях показало, что часть критериев может быть опущена без внесения существенных погрешностей в окончательные результаты физического моделирования процесса [24, 25].

Так, из критериев гидромеханического подобия в качестве определяющих должны быть приняты критерии Ri и Re , при этом основная роль принадлежит критерию Ri (иногда используется величина, обратная числу Ri , так называемое плотностное число Фруда $Fr' = \frac{\rho}{\Delta\rho} \frac{v^2}{gh}$). Определяющая роль в механизме теплопроводности и теплоотдачи принадлежит критерию Стэнтона и безразмерному комплексу, характеризующему количество солнечной энергии, поглощаемой единицей объема воды, за вычетом эффективного излучения.

Таким образом, критериальные уравнения, характеризующие гидротермические процессы в водохранилищах-охладителях, могут быть представлены в виде

$$\frac{v}{v_{ср}} = F_1(Ri, Re, \frac{b}{l}, \frac{h}{l}, \frac{\delta_{п.п}}{l}, \frac{\delta_0}{l}, \frac{x_1}{l}, \frac{x_2}{l}, \frac{x_3}{l}); \quad (5.5)$$

$$\frac{T}{T_{ср}} = F_2(Ri, Re, St, \frac{q_R l}{c\rho v \Delta T}, \frac{b}{l}, \frac{h}{l}, \frac{\delta_{п.п}}{l}, \frac{\delta_0}{l}, \frac{x_1}{l}, \frac{x_2}{l}, \frac{x_3}{l}); \quad (5.6)$$

здесь $\delta_{п.п}$, δ_0 — абсолютная шероховатость поверхности раздела слоев и дна водоема соответственно; b , h , l — характерные размеры водоема; $v_{ср}$ и $T_{ср}$ — некоторые средние значения скорости и температуры.

Проведенный в [24, 25] анализ позволил сделать следующие основные выводы о возможных путях физического моделирования гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях:

1) так как подобие гидравлического режима стратифицированного потока определяется критериями подобия Ri и Re (из которых основная роль принадлежит первому), разработка методики приближенного гидравлического моделирования не встречает существенных затруднений;

2) разработка метода даже приближенного гидротермического моделирования связана с непреодолимыми трудностями, так как одновременное удовлетворение четырем критериям подобия ($Ri, Re, St, \frac{q_R l}{c\rho v \Delta T}$) не представляется возможным;

3) ввиду того что гидротермический процесс в водохранилищах-охладителях не поддается моделированию, целесообразно использовать расчетно-экспериментальный метод, на отдельных этапах которого применяются результаты гидравлического моделирования стратифицированного потока и расчетные оценки охлаждающего действия водоема (см. § 5.4).

5.3. МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ СТРАТИФИЦИРОВАННОГО ПОТОКА

Изложенный выше анализ показывает, что подобие стратифицированного потока определяется равенством критерия Ричардсона модели и природы

$$Ri = \frac{\Delta\rho}{\rho} \frac{gh^2}{v^2} = \frac{\Delta\rho}{\rho} \frac{1}{Fr} = idem, \quad (5.7)$$

т.е. если модель водоема выполнена по условию $Fr = idem$, то требуется выполнить условие

$$\frac{\Delta\rho}{\rho} = idem, \quad (5.8)$$

что при проведении лабораторных исследований обычно не вызывает технических затруднений, так как для водохранилищ-охладителей значение этого отношения, как правило, не превосходит 0,003–0,004.

Линейный масштаб a_l неискаженной модели определяется из условия $Fr = idem$. Если $Re_M = Re_{кр}$, то

$$a_l = \left(\frac{Q_H}{Re_{кр} v B_c} \right)^{2/3}, \quad (5.9)$$

где B_c и Q_H — ширина транзитной струи и расход в натуре.

Расход воды на модели q_{Fr} (при $Fr = idem$) находится из соотношения

$$q_{Fr} = \frac{Q}{a_l^{5/2}}. \quad (5.10)$$

Однако применительно к задачам гидравлического моделирования потока в водохранилищах-охладителях осуществление условия $Fr = idem$ связано со значительными трудностями, так как это условие требует сооружения моделей в крупном масштабе. Поэтому в подобных случаях прибегают к искажению геометрических масштабов модели ($a_l \neq a_h$), стремясь при этом достичь на модели турбулентного режима течения $Re_M \geq Re_{кр}$. Подобный прием может привести к заметному искажению результатов, особенно в ближней зоне у водовыпуска. Поэтому, как правило, не рекомендуется прибегать к значительному искажению горизонтального масштаба по сравнению с вертикальным (обычно стараются вы-

полнить условие $\alpha_l \leq (3 \div 5) \alpha_h$. Если при выбранных геометрических масштабах модели не может быть обеспечен турбулентный режим течения, то используется прием форсированного расхода, т.е. на модели допускается расход, больший требуемого по условию $Fr = idem$. Необходимая при этом степень форсировки модельных расходов (из условия образования на модели турбулентного режима) определяется из соотношения

$$M = \frac{q_{форс}}{q_{Fr}} = \frac{Re_{кр} \nu^{B_c}}{Q_H} \alpha_h. \quad (5.11)$$

Моделирование стратифицированного потока с использованием приема форсировки модельных расходов приводит к тому, что для выполнения основного условия подобия (5.7) необходимо выполнить требование

$$\left(\frac{\Delta\rho}{\rho}\right)_M = M^2 \left(\frac{\Delta\rho}{\rho}\right)_H, \quad (5.12)$$

т.е. относительная разность плотностей на модели должна быть увеличена в M^2 раз по сравнению с натурой.

При этом оказывается, что максимально допустимая степень форсирования модельных расходов M , при которой еще обеспечивается подобное распределение изотерм модели и природы, равна 2,5, если стратифицированный поток создается за счет изменения температуры воды. Результаты методических исследований показывают, что если условия $Ri = idem$ достигнуть не удастся, то все же "схожесть" моделируемых температурных полей может быть достигнута на геометрически искаженной модели ($\alpha_l \neq \alpha_h$) при формировании модельных расходов ($Fr \neq idem$), если выполняется условие

$$(\Delta\rho/\rho)_M = M^2 (\Delta\rho/\rho)_H \frac{1}{(Ri_H/Ri_M)_{доп}}, \quad (5.13)$$

где $(Ri_H/Ri_M)_{доп}$ — допустимое для данной схемы циркуляции соотношение чисел Ричардсона природы и модели.

Для осуществления подобия стратифицированных потоков кроме условия $Ri = idem$ необходимо также, чтобы исследования проводились в автомодельной области по Re и было обеспечено на геометрически искаженной модели равенство коэффициентов сопротивления природы и модели $\lambda = idem$ или чтобы коэффициент сопротивления для геометрически искаженной модели определялся из соотношения

$$\lambda_M = \lambda_H \frac{\alpha_l}{\alpha_h}. \quad (5.14)$$

Большое влияние на формирование температурного режима в водохранилищах-охладителях оказывает ветер, который не только усиливает процессы теплоотдачи, но и воздействует на циркуляционный поток в целом.

При близком расположении водовыпуска от водозабора возникает опасность "короткой" рециркуляции теплой воды к водозабору и повышения температуры воды.

Масштаб скорости ветра определяется из условия равенства на водной поверхности модели и природы отношения сил сопротивления (трения) со стороны воздушного и водного потоков.

Касательные напряжения для воздушного потока пропорциональны коэффициенту трения его о водную поверхность c_f , плотности воздушного потока и квадрату его скорости

$$\tau_a \approx c_f \frac{\rho_a W^2}{2}. \quad (5.15)$$

Для водного потока касательные напряжения пропорциональны коэффициенту сопротивления, плотности воды и квадрату ее скорости

$$\tau \approx \lambda \frac{\rho v^2}{2}. \quad (5.16)$$

Отношение касательных напряжений со стороны воздушного и водного потоков в случае подобия движения на модели можно записать в следующем виде:

$$\frac{\tau_a}{\tau} \approx \frac{c_f \rho_a W^2}{\lambda \rho v^2} = idem \quad (5.17)$$

или

$$\frac{W}{v} \approx \sqrt{\frac{\lambda}{c_f} \frac{\rho}{\rho_a}} = idem. \quad (5.18)$$

Так как в природе и на модели состояние среды вода-воздух практически одинаковое, то $\alpha_{\rho_a} \approx 1$ и $\alpha_{\rho} \approx 1$. Для автомодельной области по критерию Рейнольдса можно принять $\lambda = idem$ и $c_f = idem$.

Тогда масштаб скорости ветра для неискаженной модели будет

$$\alpha_W = \alpha_v = \sqrt{\alpha_h}. \quad (5.19)$$

Масштаб скорости ветра для искаженной модели в случае форсировки расхода может быть определен исходя из зависимости Г.В. Востржела, связывающей касательные напряжения, обусловленные воздействием ветра на свободную поверхность, с центробежной силой струи на повороте,

$$\frac{\tau_a}{\tau_{пов}} = \frac{c_f \rho_a W^2}{\rho v^2} \frac{r_1 r_2}{h(r_1 - r_2)}, \quad (5.20)$$

где r_1 и r_2 — внешний и внутренний радиусы кривизны струи.

Принимая коэффициент трения постоянным, а масштабы плотностей воды и воздуха равными единице, получаем масштаб скорости ветра

$$a_w = a_v \sqrt{a_h/a_l} \quad (5.21)$$

или

$$a_w = a_h/\sqrt{a_l}. \quad (5.22)$$

Когда модель выполнена с искажением масштаба и применяется форсировка расхода, масштаб для ветра будет равен

$$a_w = a_h/(\sqrt{a_l}M), \quad (5.23)$$

т.е. он уменьшится в M раз.

5.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ВОДОХРАНИЛИЩА ОХЛАДИТЕЛЯ ПО ДАННЫМ ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Как уже отмечалось, ввиду того что гидротермические процессы в водохранилищах-охладителях не поддаются физическому моделированию, а методы численного моделирования получили существенное развитие лишь в последние годы, во ВНИИГ в 50-х – 60-х годах был разработан и апробирован расчетно-экспериментальный метод оценки охлаждающей способности водохранилищ [72].

Расчетно-экспериментальный метод ВНИИГ основывается на хорошо известном (как в теоретическом, так и в экспериментальном отношении) свойстве поведения теплового потока в условиях вынужденного движения теплоносителя. В этом случае поле температур в жидкости в основном определяется полем скоростей. Поэтому если на модели водохранилища-охладителя будет правильно воспроизведена гидравлика стратифицированного потока, то полученные на модели поверхностные изотермы позволят качественно характеризовать распространение теплового потока в водоеме.

Таким образом, по данным исследований на гидротермической модели строятся изотермы, которые (без абсолютных значений температуры) переносятся на натуре в соответствии с гипотезой, выражаемой соотношением

$$\left(\frac{\bar{T} - T_{заб}}{\Delta T} \right)_н = \left(\frac{\bar{T} - T_{заб}}{\Delta T} \right)_м, \quad (5.24)$$

где \bar{T} – средневзвешенная по площади температура поверхности; $T_{заб}$ – температура на водозаборе; ΔT – температурный перепад между водовыпуском и водозабором.

Далее выполняется расчет температуры по уравнению теплового баланса (см. гл. 3). При этом большое значение приобретает обоснование гипотезы о подобии ("схожести") полей изотерм в плане на модели и натуре [64]. В частности, важно выяснить, как влияют на поле изотерм такие

факторы, как нарушение условия $\Delta\rho/\rho = idem$ (создание на модели большей относительной разности плотностей, чем в натуре), изменение степени форсировки модельных расходов, искажение геометрических масштабов модели и т.п.

Для обоснования принятой гипотезы о схожести изотерм в зависимости от критерия теплообмена $\frac{c\rho Q}{a_\Sigma \Omega}$ [64] были выполнены обширные методические исследования на экспериментальном стенде и обобщены результаты натурных исследований водохранилищ-охладителей. В результате была показана целесообразность классифицировать водохранилища в зависимости от степени их тепловой нагрузки на нагруженные и ненагруженные.

В ненагруженных водохранилищах-охладителях, которые характеризуются параметром теплообмена $\frac{c\rho Q}{a_\Sigma \Omega} < 0,4$, температурный режим формируется

в основном естественными факторами и прежде всего (для непроточного водоема) солнечной радиацией. Этот режим возникает в начальный период эксплуатации водохранилищ-охладителей при пуске первых агрегатов, поэтому он не является характерным для водохранилищ, специально предназначенных для охлаждения воды. Смоделировать этот режим практически невозможно, так как для обеспечения подобия требуется выдержать критерий $\frac{q_R h}{c\rho v \Delta T} = idem$, учитывающий поглощение тепла солнечной радиации.

В нагруженных водохранилищах-охладителях, характеризующихся параметром теплообмена $\frac{c\rho Q}{a_\Sigma \Omega} > 0,4$, гидротермический режим в большей

степени формируется под влиянием подогретой воды электростанций, причем в этом случае температура воды во всех точках выше естественной. Для этого основного случая работы водохранилища-охладителя распределение температуры воды в поверхностном слое практически не зависит от критерия теплообмена, а является только следствием инженерных схем использования водохранилищ для охлаждения воды, особенностей работы водовыпускного и водозаборного сооружений и ветрового влияния. Все это дает основание надежно оценить в области $\frac{c\rho Q}{a_\Sigma \Omega} > 0,4$ инженерные мероприятия, направленные на обеспечение оптимальных условий работы энергоустановок.

Таким образом, на основании моделирования и расчетов по уравнению теплового баланса производится сравнительная оценка различных вариантов схем использования нагруженных водохранилищ для охлаждения воды, конструкций водовыпускных и водозаборных сооружений, определяются размеры зон с температурами, превышающими допустимые по санитарным условиям.

5.5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МОДЕЛИРОВАНИЮ И РАСЧЕТУ ВОДОХРАНИЛИЩ-ОХЛАДИТЕЛЕЙ¹

Для расчета водохранилищ-охладителей необходимо иметь топографические, гидрологические и метеорологические данные; сведения о проектных компоновочных решениях (ситуационный компоновочный план и компоновка гидротехнических сооружений); режимные характеристики турбин и конденсаторов; поэтапный график ввода энергоустановок и прочие материалы.

Топографические материалы представляют собой план водохранилища-охладителя с горизонталями, подробно характеризующими контуры водоема и рельеф его дна с описанием прибрежной зоны. Целесообразный масштаб плана 1 : 2000, в случае больших водоемов используются планы в масштабе 1 : 5000 с дополнительными планшетами, выполненными в масштабе 1 : 2000 для района водовыпуска и водозабора. Горизонтали проводятся обычно через 0,5–1,0 м в зависимости от сложности рельефа.

Гидрологические материалы содержат сведения о стоке бассейна водохранилища-охладителя, уровнях воды в естественных и проектных (эксплуатационных) условиях, уровнях сработки водохранилища. При моделировании существующих водохранилищ необходимы сведения о температурном режиме водоема в различные периоды года, скоростях течения и ледовом режиме в зимний период.

Метеорологические данные должны содержать сведения о температуре и влажности воздуха в различные периоды года, облачности, интенсивности прямой и рассеянной солнечной радиации, скоростях и повторяемости ветра преимущественного и опасного направлений.

Для подготовки гидрологических и метеорологических данных используются материалы наблюдений гидрометрических и метеорологических станций опорной государственной сети, а также станций, специально оборудованных в районе строительства электростанций. Как правило, на последних период наблюдений незначительный, поэтому полученные там материалы обычно дополняют (корректируют) материалы основных станций.

Проектные компоновочные и конструктивные чертежи должны освещать взаимное расположение, размеры и конструкции всех сооружений, размещаемых в акватории водохранилища-охладителя: водовыпусков, водозаборов, струенаправляющих дамб, расчисток, земляной и бетонной плотин и др.

К режимным характеристикам турбин и конденсаторов относятся: расходы циркуляционной воды, сбрасываемой и забираемой ТЭС для охлаждения конденсаторов турбин; расход пара, поступающего в конденсаторы турбин; предельные значения температуры охлажденной воды у водозабора, при которой обеспечивается устойчивая работа электростанции, и значения температур охлажденной воды, при которой по данным завода-изготовителя сохраняется номинальная мощность ТЭС; зависимость вакуума в конденсаторе от температуры и расхода охлажденной воды, а также перепад температур на выходе и входе в конденсатор.

Указанные материалы достаточны для назначения масштабов модели, определения расходов и температур воды, выбора расположения модели в соответствии с направлением преобладающего ветра на открытой площадке.

По данным проекта выбирается необходимая часть водоема (или весь водоем) для воспроизведения ее на модели в выбранном масштабе. Масштаб неискаженной модели определяется из условия $Fr' = idem$ при $Re_M \geq Re_{кр}$. Критическое значение числа Рейнольдса назначается исходя из необходимости обеспечить на модели турбулентный режим течения.

Обычно не удается обеспечить геометрическое подобие из-за отсутствия необходимых экспериментальных площадок для строительства крупномасштабных мо-

делей водохранилищ-охладителей. Чаще всего модели строятся с искажением геометрических масштабов и с форсировкой расходов. Допустимое геометрическое искажение масштабов определяется особенностями формирования стратифицированных течений в ближней и дальней зонах водоемов.

В результате проведенных методических исследований было установлено, что при геометрическом искажении масштабов более чем в 3–5 раз искажается процесс формирования гидротермического режима в ближней зоне, что в свою очередь вызывает искажение характера распределения изотерм в поверхностном слое. Поэтому рекомендуется модели искажать не более чем трехкратно и в исключительных случаях пятикратно.

Для искаженной модели расход воды определяется по формуле

$$Q_M = \frac{Q_H}{\alpha_l \alpha_h^{3/2}} \quad (5.25)$$

Необходимая степень форсировки расхода для обеспечения турбулентного режима определяется из соотношения

$$M = \frac{Re_{кр}}{Re_M} = \frac{Q_{м.форс}}{Q_M}$$

Поэтому расход воды на модели с искажением масштабов и форсировкой расхода будет определяться по формуле

$$Q_{м.форс} = M \frac{Q_H}{\alpha_l \alpha_h^{3/2}} \quad (5.26)$$

Следует отметить, что значительная форсировка расхода может привести к существенному искажению процессов перемешивания в ближней зоне и формирования стратифицированных течений в дальней зоне водохранилища-охладителя. Поэтому рекомендуется принимать значение M не превосходящим 2–3.

В случае форсировки расхода для обеспечения подобия по плотностному числу Фруда ($Fr' = idem$) необходимо увеличить относительную разность плотностей на модели по сравнению с натурой в M^2 раз

$$\left(\frac{\Delta\rho}{\rho} \right)_M = M^2 \left(\frac{\Delta\rho}{\rho} \right)_H \quad (5.27)$$

Максимальная степень форсировки расхода в условиях термической стратификации ограничивается еще и техническими возможностями обеспечения на модели соответствующей температуры воды.

Шероховатость геометрически подобных моделей определяется исходя из обеспечения равенства коэффициентов сопротивления модели и природы $\lambda_M = \lambda_H$. При искажении масштабов $\lambda_M = \frac{\alpha_l}{\alpha_h} \lambda_H$. Если используется форсировка расхода, то масштаб коэффициента сопротивления должен быть увеличен в M^2 раз, т.е.

$$\alpha_\lambda = M^2 \frac{\alpha_h}{\alpha_l} \quad \text{или} \quad \lambda_M = \frac{1}{M^2} \frac{\alpha_l}{\alpha_h} \lambda_H \quad (5.28)$$

Модели водовыпускного и водозаборного сооружений должны удовлетворять условиям подобия по критерию Фруда. При искажении масштабов допускается выполнение этих сооружений в неискаженном вертикальном масштабе водоема. По крайней мере эти сооружения должны обеспечивать приближенное подобие гранич-

¹ Более подробно рекомендации по моделированию и тепловому расчету водохранилищ-охладителей даны в П-026-69 [72].

ных условий, которые должны быть в ряде случаев обоснованы методическими исследованиями на модели, предшествующими основному циклу моделирования.

Особое внимание должно быть уделено расположению модели на открытой площадке с целью изучения влияния ветра. Модель должна быть ориентирована так, чтобы по возможности подробнее изучить влияние ветра неблагоприятного направления на гидротермику водоема.

Для определения естественной температуры воды на модели вблизи нее сооружается специальный бассейн, глубина которого соизмерима с глубиной на модели.

Снабжение модели горячей водой, а в случае моделирования речного стока также холодной осуществляется через систему водонапорных трубопроводов и мерных баков.

Для наблюдения за направлением и скоростью ветра вблизи модели устанавливаются флюгер и анемометр. Все применяемые приборы целесообразно разместить в специально построенной застекленной будке.

Измерения температуры воды должны быть максимально автоматизированы с использованием ЭВМ. Подробно этот вопрос рассмотрен в [38].

Приборы и измерительные устройства применяются для регулирования работы самой модели и производства непосредственных измерений в соответствии с поставленными задачами.

При проектировании модели должны быть предусмотрены средства измерений расхода и уровня воды, ее температуры и скорости течения.

Материалом для строительства модели служат песок и цементный раствор. Предварительно модель формируют из песка, затем на поверхность толщиной 2–5 см укладывается цементный раствор с тщательным выравниванием поверхности.

Проведению основного цикла гидравлических и термических исследований должны предшествовать подготовительные работы, связанные с заполнением модели водой, установлением граничных условий на водовыпуске и водозаборе, тарировкой приборов.

После тщательной выверки модели приступают непосредственно к гидравлическим и термическим измерениям.

Для оценки различных вариантов схем использования водоема на модели определяются распределения скоростей течения по вертикали вдоль транзитного потока и особенно тщательно в районе водозаборного и водовыпускного сооружений. Для выявления общего характера распределения стратифицированных течений рекомендуется подкрашивать воду, например, родамином С или флюоресцеином.

Измерения скоростных полей течения на моделях представляют большие трудности из-за малости скорости и наличия температурной стратификации. Для определения осредненных и мгновенных скоростей используются электротермоанемометры, индукционные приборы, микровертушки, тензометрические приборы. В настоящее время указанные приборы находятся в стадии разработок и апробирования применительно к измерению малых скоростей течения.

Термическую съемку желательно совмещать по времени с гидравлическими исследованиями. Наличие стратифицированных течений требует подробного изучения поля температур, особенно в ближней зоне у водовыпуска и в районе водозабора.

В результате термической съемки должен быть собран достаточный материал для построения изотерм и эпюр температур по глубине. Эпизодические измерения температуры воды при подготовке опыта и проведение предварительных исследований можно проводить ртутным лабораторным термометром, а для непрерывной регистрации температуры используются датчики – термометры сопротивления. Показания датчиков фиксируются на электронных самопишущих мостах, например ЭМП-209.

В периоды проведения на моделях опытов производятся непрерывные наблюдения и измерения скорости и направления ветра, естественной температуры воды, температуры и влажности воздуха.

Выполненные на модели измерения в последующем обрабатываются с целью получения основных характеристик ("сетки" изотерм, кривой падения температур, параметра $П_1$), которые используются для расчета температуры охлажденной воды на водозаборе по расчетно-экспериментальному методу ВНИИГ.

5.6. ПРИМЕР МОДЕЛИРОВАНИЯ ВОДОХРАНИЛИЩА-ОХЛАДИТЕЛЯ БЕРЕЗОВСКОЙ ГРЭС

Техническое водоснабжение Березовской ГРЭС запроектировано с водохранилищем-охладителем. Параметры водохранилища характеризуются следующими данными: площадь зеркала при НПУ 33,3 км², наибольшая длина 7,5 км, ширина на 6,8 км, средняя глубина 14 м.

Цели моделирования:

определение термического режима водохранилища-охладителя (поля температур и температуры воды на водозаборе) при проектной компоновке водозаборно-водовыпускных гидротехнических сооружений с двумя отводящими каналами;

выбор целесообразной компоновки сброса и водозабора, обеспечивающей наилучшие условия для охлаждения циркуляционного расхода ГРЭС для летнего периода – 172, зимой – 150 м³/с.

определение предельной мощности ГРЭС при оптимальной схеме использования водохранилища для охлаждения воды и рекомендаций по целесообразным конструкциям сброса и водозабора.

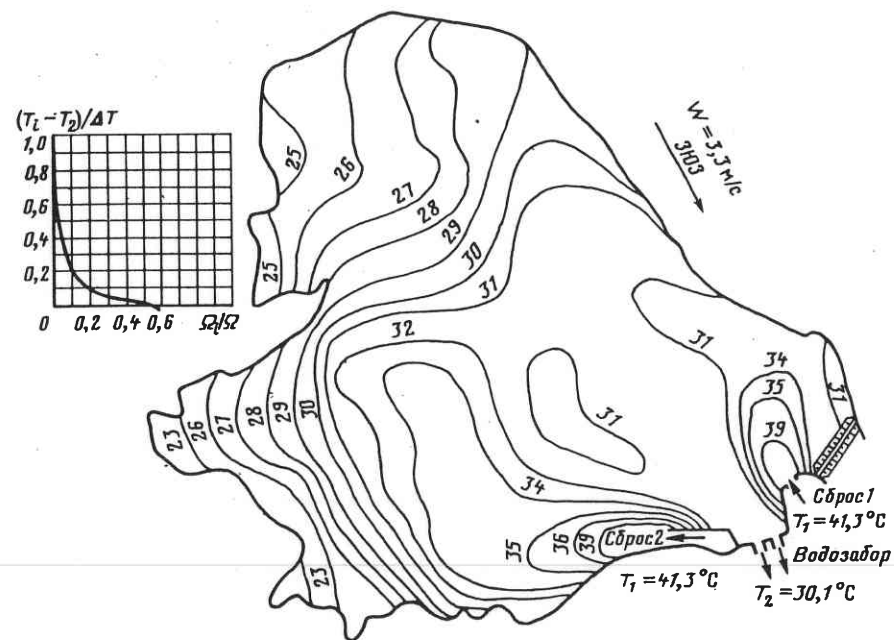


Рис. 5.1. Ожидаемое в натуральных условиях распределение изотерм в поверхностном слое и кривая падения температуры водохранилища-охладителя Березовской ГРЭС (проектный вариант)

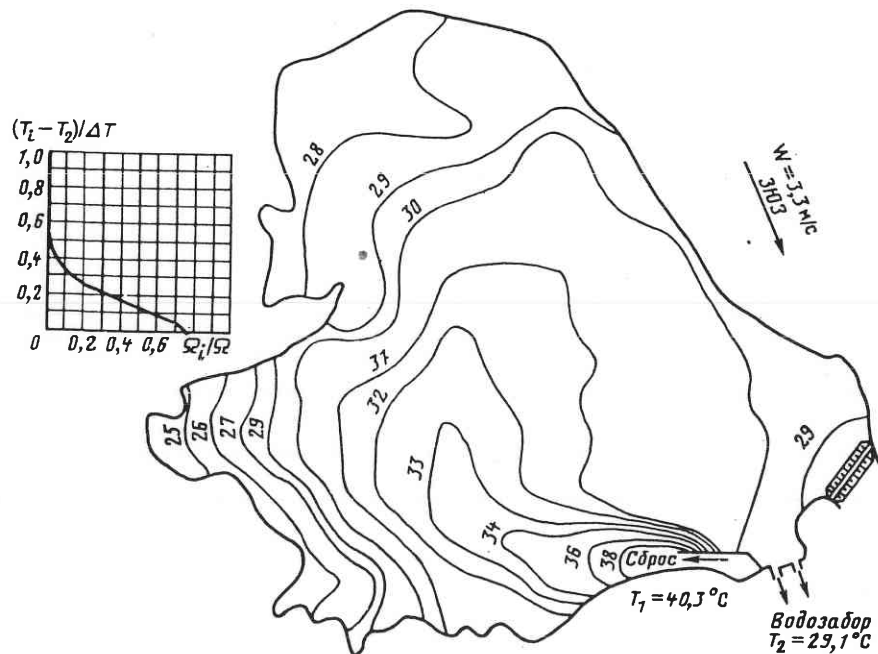


Рис. 5.2. Ожидаемое в натуральных условиях распределение изотерм в поверхностном слое и кривая падения температуры водохранилища-охладителя Березовской ГРЭС (рекомендуемый вариант)

Модель водохранилища-охладителя в масштабе $\alpha_l = 250$ и $\alpha_n = 50$ построена на открытом полигоне теплового моделирования. Для обеспечения турбулентного режима расход на модели форсировался в 2,4 раза. Скорость ветра пересчитывалась при указанных масштабах и форсировке из соотношения $W_n = 1,31 W_M$. Общая площадь модели составила 600 м^2 , средняя глубина 8–10 см. Модель была ориентирована по странам света так, что роза преобладающих ветров в натуральных условиях совпадала с розой преобладающих ветров на экспериментальном полигоне.

Ложе водохранилища на модели было сформировано из песка и покрыто цементным раствором. Борты модели выполнены из железобетонных плит, установленных на железобетонные контрфорсы. Для удобства измерений в намеченных створах установлены деревянные переходные мостки.

Горячая вода с температурой, необходимой по условиям проведения опытов, поступала на модель из бака-смесителя через мерные баки. Опыты проводились в такой последовательности: модель заполнялась холодной водой до отметки, соответствующей НПУ натуре; после наполнения уровень воды поддерживался на заданной отметке при помощи специального регулирующего щитка, установленного за водозаборным сооружением; перед проведением экспериментов и в процессе опытов периодически велись наблюдения за метеорологическими факторами, расходами и температурой воды у водозабора и на водовыпуске, естественной температурой, уровнями воды на модели.

В процессе проведения экспериментов проводились измерения: температур воды в поверхностном слое (на глубине 1–1,5 см) в ранее намеченных точках створов;

скорости течений; температуры воды по вертикали в створах у водовыпуска и водозабора.

По результатам термических съемок в поверхностном слое на план наносились изотермы, строились кривые падения и определялись значения параметра $П_1$. Расчет температуры воды на водозаборе с последующим определением натуральных значений изотерм производился по расчетно-экспериментальному методу ВНИИГ на ЭВМ.

На рис. 5.1, 5.2 приведены поверхностные изотермы и кривые падения температуры, полученные для натуральных условий (проектный вариант и рекомендуемый).

В результате выполненной работы был рекомендован вариант выпуска подогретой воды, обеспечивающий лучшие термические условия на водозаборе для преимущественных в натуре направлений ветра. Было также рекомендовано устройство глубинного водозабора, обеспечивающего лучшие условия эксплуатации водохранилища при наличии большого количества всплывшего торфа.

Глава 6

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОТЕРМИЧЕСКОГО РЕЖИМА ВОДОЕМОВ ЭНЕРГОКОМПЛЕКСОВ

6.1. ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ВОДОЕМОВ ЭНЕРГОКОМПЛЕКСОВ

Энергокомплексы представляют собой территориально-технологические объединения электростанций, объектов и сооружений, обеспечивающих комплексное использование ресурсов (топливных, водных, земельных, трудовых и др.) [35], причем по технологии использования энергоресурсов энергокомплексы могут быть разделены на однородные и смешанные. К последним относится объединение электростанций разных видов, например ТЭС (АЭС) и ГЭС (ГАЭС), и именно такие энергокомплексы рассматриваются в данной главе.

Как известно, ограниченная регулирующая способность ТЭС (АЭС) ухудшает надежность и экономичность энергоснабжения. Повышение эффективности функционирования энергосистем требует ввода в строй маневренных электростанций, покрывающих пиковую часть в графиках нагрузки, неравномерность которых постоянно возрастает. В связи с этим, как отмечается во многих работах (см., например, [6, 30, 34, 52]), представляется перспективным объединение ТЭС (АЭС) с ГЭС (ГАЭС) в единые энергетические комплексы, что, как показывают соответствующие подсчеты, дает значительный экономический эффект.

Среди первых энергокомплексов, построенных за рубежом, одним из крупнейших является Киови-Токсавей (США) [76], первая очередь которого введена в строй в 1974 г. В его состав входят АЭС, ГАЭС и ГЭС общей мощностью 3408 МВт. Комплекс размещен на двух водохранилищах площадью 74 и 32 км². АЭС Окони мощностью 2658 МВт используется в базисной части графика нагрузки, а ГАЭС Джокасси, работающая на перепаде водохранилищ и имеющая мощность 610 МВт, — в средней его части. ГЭС Киови мощностью 140 МВт служит для получения пиковой мощности и, кроме того, обеспечивает аварийное энергоснабжение АЭС.

Охлаждающая вода для АЭС забирается из нижнего водохранилища, имеющего большую площадь поверхности. Причем, как показали гидротермические исследования, этот водоем позволяет разместить на нем еще две ТЭС с доведением суммарной мощности ТЭС и АЭС до 7000 МВт. Полная мощность энергокомплекса с учетом

еще одной ГАЭС, использующей в качестве нижнего бьефа верхнее водохранилище, согласно проекту достигает 10 000 МВт.

Сведения о других зарубежных энергокомплексах приводятся в [29, 129, 137, 151, 158].

В СССР первым начал возводиться Южно-Украинский энергетический комплекс (см. § 6.3), который согласно проекту базируется на трех водохранилищах и включает АЭС и две ГАЭС–ГАЭС.

Энергетические комплексы являются сложными системами для исследования гидротермических процессов, протекающих в водоемах, на которых они размещены. Методы исследования обычных водохранилищ-охладителей здесь не всегда могут оказаться пригодными, поскольку гидротермические процессы водоемов энергокомплексов имеют свои отличительные особенности. В частности, они характеризуются резкой нестационарностью, вызванной перемещением значительных объемов воды внутри суточного цикла. С этим же связаны существенные изменения в течение суток объемов заполнения, а следовательно, и площадей водного зеркала водоемов. Все это необходимо учитывать при моделировании гидротермического режима.

Простейшим вариантом энергокомплекса является энергокомплекс, схематично представленный на рис. 6.1. Он включает ТЭС и ГАЭС и базируется на двух водоемах. Подогретая вода ТЭС сбрасывается в водоем 1. Водоем 2 гидравлически связан с водоемом 1 через ГАЭС и также участвует в охлаждении циркуляционного расхода. Поэтому температура охлажденной воды определяется гидротермическими процессами в обоих водоемах, и это должно учитываться при построении математической модели.

Таким образом, в данном случае необходимо записывать систему уравнений гидротермики (в том или ином виде) для каждого из водоемов, а гидравлические и тепловые условия на границе, обычно задаваемые при моделировании водохранилищ-охладителей (см. гл. 2), дополнить условиями теплового сопряжения водоемов.

Последние можно, например, записать в виде

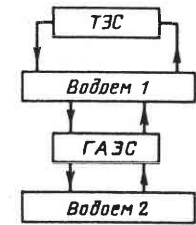
$$\left. \begin{aligned} T' &= T''; \\ v'_n T' + a'_n \frac{\partial T'}{\partial n'} &= -(v''_n T'' + a''_n \frac{\partial T''}{\partial n''}), \end{aligned} \right\} \quad (6.1)$$

где одним и двумя штрихами помечены параметры водоема 1 и 2 соответственно.

Соотношения (6.1) удовлетворяются на некоторой условной границе в месте соединения водоемов. В то же время гидравлические условия на этой границе должны отражать режим работы ГАЭС.

Очевидно, что для рассмотренного простейшего варианта энергокомплекса количество неизвестных в математической модели увеличивается в 2 раза по сравнению со случаем моделирования одного водоема-охла-

Рис. 6.1. Схема простейшего энергокомплекса



дителя. Кроме того, увеличение области решения, как обычно, требует использования более редких сеток при дискретизации дифференциальных уравнений. Эти особенности моделирования гидротермического режима энергокомплексов при ограниченных возможностях вычислительных средств вызывают необходимость применять более простые модели.

В [102] приводится простейшая математическая модель, которая была использована для расчета температурного режима водоемов Южно-Украинского энергокомплекса. Она основана на уравнении теплового баланса водохранилища-охладителя, записанном для условий неустановившегося режима,

$$\frac{dI}{dt} = N - \alpha\Omega, \quad (6.2)$$

где энтальпия воды в водоеме I определяется по формуле

$$I = c\rho VT_V, \quad (6.3)$$

N – суммарное количество теплоты, поступающей с циркулирующей водой в единицу времени; α – коэффициент теплообмена через водную поверхность водоема; Ω – площадь водной поверхности; t – время; c и ρ – соответственно удельная теплоемкость и плотность воды (произведение $c\rho$ в дальнейшем считается постоянной величиной); V – объем воды в водоеме; T_V – средняя по объему температура воды.

Коэффициент α является функцией параметров окружающей среды и температуры водной поверхности T_s , причем при использовании уравнения (6.2) обычно полагают $T_s = kT_V$ (k – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения температуры по глубине).

Если предположить, что объем воды в водохранилище изменяется равномерно

$$V = V_0 + Qt, \quad (6.4)$$

где V_0 – начальный объем воды; Q – расход воды, поступающей в водоем или забираемой из него (в последнем случае $Q < 0$), то тогда с учетом (6.3) и (6.4) уравнение (6.2) преобразуется к виду

$$\frac{dT_V}{dt} - \frac{N - \alpha\Omega - c\rho T_V Q}{c\rho(V_0 + Qt)} = 0. \quad (6.5)$$

Уравнение (6.5) представляет собой уравнение теплового баланса для условий неустановившегося режима водохранилища-охладителя, учитывающее изменение объема.

Таким образом, температура T_{Vi} i -го водоема комплекса, входящего в систему из n гидравлически связанных водоемов, может быть определена из уравнения

$$\frac{dT_{Vi}}{dt} = \frac{c\rho \sum_{j=1}^{n-1} (Q_{ji}T_{ji} - Q_{ij}T_{ij}) + N_d - \alpha\Omega_i}{c\rho [V_{oi} + \sum_{j=1}^{n-1} (Q_{ji} - Q_{ij})t + Q_d t]} \rightarrow$$

$$\rightarrow -c\rho T_{Vi} \left[\sum_{j=1}^{n-1} (Q_{ji} - Q_{ij}) + Q_d \right] = 0, \quad (6.6)$$

где Q_{ij} , Q_{ji} и T_{ij} , T_{ji} — соответственно расходы и температуры воды, поступающей из i -го водоема в j -й и из j -го в i -й; N_d — количество теплоты, приходящей ($N_d > 0$) или уходящей ($N_d < 0$) с дополнительной циркуляцией, например с речным стоком или с охлаждающейся водой тепловой станции в единицу времени; Q_d — расход воды, поступающей в водоем ($Q_d > 0$) или забираемой из него ($Q_d < 0$) в результате дополнительной циркуляции.

Записав уравнение для определения средней температуры в виде (6.6), для каждого водоема можно получить систему из n уравнений для расчета температурного режима.

Далее предполагается, что

$$\Omega_i = \Omega_i(V_i), \quad i = 1, 2, \dots, n; \quad (6.7)$$

$$T_{ij} = T_{ij}(T_{Vi}), \quad i, j = 1, 2, \dots, n, \quad (6.8)$$

причем (6.7) и (6.8) — известные функции.

Определение вида функций $\Omega_i(V_i)$ обычно не вызывает затруднений. Вид функций $T_{ij}(T_{Vi})$ можно определить путем физического моделирования, по системам-аналогам или в отдельных случаях, по теоретическим зависимостям. Следует отметить, что при исследовании на физических моделях также должны учитываться особенности гидротермического режима водоемов энергокомплекса (см. § 6.2).

Полагая, что в начальный момент ($t = 0$) средние температуры водоемов принимают некоторые значения T_{i0} , и проинтегрировав систему уравнений (6.6) при помощи одного из численных методов, можно определить изменение средних температур в течение некоторого промежутка времени. Кроме того, если известны зависимости типа (6.8) для некоторых характерных температур системы (например, температуры воды на водозаборе тепловой станции $T_{заб}$), то можно определить изменение и этих температур.

Таким образом, предложенная математическая модель позволяет определить изменение с течением времени средних температур водоемов с



Рис. 6.2. Распределение среднесуточных температур в водоемах Южно-Украинского энергокомплекса, рассчитанное с использованием двумерной модели

учетом особенностей процессов, протекающих в энергокомплексе, а при наличии дополнительной информации и изменение характерных температур в водоемах. Сравнительная простота модели дает возможность быстро рассчитать большое число различных вариантов работы энергокомплекса при ограниченных ресурсах вычислительных средств. В то же время ее существенным недостатком является необходимость задания функций (6.8), что требует либо проведения исследований на физических моделях, либо привлечения дополнительных гипотез, причем последнее ввиду сложности процессов, протекающих в водоемах, пока связано с определенными трудностями.

Для расчета гидротермического режима системы связанных водоемов применительно к условиям Южно-Украинского энергокомплекса предложены и другие математические модели. Так, в [56] приводится модель, основанная на использовании уравнения теплового баланса для выделенного отсека струи, поступающей в водоем. В [91] использована методика оценки гидротермического режима по времени пребывания охлаждающего объема в пределах водоема [60].

В [73] приводятся некоторые результаты, полученные при помощи модели, в которой гидротермический режим в двух более мелких водоемах Южно-Украинского энергокомплекса определялся на основе решения двумерных уравнений Сен-Венана (температурной стратификацией пренебрегалось), а в третьем, относительно глубоком водоеме путем использования уравнения типа (6.6). Следует отметить, что в плановой

задаче зависимости (6.8) не являются исходной информацией, а получают в результате решения. На рис. 6.2 представлено распределение температуры по площади водоемов, рассчитанное для одного из исследованных вариантов работы энергокомплекса с использованием двумерной модели.

6.2. ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОТЕРМИЧЕСКОГО РЕЖИМА ВОДОЕМОВ ЭНЕРГОКОМПЛЕКСОВ НА КРУПНОМАСШТАБНЫХ ФИЗИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ

Традиционная методика исследования гидротермического режима водохранилищ-охладителей на крупномасштабных физических моделях для использования в условиях энергокомплексов должна быть модифицирована ввиду резкой нестационарности процессов, протекающих в водоемах.

Методические предложения по физическому моделированию нестационарных гидротермических процессов содержатся в [116], где предлагается распространить гипотезу о подобии характера распределения температуры по поверхности водоема, лежащую в основе метода ВНИИГ, на условия неустановившегося режима. В этом случае основная задача моделирования сводится к определению зависимости относительной температуры от критерия гомохронности.

Как известно, критерий гомохронности получается из анализа уравнения Навье—Стокса методами теории подобия и записывается в виде

$$No = l/\nu t, \quad (6.9)$$

где l — линейный размер; ν — скорость; t — время.

Вводя так называемое идеальное время, определяемое как отношение объема к расходу ($t_{и} = V/Q$), из (6.9) можно получить

$$\frac{1}{No} = \frac{t_{м}}{t_{м.и}} = \frac{t_{н}}{t_{н.и}} \quad (6.10)$$

или

$$m_t = \frac{t_{м}}{t_{н}} = \frac{t_{м.и}}{t_{н.и}} = \frac{m_V}{m_Q}, \quad (6.11)$$

где m_t — масштаб времени; $m_V = V_M/V_H$ — масштаб объема; $m_Q = Q_M/Q_H$ — масштаб расхода; индексы "м" и "н" означают соответственно модель и натуру.

Используя выражения для масштабов объема и расхода

$$m_V = m_l^2 m_h; \quad (6.12)$$

$$m_Q = M m_l m_h^{3/2}. \quad (6.13)$$

где $m_l = l_M/l_H$ и $m_h = h_M/h_H$ — плановый и вертикальный линейные масштабы соответственно; M — форсировка расхода, получаем формулу

для определения масштаба времени

$$m_t = \frac{m_l}{M \sqrt{m_h}}. \quad (6.14)$$

Для условий энергетических комплексов переменными по времени величинами могут являться расходы ТЭС, АЭС, ГЭС, ГАЭС и насосных станций. По графикам эксплуатации гидроэнергетических объектов можно, используя соотношения (6.13) и (6.14), определить соответствующие графики работы при моделировании.

В [117] рассмотрен ряд методических вопросов, связанных с физическим моделированием водоемов Южно-Украинского энергетического комплекса. В частности, проводится оценка требуемого для обеспечения надежности числа экспериментов, рассмотрены вопросы поиска (с минимальными затратами времени) оптимального варианта работы гидроэнергетических объектов и конструкций, а также учета поступления воды с речным стоком.

Некоторые результаты исследований температурного режима водоемов Южно-Украинского энергетического комплекса, полученные на основе описанной в § 6.1 балансовой модели с использованием данных физического моделирования, приводятся в § 6.3.

6.3. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ВОДОЕМОВ ЮЖНО-УКРАИНСКОГО ЭНЕРГОКОМПЛЕКСА

В состав первого в СССР Южно-Украинского энергетического комплекса (рис. 6.3) согласно проекту входят: АЭС, Константиновское и Александровское водохранилища на Южном Буге и Ташлыкское водохранилище на балке Ташлык, Константиновская ГЭС—ГАЭС на перепаде Константиновского и Александровского водохранилищ, Ташлыкская ГЭС—ГАЭС на перепаде Ташлыкского и Александровского водохранилищ, насосная станция первого подъема для перекачки воды из Константиновского водохранилища в Ташлыкское, Александровский гидроузел [33, 34].

На стадии проектирования были проведены исследования по выбору оптимального варианта режима работы гидроагрегатов, обеспечивающего одновременно с получением необходимой мощности (в соответствии с графиком нагрузки) выполнение нормативных требований с точки зрения "теплового загрязнения" водоемов.

Влияние режима работы гидроагрегатов на температуру в водоемах и общий эффект охлаждения циркуляционного расхода АЭС с учетом энергетических и экологических требований рассматривались для двух случаев — постоянной и временной эксплуатации энергокомплекса.

На рис. 6.4 представлены суточные графики режима работы гидроагрегатов при постоянной эксплуатации, соответствующие варианту, принятому на первом этапе исследований в качестве основного (вариант 1). В часы ночного провала в графике нагрузки (23 — 6 ч) 36,2 и 19,3 млн.м³ воды перекачиваются агрегатами ГЭС — ГАЭС и Константиновский и Александровский водоемы соответственно. Турбинный режим обеих ГЭС — ГАЭС осуществляется в период максимального энергопотребления (18 — 22 ч). При этом соответственно 32,9 и 23,8 млн.м³ воды сбрасываются обратно в Александровское водохранилище. В течение 20 ч (22 — 18 ч) 13,6 млн.м³ воды поступает через насосную станцию первого подъема в Ташлыкское водохрани-

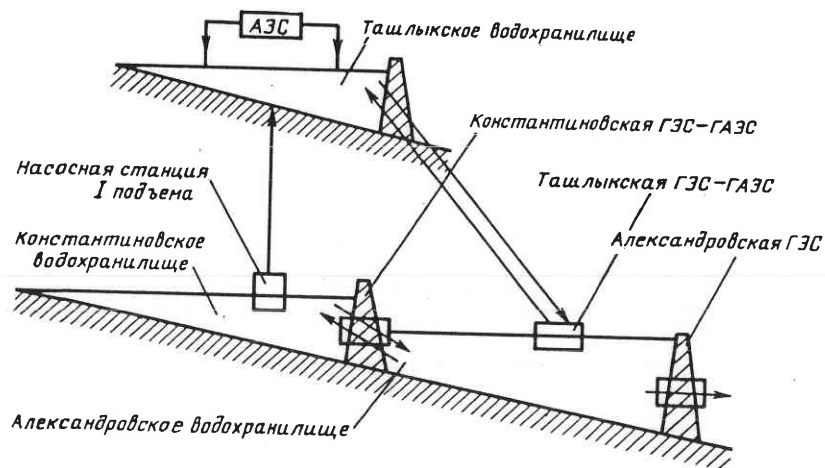
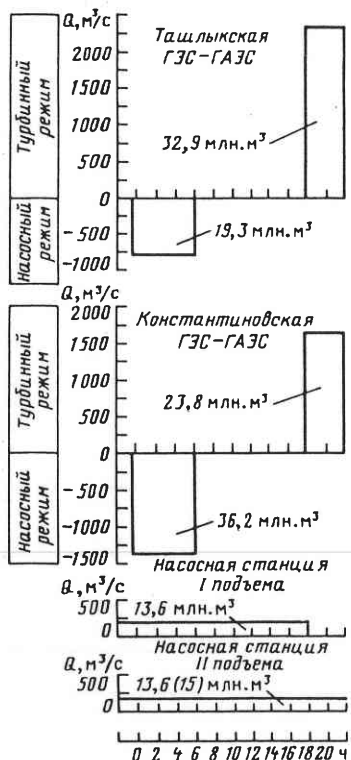


Рис. 6.3. Принципиальная схема Южно-Украинского энергокомплекса



лище из Константиновского. Забор охлаждающей воды для АЭС осуществляется насосной станцией второго подъема из придонного слоя Ташлыкского водоема равномерно в течение суток. Объем забираемой за сутки воды равен $13,6 \text{ млн. м}^3$ в летние и 15 млн. м^3 в остальные месяцы года. Подогретая на АЭС вода поступает по каналу в верхние слои Ташлыкского водохранилища.

Для Александровского и Константиновского водохранилищ, как водохранилищ комплексного использования, по санитарным нормам установлен предел температуры $28,2^\circ \text{C}$, а исходя из энергетических требований температура воды на водозаборе АЭС не должно превышать 33°C .

Исходные данные. При выполнении расчетов температурного режима водоемов на основе балансовой математической модели, приведенной в § 6.1, для определения зависимостей (6.8) были использованы результаты физического моделирования¹.

¹ Исследования на физической модели были выполнены В.Б. Фарфоровским.

Рис. 6.4. Суточный режим работы гидроагрегатов Южно-Украинского энергокомплекса в варианте I

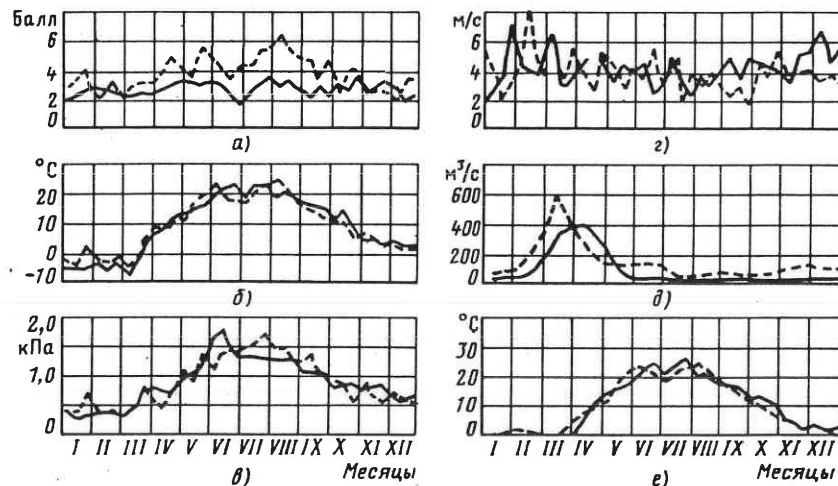


Рис. 6.5. Метеорологические данные и характеристики стока Южного Буга, используемые в расчетах:

а – облачность; б – температура воздуха; в – влажность воздуха; г – скорость ветра; д – расход Южного Буга; е – температура Южного Буга; — — 1964 г.; - - - - 1971 г.

Физическая модель водохранилищ была выполнена в следующих геометрических масштабах: плановом $1 : 200$ и вертикальном $1 : 50$. Масштаб расходов при этом составил $1 : 70\ 600$, масштаб времени $1 : 30$. При принятом масштабе расходов обеспечивался турбулентный режим в водоемах, что позволило отказаться от форсировки расходов.

Температурные съемки, проведенные на модели в промежутках времени, соответствующих характерным временным интервалам суточного цикла работы энергокомплекса, позволили определить зависимости, связывающие средние температуры водоемов с температурами воды, поступающей на гидроагрегаты.

В качестве основных исходных метеорологических условий были приняты данные, полученные в результате наблюдений на метеостанции, находящейся вблизи расположения Южно-Украинского энергетического комплекса, в 1971 и 1964 гг. Условия 1971 г. были близки к средним за рассмотренный многолетний ряд, а условия 1964 г. обеспечивали наиболее высокие (главным образом, в летний период) температуры в водоемах.

Как видно из рис. 6.5, различия метеорологических параметров, а также расхода и температуры Южного Буга в 1971 и 1964 гг. невелики. Исключение составляет лишь график изменения облачности. В течение всего весенне-летнего периода в 1964 г. наблюдались меньшие значения облачности, что должно приводить к установлению более высокого уровня температур в водоемах. Следует обратить внимание на высокий паводковый сток Южного Буга, что должно отражаться на температурном режиме водоемов в весенний период.

Объемы заполнения при нормальном подпорном уровне для Ташлыкского, Константиновского и Александровского водохранилищ были приняты равными соответственно 270 , $81,8$ и 131 млн. м^3 . Объем воды в Константиновском водоеме был принят несколько меньшим по сравнению с объемом в реальных условиях, так как предварительные исследования показали, что объем этого водоема не полностью будет участвовать в аккумуляции сбрасываемой теплоты АЭС.

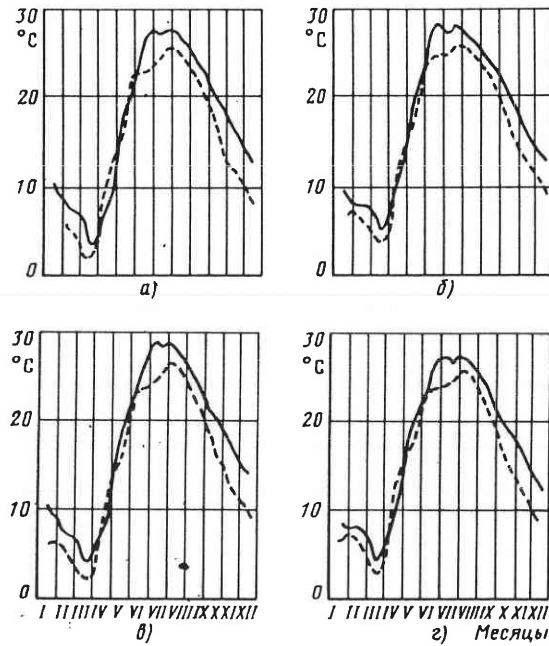


Рис. 6.6. Изменение в течение года температур, рассчитанных для варианта I: а — средней Константиновского водохранилища; б — средней Александровского водохранилища; в — на водозаборе АЭС; г — у сброса в Южный Буг; — — — — 1964 г.; — — — — 1971 г.

Поскольку перемещение значительных объемов воды вследствие работы ГЭС—ГАЭС должно способствовать интенсивному перемешиванию, стратификация в Александровском и Константиновском водоемах не учитывалась.

Аналитические зависимости площади свободной поверхности от объемов заполнения водоемов были получены аппроксимацией соответствующих кривых.

Коэффициент теплообмена поверхности водоемов с окружающей средой определялся на основе зависимостей, рекомендованных в [71, 92].

Расчеты температурного режима водоемов проводились с использованием среднедекадных значений метеорологических факторов. Для всех расчетных вариантов определялось изменение в течение года средних температур в водоемах, а также температур воды на водозаборе АЭС и у сброса в Южный Буг.

Варианты постоянной эксплуатации. Кривые, характеризующие изменение температурного режима водоемов в течение года, для основного варианта эксплуатации (вариант I) построены с использованием рассчитанных среднедекадных значений температур (рис. 6.6). Изменения средних температур в водоемах, температуры воды на водозаборе АЭС и у сброса в Южный Буг идентичны. Провалы в графиках, соответствующие весенним месяцам, объясняются паводковым стоком, который приводит к снижению температур в Константиновском водоеме, а благодаря водообмену между водохранилищами и к общему понижению уровня температур в системе.

Температуры Константиновского и Александровского водоемов колеблются в течение года от 3–6 до 26–28 °C.

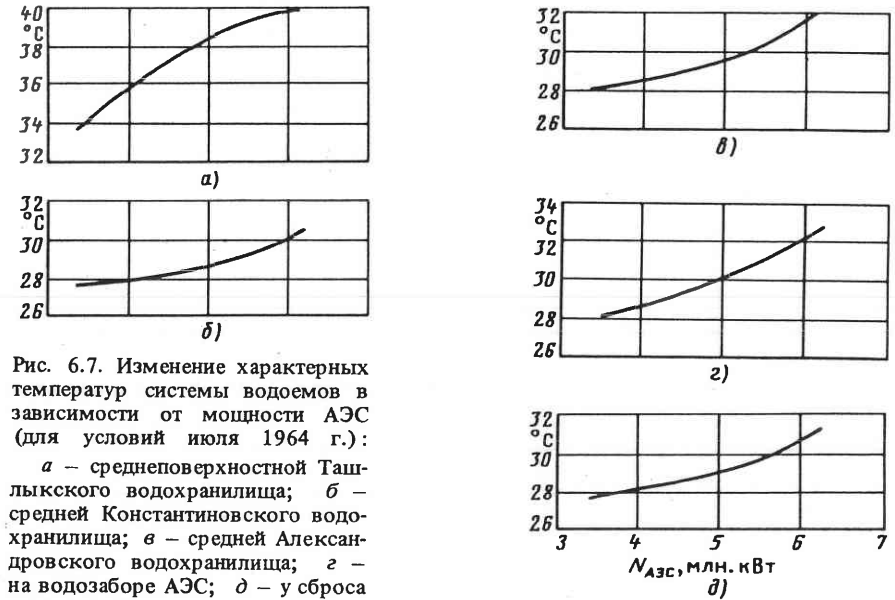


Рис. 6.7. Изменение характерных температур системы водоемов в зависимости от мощности АЭС (для условий июля 1964 г.): а — среднеповерхностной Ташлыкского водохранилища; б — средней Константиновского водохранилища; в — средней Александровского водохранилища; г — на водозаборе АЭС; д — у сброса в Южный Буг

Повышение максимальных летних температур для жаркого года по сравнению со средним составляет примерно 2 °C. Для некоторых месяцев разница в температурах достигает 4 °C, а в среднем за год температурный уровень жаркого года выше на 1,3–2,0 °C.

Средние температуры в Александровском и Константиновском водоемах в летний период жаркого года близки к нормируемому пределу, но не превосходят его. Вместе с тем внутри декадного и суточного циклов в отдельные периоды времени они могут быть выше предельных. Очевидно также, что в обоих водоемах при средних температурах, близких к нормативным, должны существовать зоны с поверхностными температурами выше нормируемого предела. Наличие таких зон при экстремальных метеорологических условиях подтверждают результаты исследований распределения температур по площади Константиновского и Александровского водохранилищ (см. например, рис. 6.2).

Температура воды, сбрасываемой в Южный Буг, в течение всего года ниже нормируемого предела, но в летний период жаркого года близка к нему. Температура воды на водозаборе АЭС в течение всего расчетного периода оказалась не выше 30 °C.

Представленные выше результаты были получены для значений мощности АЭС 3000 МВт в летние месяцы (с учетом ремонта энергоблоков) и мощности 4000 МВт в остальное время года.

Для изучения влияния мощности АЭС на температурный режим водоемов были проведены расчеты при различных ее значениях (для одинаковых метеорологических условий). Предполагалось, что температурный перепад на конденсаторах сохраняется неизменным, а увеличение теплового сброса происходит за счет увеличения циркуляционного расхода. Результаты расчетов приведены на рис. 6.7 в виде зависимостей средних за месяц температур (рассчитанных для условий июля 1964 г.) от мощности АЭС. Как видно, наибольшие изменения претерпевает температура Ташлыкского водохранилища. Этот водоем имеет меньшие размеры по сравнению с

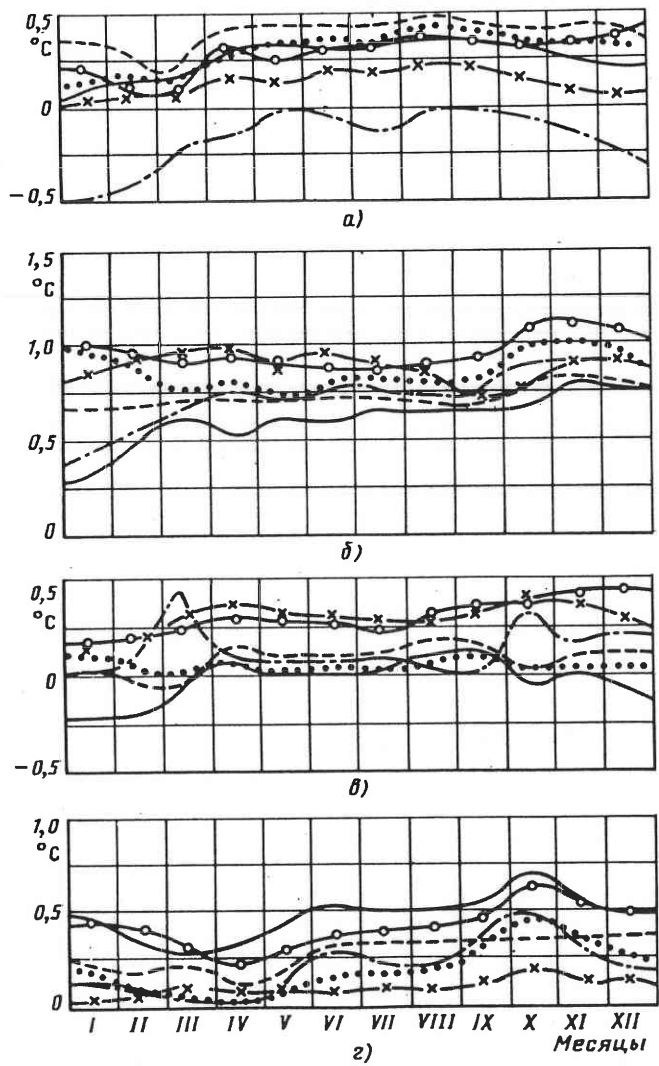


Рис. 6.8. Изменения в ходе температур по сравнению с основным вариантом для вариантов I.1-I.6:

а - средней Константиновского водохранилища; б - средней Александровского водохранилища; в - на водозаборе АЭС; г - у сброса в Южный Буг; — : I.1; - - - - I.2; — · — · I.3; ····· I.4; ○○ I.5; * * I.6

Таблица 6.1

№ варианта	Суббота						Воскресенье					
	Насосный режим			Турбинный режим			Насосный режим			Турбинный режим		
	Объем пере-мещаемой воды, млн. м ³	Часы работы	Объем пере-мещаемой воды, млн. м ³	Объем пере-мещаемой воды, млн. м ³	Часы работы	Объем пере-мещаемой воды, млн. м ³	Объем пере-мещаемой воды, млн. м ³	Часы работы	Объем пере-мещаемой воды, млн. м ³	Объем пере-мещаемой воды, млн. м ³	Часы работы	
I (основной)	36,2	23-6	23,8	18-22	36,2	23-6	23,8	18-22	36,2	23-6	23,8	18-22
I.1	30,0	0-6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
I.2	15,0	0-3	-	-	15,0	0-3	-	-	15,0	0-3	-	-
I.3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
I.4	15,0	0-3	-	-	15,0	0-3	-	-	15,0	0-3	-	-
I.5	20,0	23-3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
I.6	14,0	23-2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Константиновская ГЭС-ГАЭС												
I (основной)	19,3	23-6	32,9	18-22	19,3	23-6	32,9	18-22	19,3	23-6	32,9	18-22
I.1	18,0	0-6	32,9	18-20	-	-	30,0	18-22	-	-	30,0	18-22
I.2	18,0	0-6	18,0	18-20	-	-	30,0	18-22	-	-	30,0	18-22
I.3	16,5	0-6	16,5	18-20	16,5	0-6	16,5	18-20	16,5	0-6	16,5	18-20
I.4	-	-	15,0	18-20	-	-	15,0	18-20	-	-	15,0	18-20
I.5	23,0	0-8	32,9	18-22	23,0	0-8	32,9	18-22	23,0	0-8	32,9	18-22
I.6	26,0	0-10	32,9	19-22	26,0	0-10	32,9	19-22	26,0	0-10	32,9	18-22
Таштыкская ГЭС-ГАЭС												
Насосная станция первого подъема												
I (основной)	15,0	23-18	-	-	15,0	23-18	-	-	15,0	23-18	-	-
I.1	15,0	23-18	-	-	15,0	23-18	-	-	15,0	23-18	-	-
I.2	15,0	23-18	-	-	15,0	23-18	-	-	15,0	23-18	-	-
I.3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
I.4	15,0	23-18	-	-	15,0	23-18	-	-	15,0	23-18	-	-
I.5	10,0	23-12	-	-	10,0	23-12	-	-	10,0	23-12	-	-
I.6	7,0	23-9	-	-	7,0	23-9	-	-	7,0	23-9	-	-

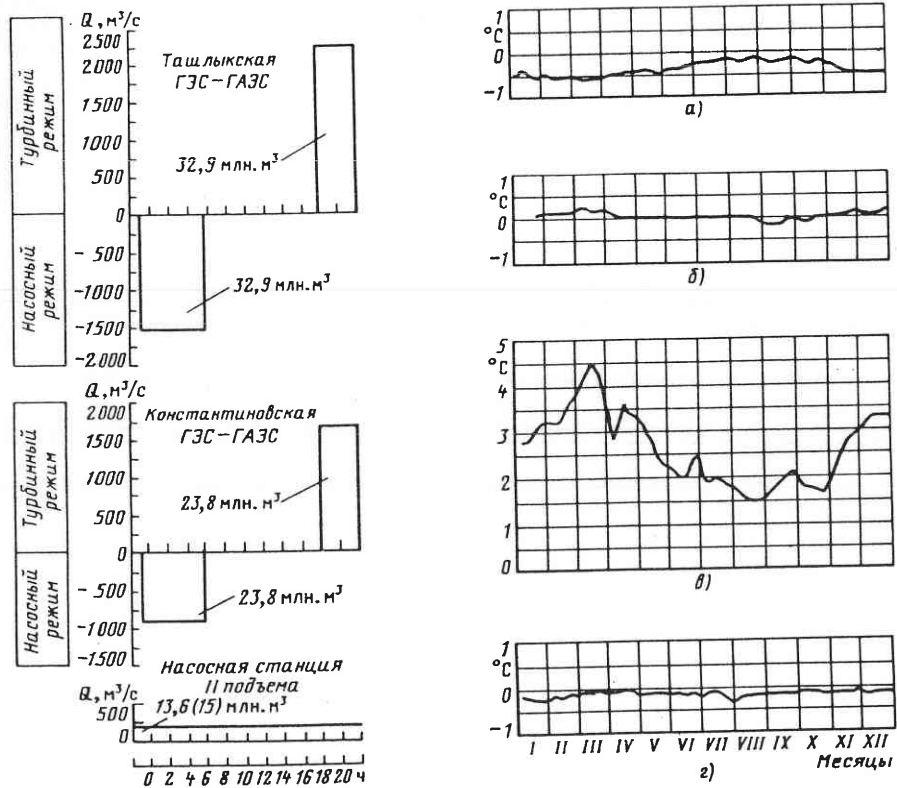


Рис. 6.9. Суточный режим работы гидроагрегатов в варианте II

Рис. 6.10. Временной ход разности между температурами, рассчитанными для вариантов I и II:

а – средней Константиновского водохранилища; б – средней Александровского водохранилища; в – на водозаборе АЭС; г – у сброса в Южный Буг

двумя другими и соответственно меньшую аккумулирующую способность. В то же время на него приходится основная часть тепловой нагрузки. В рассматриваемом интервале изменения мощности АЭС увеличение ее на 1000 МВт вызывает повышение средних температур в Константиновском и Александровском водоемах, а также температуры воды на водозаборе АЭС на 1–2 °С.

С целью изучения возможности маневрирования режимом работы гидроагрегатов в выходные дни были исследованы шесть вариантов (I.1 – I.6), отличающихся от основного варианта I режимными параметрами гидроагрегатов в субботние и воскресные дни (в остальные дни недели они соответствовали основному варианту). Из табл. 6.1, в которой приведены значения параметров, видно, что для всех шести вариантов характерно уменьшение водообмена в системе.

Изменения характерных температур системы по сравнению с основным вариантом приведены на рис. 6.8. Как видно, эти изменения невелики. Разности средних значений температур в течение всего года не превышают 1 °С. Для всех вариантов наблюдается некоторое повышение общего температурного уровня, что выз-

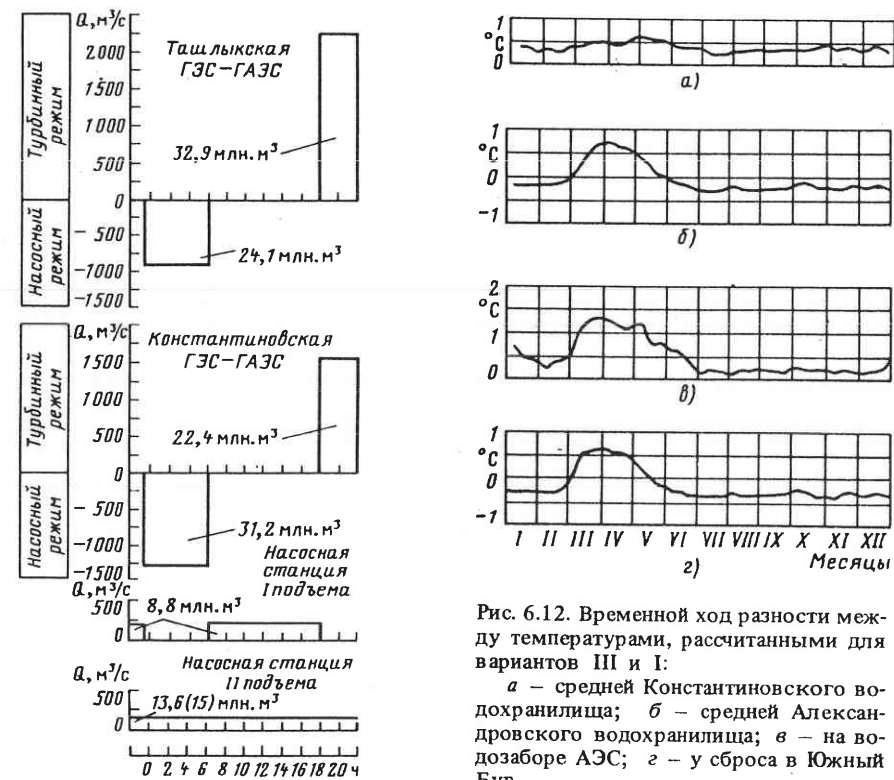


Рис. 6.11. Суточный режим работы гидроагрегатов в варианте III

вано меньшим использованием суммарной площади всего водного зеркала в выходные дни. Наиболее заметно повышение температуры Александровского водоема во всех шести вариантах, что, по-видимому, объясняется отсутствием поступления в него воды из Константиновского водохранилища в субботние и воскресные дни.

В варианте I.3 Константиновский водоем в выходные дни отключается от системы, поэтому температура его в среднем понижается.

Сопоставление основного варианта с вариантами I.1 – I.6 проводилось для метеорологических условий 1971 г. Однако, как показывают расчеты, изменение метеорологических условий не должно сильно влиять на результаты сопоставления вариантов.

Помимо варианта I исследовались и другие варианты постоянной эксплуатации, которые при обеспечении необходимой мощности, по предварительным оценкам, также были достаточно эффективны по температурному режиму в водоемах и поэтому могли рассматриваться как альтернатива.

Суточные графики режимов работы гидроагрегатов для варианта II представлены на рис. 6.9. Этот вариант отличается от основного тем, что из системы выводится насосная станция первого подъема. При этом количество воды, перемещаемой в насосном режиме через Ташлыкскую ГЭС – ГАЭС, увеличивается, а через Константиновскую ГЭС – ГАЭС уменьшается.

Рис. 6.12. Временной ход разности между температурами, рассчитанными для вариантов III и I:

а – средней Константиновского водохранилища; б – средней Александровского водохранилища; в – на водозаборе АЭС; г – у сброса в Южный Буг

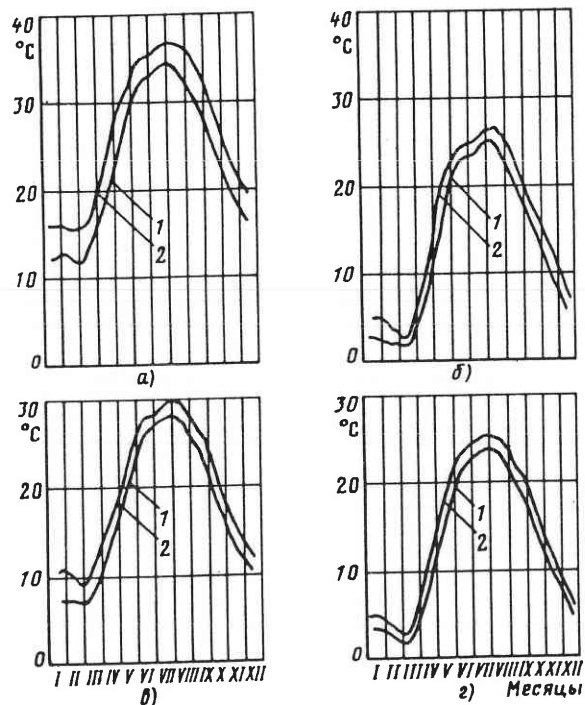


Рис. 6.13. Изменение в течение года характерных температур системы водоемов при временной схеме эксплуатации, рассчитанных для мощности АЭС 2 млн.кВт (1) и 3 млн.кВт (2):

а – среднерезервуарной Ташлыкского водохранилища; б – средней Александровского водохранилища; в – на водозаборе АЭС; г – у сброса в Южный Буг

На рис. 6.10 представлен ход изменения в течение года значений разности характерных температур системы, рассчитанных для вариантов I и II. Как видно, существенные различия наблюдаются только для температуры воды на водозаборе АЭС $T_{заб}$. Они связаны с тем, что в варианте II вода Константиновского водохранилища не поступает в Ташлыкский водоем. В среднем в варианте II температура на водозаборе АЭС выше примерно на $2,5^{\circ}\text{C}$. Если в варианте I значение $T_{заб}$ определялось главным образом сравнительно низкой температурой воды Константиновского водохранилища, поступающей в придонные слои Ташлыкского водоема вблизи водозабора АЭС, то в варианте II оно в основном определяется температурным режимом Ташлыкского водохранилища, уровень которого выше, чем в варианте I. Тем не менее среднедекадные значения $T_{заб}$ в летний период и здесь не превосходят нормируемого по энергетическим требованиям предела 33°C . Что касается температурного режима в водосемах комплексного использования, то для варианта II температура в Константиновском водохранилище получилась несколько ниже (в среднем на $0,5^{\circ}\text{C}$), а в Александровском водохранилище осталась примерно на том же уровне.

На рис. 6.11 представлены суточные графики режимов работы гидроагрегатов по варианту III. Он отличается от основного тем, что в период работы Ташлыкской

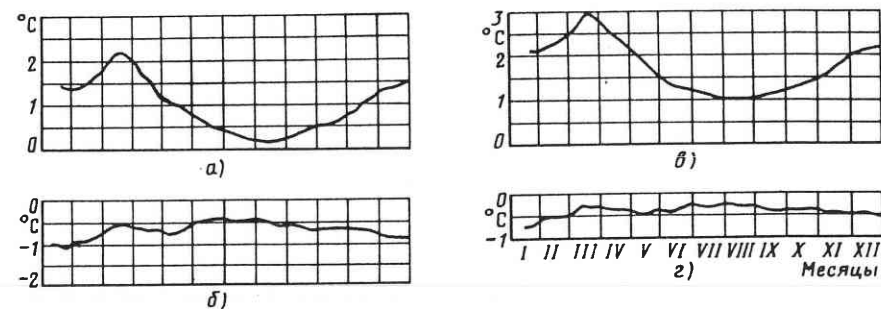


Рис. 6.14. Ход разности между температурами, рассчитанными для временной схемы эксплуатации, при объемах сброса и закачки через Ташлыкскую ГЭС–ГАЭС 6 и 12 млн.м³:

а – среднерезервуарной Ташлыкского водохранилища; б – средней Александровского водохранилища; в – на водозаборе АЭС; г – у сброса в Южный Буг

ГЭС – ГАЭС в насосном режиме отключается насосная станция первого подъема, а недостающий объем воды подается к водозабору АЭС каналом из Александровского водохранилища. При этом несколько изменяются режимы работы всех гидроагрегатов.

Отличия варианта III от основного варианта в целом также невелики (рис. 6.12). В среднем несколько повышается температурный уровень Константиновского водоема и понижается (за исключением весенних месяцев) температурный уровень Александровского. Температура воды на водозаборе АЭС выше, чем в основном варианте, примерно на 1°C весной и на $0,2-0,3^{\circ}\text{C}$ в остальное время года.

Таким образом, на основании анализа результатов расчета температурного режима водоемов Южно-Украинского энергетического комплекса для рассмотренных вариантов можно заключить, что они не обладают преимуществом по сравнению с основным в части температурного режима. Температура на водозаборе АЭС в вариантах II и III выше, чем в варианте I, а различия температурного уровня в водохранилищах комплексного использования не превышают $0,5^{\circ}\text{C}$.

Схема временной эксплуатации. В соответствии с графиком строительства Южно-Украинского энергетического комплекса ввод гидроагрегатов увязан с вводом энергоблоков на АЭС. Поэтому были проведены исследования временной схемы эксплуатации, при которой в систему водоснабжения энергокомплекса входят только два водохранилища (Ташлыкское и Александровское), связанные через Ташлыкскую ГЭС – ГАЭС.

На рис. 6.13 представлены изменения в течение года характерных температур водоемов, рассчитанных при объеме сброса и закачки через ГЭС – ГАЭС, равном 12 млн.м³, и мощности АЭС 2000 и 3000 МВт. Увеличение мощности с 2000 до 3000 МВт приводит к повышению температуры Александровского и Ташлыкского водоемов в среднем на $1,2$ и $3,3^{\circ}\text{C}$ соответственно. Повышение температуры воды на водозаборе АЭС составляет примерно $2,2^{\circ}\text{C}$. При этом значения температуры Александровского водохранилища и на водозаборе АЭС не превышают нормативных значений.

При уменьшении объема воды, перемещаемой через Ташлыкскую ГЭС – ГАЭС, до 6 млн.м³ температурный уровень в Ташлыкском водоеме повышается, что приводит к увеличению максимальных летних температур на водозаборе АЭС примерно на 1°C . Температура Александровского водоема понижается в среднем на $0,7^{\circ}\text{C}$ (рис. 6.14).

Результаты исследования температурного режима при временной схеме эксплуатации получены для условий среднего 1971 г. В то же время, как показали расчеты, при переходе к экстремальным условиям максимальные летние температуры Александровского водоема увеличиваются на 1,5 – 2,0 °С, а температура на водозаборе АЭС на 1–1,3 °С. Таким образом, в вариантах с мощностью АЭС 3000 МВт эти температуры при экстремальных условиях близки к нормативным значениям.

Глава 7

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ, ВКЛЮЧАЮЩИХ ВОДОХРАНИЛИЩА-ОХЛАДИТЕЛИ

7.1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Постоянный рост потребности в электроэнергии приводит к повышению мощностей ТЭС и АЭС. При этом в условиях дефицита природных ресурсов и возникновения ряда экологических проблем первоочередной задачей является повышение эффективности работы электростанций с точки зрения как экономного расхода топлива, так и уменьшения вредного влияния на окружающую среду. Повышение эффективности в свою очередь предполагает выбор оптимальных параметров работы электростанции на стадии проектирования, а также оптимального управления в период эксплуатации, т.е. решение некоторых оптимизационных задач.

Одним из важных факторов, обеспечивающих надежную и эффективную работу ТЭС и АЭС, является правильный выбор элементов системы охлаждения. В то же время система охлаждения является одним из проводников отрицательного влияния электростанций на окружающую среду вследствие теплового загрязнения последней. Поэтому при выборе параметров системы охлаждения, а также управлении ими в процессе эксплуатации должны приниматься во внимание негативные последствия теплового сброса.

Ниже рассматриваются некоторые задачи оптимизации параметров систем охлаждения, включающих водохранилища-охладители, возникающие при проектировании и эксплуатации ТЭС и АЭС.

Следует отметить, что при проектировании и эксплуатации электростанций определяющими, безусловно, являются экономические оценки и критерии. Так, в [9, 86, 87], где оптимизационные задачи формулируются применительно к низкочастотному комплексу ТЭС и АЭС, включающему помимо системы охлаждения систему подачи воды, конденсатор и последнюю ступень турбины, поиск оптимальных вариантов осуществляется на основе минимизации суммарных затрат. Однако имеется большое число задач по оптимизации параметров систем охлаждения, в которых экономические факторы в явном виде не фигурируют. Именно о таких задачах главным образом и пойдет речь в данной главе.

В принципе решение оптимизационной задачи адекватно нахождению экстремума некоторой функции (функционала), полученной путем использования математической модели, описывающей поведение системы, и с учетом ограничений, налагаемых на изменение ее параметров. Прежде чем раскрыть техническое содержание таких задач применительно к системам охлаждения ТЭС и АЭС, включающих водохранилища-охладители, необходимо выяснить, какую функцию может нести тот или иной параметр системы в рамках формулируемой оптимизационной задачи.

Предположим, что необходимо оптимизировать систему, поведение которой описывается некоторой математической моделью, т.е. набором дифференциальных, интегральных или алгебраических уравнений.

Для того чтобы корректно сформулировать оптимизационную задачу, нам необходимо среди величин, входящих в уравнения, выделить переменные, допускающие произвольные изменения в заданных пределах. — УРАВНЕНИЯ: ПРОИЗВОДНЫЕ

Таковыми переменными при решении оптимизационных задач для систем охлаждения, включающих водохранилища-охладители, могут быть различные характеристики гидросооружений, например размеры струераспределительных и струенаправляющих дамб, координаты расположения водовыпусков и водозаборов, а при нескольких водовыпусках (водозаборах) — коэффициент, характеризующий перераспределение циркуляционного расхода между ними. Аналогичный коэффициент может являться управлением в системе охлаждения, состоящей из нескольких охладителей.

Следует отметить, что количество переменных, могущих претендовать на роль управления, растет с повышением сложности системы. Так, для энергокомплексов, где охлаждение циркуляционной воды происходит обычно в нескольких водоемах, появляется дополнительная возможность использовать в качестве управляющих функций расходы воды, которой водоемы обмениваются между собой (т.е. варьировать режимные параметры ГЭС – ГАЭС).

Помимо переменных управления при решении оптимизационных задач различают еще внешние и фазовые переменные (переменные состояния), причем первые характеризуют влияние на систему окружающей среды, а вторые — изменение системы при внешних воздействиях и некотором управлении. Так, для водохранилищ-охладителей переменными состояниями будут являться поля скоростей и температур.

Внешними воздействиями целесообразно считать все переменные задачи, которые нельзя отнести ни к управлению, ни к переменным состояниям. На практике — это весь набор метеорологических факторов, а также некоторые коэффициенты, входящие в уравнения, значение которых фиксировано и не изменяется с изменением состояния системы.

Следует отметить, что фактически разделение переменных на фазовые и внешние воздействия достаточно условно, поскольку всегда существует обратное влияние системы на окружающую среду.

Решение задачи оптимизации заключается в нахождении управления, минимизирующего или максимизирующего некоторую функцию (функционал), которую обычно называют функцией цели или целевой функцией. При оптимизации систем охлаждения ТЭС и АЭС естественно стремление, с одной стороны, добиваться минимизации температуры охлажденной воды для повышения эффективности работы электростанции, а с другой — максимально использовать возможности системы охлаждения, т.е. максимизировать количество передаваемого системе тепла. В соответствии с этим возможны два типа оптимизационных постановок, различающихся характером целевой функции.

В принципе, возможны оптимизационные постановки, использующие в качестве целевых функций и другие переменные. Например, можно минимизировать площадь, занятую водоемом-охладителем, или перегрев воды в зоне хозяйственно-питьевого или культурно-бытового водопользования.

Одним из важнейших элементов оптимизационной задачи являются ограничения, налагаемые на изменения переменных. Сам факт наличия ограничений и их структура во многом определяют возможности решения.

В общем случае ограничения могут представлять собой соотношения в виде равенств и неравенств, выражающих условия, которые вытекают как из самого характера системы и физической природы процессов, происходящих в ней, так и из необходимости удовлетворить практические потребности. Так, если для расчета гидротермического режима водоема-охладителя используется математическая модель, не учитывающая процесс фазового перехода жидкости в твердое состояние, то естественно считать, что рассчитанное температурное поле должно содержать только точки с температурами выше температуры замерзания. В то же время повышение температуры воды на водозаборе электростанции лимитируется энергетическими требованиями. При комплексном использовании водоема появляются ограничения на повышение температуры в некоторых его зонах.

Помимо температуры может лимитироваться и изменение других параметров. Так, если в системе охлаждения имеются элементы, выполняющие опилу и ту же

функцию (охладители в комбинированной системе, выпуски в водохранилище-охладитель и т.п.), то часто оказывается фиксированным общий расход воды, проходящей через них. Кроме того, изменение пропускаемых расходов (например, через ГЭС – ГАЭС в энергокомплексах) лимитируется возможностями гидротехнических сооружений. В свою очередь параметры и координаты расположения гидротехнических сооружений могут быть ограничены по экономическим соображениям и т.д.

Физические процессы, протекающие в системах охлаждения ТЭС и АЭС, обычно завязаны от метеорологических условий, которые изменяются со временем. Поэтому установившегося режима охлаждения, строго говоря, достигнуть невозможно. Однако при решении практических задач, связанных с выбором элементов системы охлаждения, нередко используются математические модели, описывающие стационарный режим гидротермических процессов. При этом предполагается, что найденное решение будет оптимальным и для неустановившихся условий. Обычно в этом случае решение оптимизационной задачи существенно облегчается. В уравнениях, описывающих поведение системы, отбрасываются нестационарные члены, а поиск оптимального решения в большинстве случаев сводится к нахождению некоторого экстремального значения функции.

При использовании методов математического моделирования для исследования процессов, протекающих в водохранилищах-охладителях, обычно приходится прибегать к конечно-элементной или конечно-разностной дискретизации дифференциальных уравнений. В результате получают системы алгебраических уравнений относительно значений величин в некоторых узловых точках, и, таким образом, исходная задача сводится в общем случае к некоторой задаче нелинейного программирования. Обычно ввиду сложности исходных уравнений целевая функция и ограничения также будут иметь весьма сложный вид. Однако при решении ряда задач использование простейших математических моделей позволяет прийти к более простым оптимизационным постановкам. Например, при использовании уравнения теплового баланса в виде (3.5) с $\alpha_{\Sigma} = \text{const}$ задача отыскания оптимальной тепловой нагрузки при ограничениях на изменения температуры в водохранилище сводится к задаче линейного программирования.

Необходимо отметить, что при использовании математических моделей, описывающих установившиеся процессы, могут возникать задачи, которые нельзя отнести к области применения методов нелинейного программирования. Например, если требуется определить форму струенаправляющей дамбы, обеспечивающей наиболее эффективную работу водохранилища, то управлением будет являться некоторая функция, описывающая форму дамбы в плане.

7.2. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ В ЗАДАЧАХ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЭС И АЭС

Как отмечалось выше, для эксплуатации систем охлаждения ТЭС и АЭС характерна нестационарность протекающих гидротермических процессов. При использовании нестационарных математических моделей переменные, входящие в уравнения, описывающие процессы в системах охлаждения, являются функциями времени. В этих условиях оптимизационные постановки удобно рассматривать в рамках теории оптимального управления (см., например, [77]).

Формулировка задачи оптимального управления в достаточно общем случае выглядит следующим образом. Определить вектор-функции $X(t) \in R^n$, $U(t) \in R^m$ при $t \in [t_0, t_1]$, доставляющие минимум (максимум) функционалу

$$J = J(X, U) \quad (7.1)$$

при некоторых дифференциальных связях, описывающих эволюцию системы во

времени, ограничениях вдоль траектории

$$(X, U, t) \in G \quad (7.2)$$

и краевых условиях

$$(X, t_0) \in \epsilon_0; (X, t_1) \in \epsilon_1, \quad (7.3)$$

где $X(t)$ – фазовый вектор, определяющий состояние системы в момент времени t ; $U(t)$ – управление; G – некоторая заданная область пространства $R^n \times R^m \times R^1$; множества ϵ_0 и ϵ_1 – некоторые многообразия в $R^n \times R^1$.

Для того чтобы классифицировать все множество задач оптимального управления, возникающих при конкретизации выражений (7.1) – (7.3), в [77] предлагается разбить задачи на три группы. В каждой из групп определяющей характеристикой являются способы, с помощью которых задаются соответственно функционал, ограничения вдоль траектории, краевые условия.

Рассмотрим в рамках этой классификации задачи, возникающие при оптимизации неустановившегося режима работы систем охлаждения, включающих водохранилища-охладители.

Способ задания функционала. В качестве минимизируемой (максимизируемой) переменной при оптимизации процесса охлаждения могут выступать в основном две величины – температура воды на водозаборе $T_{заб}$ и количество сбрасываемой теплоты за единицу времени N . Таким образом, целевой функцией может быть один из двух функционалов

$$J_1(X, U) = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} T_{заб}(X, U, t) dt; \quad (7.4)$$

$$J_2(X, U) = \int_{t_0}^{t_1} N(X, U, t) dt. \quad (7.5)$$

Ясно, что функционал J_1 должен быть минимизирован, а функционал J_2 максимизирован.

Отметим, что, поскольку J_1 и J_2 являются интегральными функционалами, при отсутствии ограничений и использовании в качестве математической модели уравнения теплового баланса (3.5) приходим к задаче Лагранжа, являющейся классической задачей вариационного исчисления.

Специфическим типом задач, которые могут возникнуть при эксплуатации систем охлаждения, являются задачи на быстроедействие, в которых минимизируемым функционалом является время. Предположим, в результате резкого изменения внешних условий повысилась сверх нормируемого предела температура в зоне водохранилища, где ее изменение лимитировано. Тогда возникает задача за минимальное время с помощью какого-либо управляющего фактора перевести систему в состояние, отвечающее нормативным требованиям.

Способы задания ограничений. Все множество ограничений, налагаемых на систему, можно разделить на две группы. К первой группе относятся ограничения на управление. Так, лишь в определенных пределах можно перераспределять циркуляционный расход между охладителями в комбинированной системе охлаждения или изменять объемы воды, которыми обмениваются между собой водоемы энергокомплексов. Такие ограничения обычно задаются в виде неравенств.

Кроме того, имеются еще естественные ограничения на управление, обеспечивающие условия, при которых полученное решение имеет смысл. Так, очевидно, что коэффициент n , равный отношению расхода, поступающего на один из охладителей в комбинированной системе, к общему циркуляционному расходу ТЭС, может изменяться в пределах интервала $[0,1]$. Могут быть заданы и естественные ограничения в виде равенств. Например, при параллельном подключении двух охладителей

имеем очевидное условие

$$n_1 + n_2 = 1. \quad (7.6)$$

Ко второй группе ограничений относятся ограничения на фазовые переменные. Здесь помимо естественных могут возникнуть ограничения, лимитирующие изменение состояния системы из-за необходимости выполнения некоторых нормативных требований. При использовании в качестве охладителей водохранилищ это обычно касается изменений полей температур. Следует отметить, что вид ограничений на фазовые переменные существенно влияет на применимость того или иного метода решения оптимизационной задачи.

Таким образом, при постановке задач оптимизации для систем охлаждения, включающих водоемы-охладители, могут появиться ограничения на фазовые и управляющие переменные различного вида.

Способы задания краевых условий. Различают задачи с фиксированными концами $[X(t_0) \text{ и } X(t_1) \text{ заданы}]$, со свободными концами $[X(t_0) \text{ и } X(t_1) \text{ не заданы}]$ и с подвижным концом $[X(t_0) \text{ или } X(t_1) \text{ не задан}]$. Каждый из этих типов задач в свою очередь можно разбить на задачи с фиксированным $(t_0, t_1 \text{ заданы})$ и нефиксированным временем (либо t_0 , либо t_1 не задано).

Для систем охлаждения ТЭС и АЭС, по-видимому, наиболее характерным будет тип задач со свободным правым концом $[X(t_1) \text{ не задан}]$ и фиксированным временем, т.е. должно быть найдено управление, обеспечивающее в определенном интервале времени минимизацию (или максимизацию) некоторого функционала при соблюдении соответствующих условий. Однако могут встречаться и постановки другого типа. Предположим, например, что необходимо перевести водохранилище из состояния, при котором не удовлетворяются некоторые нормативные требования к температурному режиму, в состояние, обеспечивающее их выполнение. В этом случае имеем задачу с фиксированными концами и нефиксированным (или фиксированным) временем.

Следует отметить, что до сих пор речь шла о задачах с непрерывным временем. На практике чаще всего задача оптимального управления либо имеет дискретный характер, либо сводится к задачам с дискретным временем в процессе решения. Такое сведение обусловлено тем, что при построении вычислительных алгоритмов обычно производится конечно-разностная или конечно-элементная дискретизация по времени. Очевидно, что в этом случае вместо интегральных функционалов (7.4) и (7.5) появляются скалярные функции

$$J_1(X, U) = \frac{1}{t_1 - t_0} \sum_{i=0}^{N-1} T_{заб i}(X_i, U_i); \quad (7.7)$$

$$J_2(X, U) = \sum_{i=0}^{N-1} N_i(X_i, U_i). \quad (7.8)$$

В заключение представляется необходимым сделать следующее отступление. Предположим, что в результате решения оптимизационной задачи получено некоторое управление, обеспечивающее при некоторых внешних условиях наиболее эффективное охлаждение циркулирующей воды ТЭС. Это означает, что при данном изменении метеорологических факторов гидротермический режим в системе охлаждения оптимален. Однако практическое использование полученных результатов связано с определенными трудностями. Дело в том, что для прогностического исследования гидротермических процессов в системе охлаждения ТЭС и АЭС характерно отсутствие полной информации о внешних воздействиях. Очевидно, что невозможно с достаточной точностью предсказать, какая метеорологическая обстановка сложится к данному конкретному моменту эксплуатации электростанции. Поэтому, в принципе, поиск оптимальной программы должен вестись в условиях неопределенности.

Обычно расчеты системы охлаждения проводятся для некоторых средних или наименее благоприятных метеорологических условий, наблюдаемых за определенный период времени в прошлом. Однако, если бы даже программное управление осуществлялось в расчетных условиях, реальное поведение системы отличалось бы от оптимального. Это связано с тем, что описание поведения системы всегда носит до некоторой степени гипотетический характер, причем обычно с целью упрощения задачи принимаются дополнительные допущения. Кроме того, значения метеорологических факторов, как и некоторых других параметров математической модели, всегда определяются с некоторой погрешностью. Поэтому возникает проблема построения такой системы управления, которая обеспечивала бы некоторую заданную или максимальную точность программного поведения системы при определенном уровне помех. В этом случае в нашей задаче может появиться новый функционал, например дисперсия температуры в некоторой точке системы.

Таким образом, задачи оптимального управления параметрами системы охлаждения требуется решать в условиях неопределенности и с учетом присутствия случайных возмущений. Такие задачи являются предметом исследования в теории синтеза оптимальных систем управления. Не вдаваясь в подробности, отметим только, что решение общей задачи синтеза представляет собой чрезвычайно сложную проблему, и в настоящее время нет достаточно общих методов, гарантирующих на этом пути получение положительных результатов.

7.3. ПРИМЕРЫ ФОРМУЛИРОВОК ОПТИМИЗАЦИОННЫХ ЗАДАЧ ДЛЯ ВОДОХРАНИЛИЩ-ОХЛАДИТЕЛЕЙ

Как уже было отмечено, при оптимизации системы охлаждения ТЭС и АЭС в качестве целевой функции главным образом можно использовать две величины – температуру воды на водозаборе станции и переменную, количественно характеризующую тепловый сброс (например, циркуляционный расход). Выбор того или иного типа целевой функции не имеет принципиального значения с точки зрения структуры оптимизационной постановки, но при этом возможности решения практических задач, по-видимому, могут быть различны. В приводимых ниже примерах в качестве целевой функции для определенности используется параметр $T_{заб}$, хотя возможны аналогичные оптимизационные постановки, в которых максимизируется количество сбрасываемой теплоты.

Определение оптимальных параметров гидротехнических сооружений. Рассмотрим два примера оптимизации охлаждения в водохранилище-охладителе, которая достигается путем выбора соответствующих параметров гидротехнических сооружений.

Пусть в целях повышения эффективности охлаждения в водоеме, представленном на рис. 7.1, предполагается построить струенаправляющую дамбу некоторой длины L_d .

Решение оптимизационной задачи в этом случае будет адекватно определению значения L_d , обеспечивающего при заданном тепловом сбросе и некоторых фиксированных метеорологических условиях минимальное значение температуры воды на водозаборе тепловой станции. Таким образом, в данной постановке целевой функцией является $T_{заб}$, а управляющей переменной L_d .

Ограничениями будут являться алгебраические уравнения, получающиеся в результате дискретизации системы стационарных уравнений гидротермики. Кроме того, дополнительными ограничениями могут быть условия недопустимости повышения температуры в некоторой части водоема S сверх некоторого нормативного предела $T_{норм}$ из-за экологических требований

$$T \leq T_{норм} \text{ для } T \in S, \quad (7.9)$$

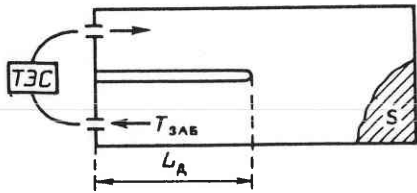


Рис. 7.1. Схема водохранилища со струенаправляющей дамбой

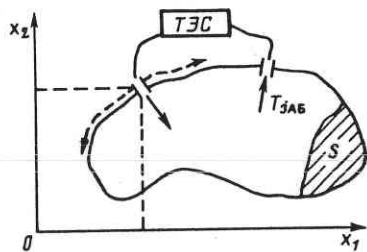


Рис. 7.2. К задаче об оптимальном расположении водовыпуска

а также ограничения на увеличение длины дамбы по экономическим соображениям

$$L_{д} \leq L_{д.э}. \quad (7.10)$$

Помимо этого, следует ввести естественные ограничения

$$T > 0; \quad (7.11)$$

$$L_{д} \geq 0. \quad (7.12)$$

В общем случае получаем задачу нелинейного программирования с ограничениями на фазовые и управляющие переменные.

В качестве другого примера рассмотрим задачу об определении оптимального расположения в плане водовыпускных сооружений при закрепленном водозаборе и фиксированном тепловом сбросе (рис. 7.2).

Местоположение водовыпуска в плане будем характеризовать координатами x_1, x_2 в прямоугольной системе координат, которые будут являться управлением. Целевой функцией и в данном случае будем считать температуру воды на водозаборе станции $T_{заб}$.

Систему ограничений составят: уравнения, получающиеся в результате дискретизации дифференциальных уравнений гидротермики; уравнение кривой, описывающей граничный контур водоема в плане,

$$f(x_1, x_2) = 0; \quad (7.13)$$

неравенство (7.11), выражающее естественное ограничение.

При комплексном использовании водоема могут появиться дополнительные ограничения типа (7.9).

Кроме того, поскольку удаление водовыпускных сооружений от местоположения ТЭС требует дополнительных средств на строительство канала некоторой длиной L_K , перемещение водовыпуска вдоль границы водоема также может лимитироваться из экономических соображений

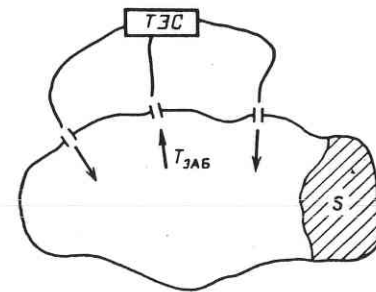
$$L_K(x_1, x_2) \leq L_{K.э}. \quad (7.14)$$

Отметим, что в принципе возможна также оптимизация и других параметров водовыпуска, например вектора скорости выпускаемой воды.

Так же как и в первом примере, в общем случае получаем задачу нелинейного программирования с ограничениями на фазовые и управляющие переменные.

Следует отметить, что рассмотренные выше оптимизационные задачи можно сформулировать и по-другому, используя в качестве целевой функции суммарный экономический эффект, в котором положительной составляющей будет являться экономия, получаемая от снижения температуры охлажденной воды, а отрицательной — затраты на строительство гидротехнических сооружений.

Рис. 7.3. Схема водохранилища-охладителя при наличии двух водовыпусков



Управление тепловым сбросом при наличии двух водовыпусков. Рассмотрим теперь случай, когда фиксированный тепловой сброс в водохранилище осуществляется с использованием двух водовыпусков (рис. 7.3).

Очевидно, что при возможности варьировать в некоторых пределах расходы воды, пропускаемые каждым из них, целесообразно при изменении метеорологических условий (например, направлении ветра) перераспределить общий расход так, чтобы температура воды на водозаборе была минимальной.

В качестве управления будем использовать коэффициент n_1 , равный отношению расхода, поступающего через первый водовыпуск, к общему циркуляционному расходу. Очевидно, n_1 есть функция времени, поэтому в данном случае приходим к задаче оптимального управления.

Минимизируемым функционалом будет среднее за некоторый период $[t_0, t_1]$ значение температуры воды на водозаборе

$$J(n_1, A) = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} T_{заб} [n_1(t), t, A(t)] dt, \quad (7.15)$$

где через A обозначена совокупность переменных состояния и внешних воздействий.

При дискретизации по времени вместо функционала (7.15) получаем скалярную функцию вида

$$J(n_1, A) = \sum_{i=0}^{N-1} T_{заб i} (n_i, A_i). \quad (7.16)$$

Следует отметить, что задание функционала J в виде (7.15) или (7.16) с последующим решением задачи оптимального управления возможно при наличии строго определенной информации об изменении метеорологических условий в течение интервала времени $[t_0, t_1]$. В противном случае придется решать задачу синтеза.

Данная постановка может быть дополнена следующими ограничениями:

ограничение на управление

$$1 - Q_2'/Q \leq n_1 \leq Q_1'/Q, \quad (7.17)$$

где Q_1', Q_2' — предельно допустимые значения расходов для первого и второго выпусков соответственно;

ограничения на изменения фазовых переменных

$$T \leq T_{норм} \text{ для } T \in S, \quad (7.18)$$

$$T > 0; \quad (7.19)$$

ограничение на изменение $T_{заб}$

$$T_{заб} \leq T_{заб.норм}, \quad (7.20)$$

где $T_{заб.норм}$ — нормативное значение $T_{заб}$, устанавливаемое из условий эффективной работы ТЭС.

Как и в ранее рассмотренных примерах, при решении данной задачи используется одна из математических моделей описания гидротермических процессов в водохранилище.

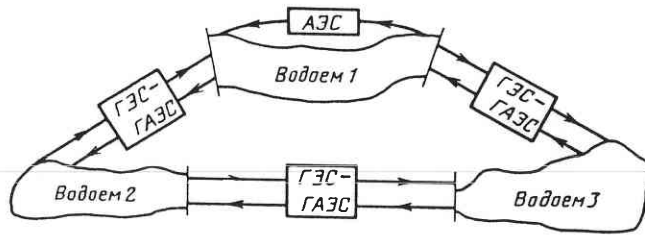


Рис. 7.4. Схема энергокомплекса, расположенного на трех водоемах

Отметим, что аналогичная задача может быть поставлена и при наличии нескольких водозаборов.

Управление расходами ГАЭС–ГАЭС в энергокомплексах. На рис. 7.4 приведена схема энергокомплекса, расположенного на трех водохранилищах. В его состав входят АЭС и три ГАЭС, причем в охлаждении теплового сброса АЭС принимают участие все три водоема.

Обычно в энергокомплексах ГАЭС–ГАЭС служат для снятия пиков мощности в графиках нагрузки. Будем считать, что энергокомплекс работает циклично с периодом, равным суткам. Предположим, что в вечерние часы необходимо дать некоторую дополнительную мощность N' , которую можно получить различными способами, используя в большей или меньшей степени каждую из трех ГАЭС. Критерием, позволяющим выбрать наилучший вариант совместной работы ГАЭС, может служить эффективность охлаждения циркуляционного расхода АЭС.

В результате приходим к задаче оптимального управления, в которой управлениями будут являться временные зависимости расходов воды Q_{ij} , поступающей из водоема i в водоем j . Для описания состояния системы необходимо использовать математическую модель гидротермических процессов во всех трех водоемах, построенную с учетом водообмена между ними.

В качестве минимизируемого функционала может быть использовано среднее за сутки значение температуры воды на водозаборе АЭС

$$J(Q_{ij}, A) = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} T_{заб}(Q_{ij}, t, A) dt, \quad i, j = 1, 2, 3, \quad (7.21)$$

где $t_1 - t_0 = 1$ сут.

Данная оптимизационная постановка должна включать следующие ограничения на управление:

условие, выражающее постоянство объемов каждого из водохранилищ,

$$\int_{t_0}^{t_1} \sum_{k=1}^3 [Q_{ki}(t) + Q_{ik}(t)] dt = 0, \quad i = 1, 2, 3; \quad (7.22)$$

условие получения необходимой пиковой мощности

$$N \left[\int_{t_0}^{t_1} Q_{ij}(t) dt \right] \geq N', \quad i, j = 1, 2, 3; \quad (7.23)$$

ограничения на изменения Q_{ij} по техническим возможностям

$$Q_{ij}(t) \leq Q'_{ij}, \quad i, j = 1, 2, 3. \quad (7.24)$$

Варианты ограничений на фазовые переменные аналогичны приведенным в предыдущих примерах.

7.4. ОПТИМИЗАЦИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

В связи с постоянным ростом мощностей тепловых и атомных электростанций, приводящим к увеличению теплового сброса, необходимый охлаждающий эффект часто можно получить только при совместном использовании нескольких охладителей различного типа, т.е. в комбинированной системе охлаждения. Например, возможны варианты совместной работы водохранилища и градирни или водохранилища и брызгального бассейна. При использовании таких систем охлаждения возникает задача их оптимизации, включающая выбор схемы подключения охладителей и определение оптимальных значений параметров.

Рассмотрим простейшую систему охлаждения, состоящую из двух охладителей. Будем считать, что охлаждение в них происходит по линейному закону (для реальных охладителей отклонение от линейности обычно невелико). Тогда можем записать

$$\Delta T_i = A_i T_{вхi} + B_i, \quad i = 1, 2, \quad (7.25)$$

где $\Delta T_i = T_{вхi} - T_{выхi}$ — разность между температурами на входе и выходе охладителей; A_i и B_i — некоторые известные коэффициенты, определяемые метеорологическими факторами.

Будем считать также, что значение коэффициента A_i находится внутри интервала $[0, 1]$. Это означает, что, во-первых, температурный перепад на охладителе увеличивается с ростом температуры на входе и, во-вторых, большей температуре на входе соответствует большая температура на выходе.

В принципе возможны три схемы совместной работы двух охладителей (рис. 7.5). Нетрудно показать, что температура охлажденной воды, поступающей в водозабор электростанции, может быть определена по формулам:

$$T_{заб} = \frac{\Delta T - nB_1 + A_2B_1n - B_2}{nA_1 + A_2 - A_1A_2n} - \Delta T; \quad (7.26)$$

для схемы 2

$$T_{заб} = \frac{\Delta T - nB_1 + A_1B_2n - B_2}{nA_1 + A_2 - A_1A_2n} - \Delta T; \quad (7.27)$$

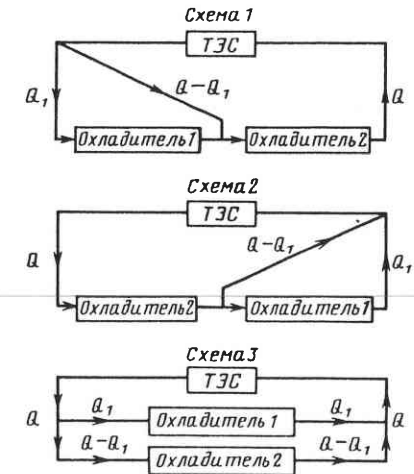
для схемы 3

$$T_{заб} = \frac{\Delta T - nB_1 - B_2 + nB_2}{nA_1 + A_2 - A_2n} - \Delta T, \quad (7.28)$$

где $n = Q_1/Q$ — отношение расхода воды, проходящего через охладитель 1, к циркуляционному расходу электростанции; ΔT — температурный перепад на конденсаторах турбин станции.

Оптимизационная задача для рассматриваемой системы охлаждения заключается в выборе схемы подключения охладителей, а также соотношения между расходами через каждый из них, которые бы обеспечили минимальное значение температу-

Рис. 7.5. Схемы совместной работы двух охладителей



ры воды на водозаборе электростанции (при заданных метеорологических факторах и тепловой нагрузке).

В качестве управления в данной задаче будет выступать коэффициент n , на изменение которого накладывается естественное ограничение ($0 \leq n \leq 1$). Следует отметить, что для изменения n могут быть установлены и более жесткие требования, исходя из технических возможностей каждого из охладителей. Могут быть также ограничены и изменения переменных состояния (см. § 7.2, 7.3).

Таким образом, в общем случае данная оптимизационная задача относится к задачам нелинейного программирования или оптимального управления.

Рассмотрим более простой случай, когда решение поставленной задачи сводится к поиску экстремума функции одного переменного. Будем считать режим установившимся, а из ограничений будем учитывать только естественное ограничение на изменение n .

Сравним попарно значения $T_{заб}$, вычисляемые по формулам (7.26) – (7.28), что дает возможность определить наиболее эффективную схему подключения охладителей. В результате получаем

$$T_{заб}^{(2)} > T_{заб}^{(1)} \text{ при } A_1 B_2 > A_2 B_1; \quad (7.29)$$

$$T_{заб}^{(3)} > T_{заб}^{(1)} \text{ при } \Delta T A_2 (1 - A_1) > (A_2 B_1 - A_1 B_2) [A_2 (1 - n) + n]; \quad (7.30)$$

$$T_{заб}^{(3)} > T_{заб}^{(2)} \text{ при } (1 - A_1) [A_2 \Delta T + n(A_1 B_2 - B_1 A_2)] > 0, \quad (7.31)$$

где числовой индекс при $T_{заб}$ соответствует схеме подключения охладителя (рис. 7.5).

Заметим, что для выполнения условий (7.29) – (7.31) достаточно, чтобы было

$$A_1 B_2 > A_2 B_1, \quad (7.32)$$

т.е. если выполнено (7.32), то

$$T_{заб}^{(3)} > T_{заб}^{(2)} > T_{заб}^{(1)}. \quad (7.33)$$

При этом следует иметь в виду, что в схемах 1 и 2 охладитель 2 на рис. 7.5 должен пропускать весь циркуляционный расход Q , а в схеме 3 каждый из охладителей может быть рассчитан на меньший расход.

Рассмотрим случай, когда одним из охладителей (охладитель 2 на рис. 7.5) является водохранилище. Для приближенного расчета температурного режима в водохранилище можно использовать следующие зависимости (см. гл. 3):

$$c\rho Q(T_1 - T_2) = \alpha_{\Sigma}(\bar{T} - T_p)\Omega; \quad (7.34)$$

$$T_2 = \bar{T} - \Pi_t(T_1 - T_2). \quad (7.35)$$

Преобразуя (7.34), (7.35), получаем соотношение, аналогичное (7.25),

$$T_1 - T_2 = A_2 T_1 + B_2, \quad (7.36)$$

где

$$A_2 = \frac{1}{\Pi - \Pi_t + 1}, \quad (7.37)$$

$$B_2 = -T_p A_2 = -T_p \frac{1}{\Pi - \Pi_t + 1}; \quad (7.38)$$

$$\Pi = \frac{c\rho Q}{\alpha_{\Sigma} \Omega} - \text{параметр теплообмена.}$$

Заметим, что из (7.34), (7.35) следует

$$c\rho Q(\bar{T} - T_2) = \alpha_{\Sigma} \Pi_t (\bar{T} - T_p)\Omega, \quad (7.39)$$

причем так как очевидно, что $T_2 \geq T_p$, то

$$\Pi_t < \Pi, \quad (7.40)$$

откуда

$$A_2 \leq 1. \quad (7.41)$$

При этом равенство в (7.41) соответствует случаю, когда водохранилище охлаждает до минимально возможной температуры T_p .

Отметим также, что для водохранилища

$$AT_p + B = 0. \quad (7.42)$$

Если считать, что соотношение (7.42) приближенно выполняется и для другого охладителя, входящего в систему (охладитель 1 на рис. 7.5), то тогда

$$A_2 B_1 - A_1 B_2 = A_2 (A_1 T_p + B_1) = 0, \quad (7.43)$$

и как следует из предыдущего, для данной системы схемы 1 и 2 по охлаждающей способности равноценны, а при работе по схеме 3 температура на водозаборе выше (при одном и том же n).

Если предел охлаждения охладителя 1 ниже T_p , то $A_1 B_2 < A_2 B_1$ и схема 2 оказывается предпочтительнее схемы 1, а для схемы 3 все зависит от конкретных значений параметров.

Негрудно получить также представляющийся очевидным результат, что для схем 1 и 2 при увеличении n значение $T_{заб}$ уменьшается.

Рассмотрим вариант параллельного подключения охладителей. В этом случае вместо (7.37) и (7.38) имеем

$$A_2 = \frac{1}{\Pi(1-n) + 1 - \Pi_t}; \quad (7.44)$$

$$B_2 = -\frac{T_p}{\Pi(1-n) - \Pi_t + 1}. \quad (7.45)$$

Подставляя (7.44) и (7.45) в (7.28), получаем

$$T_{заб}^{(n)} = \frac{\sum_{k=2}^5 D_k n^k}{\sum_{k=0}^5 D_{k+3} n^k}, \quad (7.46)$$

где D_k ($k = 0, 1, \dots, 5$) – коэффициенты, не зависящие от n .

Анализ выражения (7.46) приведен в [101]. В частности, показано, что параллельное подключение дополнительного охладителя к водохранилищу повышает

общий охлаждающий эффект системы [при выполнении условия (7.42) для обоих охладителей], если

$$A_1 > \frac{1 - \Pi_t}{(1 - \Pi_t + \Pi)^2}, \quad (7.47)$$

причем в этом случае функция $T_{заб}(n)$ имеет на интервале $[0,1]$ минимум, который достигается при

$$n = 1 - \frac{\sqrt{1 - \Pi_t} [1 - \sqrt{A_1(1 - \Pi_t)}]}{\Pi \sqrt{A_1}}. \quad (7.48)$$

Соотношение (7.48) получено при условии постоянства параметра Π_t . Поэтому, для того чтобы значение n , рассчитанное по (7.48), соответствовало минимальному значению $T_{заб}$, необходимо одновременное выполнение условия нагруженности водохранилища-охладителя (см. § 5.4).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе рассмотрены основные вопросы, связанные с моделированием гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях тепловых и атомных электростанций.

Рост мощностей ТЭС и АЭС, повышение экологических требований, а также создание энергетических комплексов и использование новых схем технического водоснабжения выдвигают новые задачи прогноза и оптимизации гидротермических режимов в водохранилищах-охладителях, требуют дальнейшего совершенствования методов исследования на основе современных достижений численного и гидравлического моделирования, вычислительной и экспериментальной техники.

В связи с этим можно выделить следующие основные направления дальнейших исследований в области моделирования гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях:

развитие математических моделей движения и качества воды в водоемах и водотоках и методов их численной реализации с использованием современных ЭВМ;

использование методов теории идентификации в целях повышения адекватности математических моделей и информативности натурных исследований;

постановка и решение оптимизационных задач на основе различных гидрофизических, экологических и экономических моделей системы электростанция – водоем;

развитие стохастических моделей изучаемых процессов, в наибольшей мере отвечающих характеру исходной информации, и на их основе – постановка и решение задач теории надежности систем технического водоснабжения ТЭС и АЭС;

развитие методов физического моделирования гидротермических процессов, методики и техники экспериментальных исследований на физических моделях и натуральных объектах;

повышение роли комплексных исследований, сочетающих преимущества численного и гидравлического моделирования.

Список литературы

1. Аверкиев А.Г., Макаров И.И., Синотин В.И. Бесплотинные водозаборные сооружения. М.: Энергия, 1969. 163 с.
2. Алифанов О.М. Идентификация процессов теплообмена летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1979. 216 с.
3. Аникеенко А.М., Литвин О.Н. Решение нестационарной задачи переноса методом конечных элементов. – Инж.-физ. журн., 1979, т. 36, № 6, с. 1080–1088.
4. Аникеенко А.М., Литвин О.Н., Шеренков И.А. Использование метода конечных элементов для решения уравнения переноса. – Водные ресурсы, 1981, № 3, с. 80–84.
5. Бабе Г.Д., Можарова З.П. Об одном численном методе определения коэффициента диффузии. – В кн.: Математическое моделирование и экспериментальное исследование процессов тепло- и массообмена. Якутск: Якут. фил. СО АН СССР, 1979, с. 48–53.
6. Бабурин Б.Л., Кудояров Л.И. Значение гидроэнергетики в европейской части СССР на современном этапе. – Гидротехническое строительство, 1974, № 6, с. 2–3.
7. Безызвестных А.В. Основные теоретические предпосылки и практика приближенного теплового моделирования водохранилищ-охладителей. – В кн.: Тр. совещания по современным методам расчета и моделирования температурных полей водоемов. Л.: Гидрометеоздат, 1966, с. 74–104.
8. Бернадский Н.М., Проскураков Б.В. Теория и практика расчета прудов-охладителей. М.–Л.: Госэнергоиздат, 1933. 83 с.
9. Божич С.П., Киссин В.А., Прудовский А.М. Оптимизация гидротермического режима низкопотенциального комплекса ТЭС и АЭС с учетом охраны окружающей среды. – Тр. Гидропроекта, 1983, вып. 91, с. 60–66.
10. Браславский А.П., Кумарина М.Н. Выбор оптимального режима работы системы охладителей воды Старобешевской ГРЭС. – Труды IV гидрологического съезда, т. 5. Гидрометеоздат, 1975, с. 182–192.
11. Браславский А.П., Кумарина М.Н. О термическом расчете водохранилищ-охладителей. – Тр. КазНИГМИ, 1978, вып. 68, с. 85–142.
12. Браславский А.П., Чистяева С.П. Расчет испарения с поверхности озера Балхаш по усовершенствованной методике. – Тр. КазНИГМИ, 1978, вып. 68, с. 3–45.
13. Бреббия К., Уокер С. Применение метода граничных элементов в технике/Пер. с англ. М.: Мир, 1982. 248 с.
14. Васильев О.Ф., Волкова Г.Б., Квон В.И. Численный расчет гидротермического режима водоемов-охладителей ТЭС и АЭС. – Тр. коорд. совещаний по гидротехнике, 1977, вып. 115, с. 59–64.
15. Васильев О.Ф., Квон В.И. О теоретическом описании гидротермических явлений в водоемах-охладителях. – В кн.: Проблемы теплофизики и физической гидродинамики. Новосибирск: Наука, 1974, с. 100–111.
16. Васильев О.Ф., Квон В.И., Бронштейн А.М. Опыт применения метода математического моделирования гидротермических процессов при проектировании водоемов-охладителей. – Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Гидроаэротермические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций/ВНИИГ, Л., 1985, с. 9–13.
17. Васильев О.Ф., Квон В.И., Макаров И.И. Гидротермический режим водоемов-охладителей тепловых и атомных электростанций. – Изв. АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт, 1976, № 4, с. 102–111.
18. Васильев О.Ф., Квон В.И., Чернышева Р.Т. Температурно-стратифицированное течение в водоеме вытянутой формы. – Гидротехническое строительство, 1974, № 4, с. 35–38.
19. Васильев О.Ф., Чернышева Р.Т. Численное моделирование волнового течения стратифицированной жидкости в канале. – В кн.: Численные методы механики сплошной среды. Новосибирск: ВЦ СО АН СССР, 1975, т. 6, № 3, с. 29–37.
20. Вершик Р.Е. Прогноз стратификации и перемешивания в водохранилищах-охладителях ТЭС и АЭС. – Изв. ВНИИГ, 1981, т. 153, с. 26–32.
21. Воеводин А.Ф., Никифоровская В.С. Численный метод решения некоторых обратных задач гидравлики. – Водные ресурсы, 1981, № 3, с. 114–119.
22. Волкова Г.Б., Квон В.И., Филатова Т.Н. Численное моделирование ветровых течений в Чудском озере. – Водные ресурсы, 1981, № 3, с. 91–100.
23. Вольцингер Н.Е., Пясковский Р.В. Теория мелкой воды. Океанологические задачи и численные методы. Л.: Гидрометеоздат, 1977. 207 с.
24. Востржел Г.В. Методика гидротермического исследования водохранилищ-охладителей на моделях. – Тр. коорд. совещаний по гидротехнике, 1967, вып. 32, с. 6–26.
25. Востржел Г.В. Условия, определяющие подобие гидравлического и гидротермического режимов водохранилищ-охладителей. – Изв. ВНИИГ, 1966, т. 82, с. 25–39.
26. Гарнич Н.Г., Китайгородский С.А. О скорости заглупления квазиоднородного слоя. – Изв. АН СССР. Сер. Физика атмосферы и океана. 1977, т. 13, № 12, с. 1287–1295.
27. Гладышев М.Т. Численное моделирование неустановившихся течений в открытых руслах. – Водные ресурсы, 1981, № 3, с. 119–125.
28. Гроп Д. Методы идентификации систем: Пер. с англ. М.: Мир, 1979. 302 с.
29. Губин М.Ф. Экономическая эффективность гидроаккумулирования в крупных энергосистемах. – Итоги науки и техники. Серия Гидроэнергетика. М.: ВИНТИ АН СССР, 1979, т. 4, 96 с.
30. Губин Ф.Ф. Проблемы использования ГАЭС в энергетике страны и повышение их экономичности. – Сб. трудов МИСИ. Сооружения, оборудование и режимы работы ГЭС, ГАЭС и насосных станций, 1975, № 122, с. 8–14.
31. Гухман А.А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло-массообмена. М.: Высшая школа, 1967. 303 с.
32. Давыдова О.Г., Милитеев А.Н., Школьников С.Я. Математическое моделирование водоемов-охладителей ТЭС и АЭС. – Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Гидроаэротермические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций/ВНИИГ, Л., 1985, с. 13–20.
33. Доценко Т.П. Южно-Украинский энергетический комплекс. – Теплоэнергетика, 1982, № 7, с. 5–8.
34. Доценко Т.П., Зерюков В.И. Энергетические комплексы, предпосылки создания и народнохозяйственная эффективность. – Тр. Гидропроекта, 1978, вып. 55, с. 50–64.
35. Доценко Т.П., Осадчук В.А., Зерюков В.И. Принципиальные проблемы создания энергокомплексов. – В кн.: Сб. научных трудов Гидропроекта. Перспективы гидроэнергетического и водохозяйственного строительства и технико-экономические вопросы проектирования и исследований в области гидроэнергетики. М., 1979, с. 29–37.
36. Дрижюс М.-Р.М., Перлиба Б.К., Жукаускас А.А. Применение модели дисперсии для расчета охлаждающей способности водохранилища-охладителя. – Тр. АН Лит. ССР. Сер. Б, 1981, т. 3, (124), с. 47–55.
37. Дрижюс М.-Р.М., Марцинкус К.К., Перлиба Б.К. Метод расчета охлаждающей способности стратифицированного водохранилища-охладителя. – Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Гидроаэротермические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций/ВНИИГ, Л., 1985, с. 24–28.

38. Дудников А.Н., Макаров И.И., Шайдунов В.В. Обработка экспериментальных данных с пространственных гидротермических моделей водохранилищ-охладителей ТЭС и АЭС. Красноярск: ВЦ СО АН СССР, 1982. 30 с.
39. Еременко Е.В., Синельников В.С., Селюк Н.И. К расчету влияния сброса теплых вод на температурный режим водохранилищ в условиях ветрового течения. — В кн.: Влияние тепловых электростанций на гидрологию и биологию водоемов. Борок, 1974, с. 51–55.
40. Жидких В.М. Перемешивание воды и назначение коэффициента теплопроводности в гидротермических расчетах. — Тр. ГГИ, 1972, вып. 192, с. 165–181.
41. Жидких В.М. Расчет коэффициента турбулентного обмена в водохранилищах при ветровом волнении. — Сб. докладов по гидротехнике, 1966, вып. 7, с. 53–60.
42. Жидких В.М. Расчет коэффициента турбулентной теплопроводности при ветровых течениях в водохранилищах. — Тр. коорд. совещаний по гидротехнике, 1968, вып. 42, с. 306–316.
43. Игнатова Г.Ш., Квон В.И. Одномерная модель сезонного термоклина в озерах. — Водные ресурсы, 1979, № 6, с. 118–127.
44. Идентификация моделей гидравлики/Г.Д. Бабе, Э.А. Бондарев, А.Ф. Воеводин, М.А. Каниболотский. — Новосибирск: Наука, 1980, 160 с.
45. Калацкий В.И. Влияние устойчивой стратификации на образование изотермического слоя в океане. — Тр. ГМЦ СССР, 1973, вып. 127, с. 70–79.
46. Караушев А.В. Проблемы динамики естественных водных потоков. Л.: Гидрометеиздат, 1960. 392 с.
47. Квон В.И. Гидротермический расчет водоемов-охладителей. — Изв. АН СССР. Сер.: Энергетика и транспорт, 1979, № 5, с. 129–138.
48. Квон В.И. Температурно-стратифицированное течение в проточном водоеме. — Метеорология и гидрология, 1979, № 6, с. 74–80.
49. Кириллова Т.В. Радиационный режим озер и водохранилищ. Л.: Гидрометеиздат, 1970. 253 с.
50. Кобзарь А.И. Математическая модель процесса смешения при поверхностном сбросе подогретых вод в глубокие и относительно вытянутые водоемы. — Тр. коорд. совещаний по гидротехнике, 1977, вып. 115, с. 99–103.
51. Коздоба Л.А., Круковский П.Г. Методы решения обратных задач теплопереноса. Киев: Наукова думка, 1982. 360 с.
52. Конвиз В.С. Проблема выбора площадок для АЭС с учетом перспективы создания крупных энергокомплексов. — Энергетическое строительство, 1976, № 11–12, с. 49–51.
53. Коннор Дж., Бреббиа К. Метод конечных элементов в механике жидкости: Пер. с англ. Л.: Судостроение, 1979. 264 с.
54. Костин А.Г., Доманов В.Н. Коэффициент теплоотдачи испарением для тепловых расчетов водохранилищ-охладителей. — Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Гидроаэротермические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций/ВНИИГ, Л., 1985, с. 43–45.
55. К расчету полей скорости и примесей в водохранилищах с учетом действия плотностной стратификации/А.И. Кобзарь, В.М. Кузьменко, А.П. Нетюхайло и др. — Тр. IV Всесоюзного гидрологического съезда. Т. 5. Гидрология озер, водохранилищ и устьев рек. Л.: Гидрометеиздат, 1975, с. 243–252.
56. Кузьменко В.М., Нетюхайло А.П., Шеренков И.А. Приближенный метод расчета системы водохранилищ, работающих в условиях резкой гидродинамической нестационарности. — Тр. коорд. совещаний по гидротехнике, 1977, вып. 115, с. 103–106.
57. Лавриненко Л.И. Моделирование распространения тепла и загрязняющих веществ в мелководных водоемах при установившемся движении. — Гидравлика и гидротехника. Киев, 1981, вып. 32, с. 37–43.
58. Леви И.И. Моделирование гидравлических явлений. Л.: Энергия, 1967. 235 с.
59. Линейкин П.С. Теория главного термоклина. (Обзор.) — Океанология, 1974, т. 14, с. 965–981.
60. Лятхер В.М. Термический расчет пруда-охладителя по времени пребывания воды в пределах пруда. — Тр. коорд. совещаний по гидротехнике, 1961, вып. 1, с. 11–30.
61. Лятхер В.М., Милитеев А.Н. Гидравлические исследования численными методами. — Водные ресурсы, 1981, № 3, с. 60–79.
62. Лятхер В.М., Милитеев А.Н., Яшин В.Н. Исследование численными методами распространения примеси в неглубоких водоемах. — Водные ресурсы, 1979, № 4, с. 152–162.
63. Лятхер В.М., Прудовский А.М. Гидравлическое моделирование. М.: Энергоатомиздат, 1984. 390 с.
64. Макаров И.И. Анализ коэффициентов, характеризующих инженерные схемы использования водохранилищ-охладителей. — Изв. ВНИИГ, 1980, т. 143, с. 3–11.
65. Макаров И.И. Схема технического водоснабжения тепловых и атомных электростанций из крупных водоемов комплексного использования. — Изв. ВНИИГ, 1981, т. 153, с. 9–18.
66. Макаров И.И., Кинд К.Я., Кривошеина М.Б. К вопросу о сбросах вод в температурно-стратифицированные водоемы комплексного использования. — Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Комплексное использование водохранилищ ТЭС и охрана окружающей среды/ВНИИГ, М., 1979, с. 154–157.
67. Макаров И.И., Соколов А.С., Шульман С.Г. Исследование гидротермического режима в водохранилищах-охладителях методом конечных элементов. — Изв. ВНИИГ, 1983, т. 168, с. 35–39.
68. Марчук Г.И. Математическое моделирование в проблеме окружающей среды. М.: Наука, 1982. 320 с.
69. Математические модели для расчета динамики и качества сложных водных систем/З.Н. Добровольская, Г.П. Епихов, П.П. Корявов, Н.Н. Моисеев. — Водные ресурсы, 1981, № 3, с. 33–51.
70. Математическое моделирование поверхностной турбулентности в океане/Г.И. Марчук, В.П. Кочергин, В.И. Климок, В.А. Сухоруков. — Изв. АН СССР. Сер. Физика атмосферы и океана, 1976, т. 12, № 8, с. 841–850.
71. Методические рекомендации к расчету водохранилищ-охладителей ТЭС: П-33-75/ВНИИГ. Л.: Энергия, 1976. 34 с.
72. Методические рекомендации по гидротермическому моделированию и расчету водохранилищ-охладителей: П-026-69. Л.: Энергия, 1972. 78 с.
73. Милитеев А.Н. Исследование распространения теплой воды, сбрасываемой в мелкие водоемы. — Водные ресурсы, 1981, № 4, с. 77–90.
74. Милитеев А.Н. О расчете гидротермического режима нестратифицированных водоемов-охладителей. — Энергетическое строительство, 1979, № 3, с. 47–51.
75. Митчелл Э., Уэйт Р. Метод конечных элементов для уравнений с частными производными: Пер. с англ. М.: Мир, 1981. 216 с.
76. Михайлов Л.П., Золотов Л.А., Карелин В.Я. Гидравлика в проектировании и эксплуатации электрических станций. — Гидротехническое строительство, 1979, № 7, с. 39–43.
77. Моисеев Н.Н. Численные методы в теории оптимальных систем. М.: Наука, 1971. 424 с.
78. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. Ч. 1. М.: Наука, 1965. 640 с.
79. Мур Д.К., Джалурия Я. Влияние электростанций на термический цикл озер. — Тр. американского общества инженеров-механиков. Теплопередача. Серия С., 1972, т. 94, № 2, с. 40–47.
80. Нетюхайло А.П. К динамической устойчивости плотностных потоков с прямой температурной стратификацией. — Водоснабжение, канализация, гидротехнические сооружения. Киев, 1967, вып. 4, с. 13–18.

81. Нетюхайло А.П. Математическая модель турбулентного обмена импульсом и теплом в температурно-стратифицированных жидкостях. — Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Гидроаэротермические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций/ВНИИГ, Л., 1985, с. 37–43.
82. Нетюхайло А.П. Численное моделирование процессов турбулентного обмена в течениях с поперечным сдвигом. — Гидравлика и гидротехника. Киев, 1983, 36, с. 11–17.
83. Никитин И.К. Сложные турбулентные течения и процессы теплопереноса. Киев: Наукова думка, 1980. 240 с.
84. Никитин И.К., Доманов В.Н., Костин А.Г. Метод расчета охлаждающей способности водоемов-охладителей с учетом трансформации и стратификации воздушного приводного слоя. — В кн.: Стратифицированные и турбулентные течения. Киев: Ин-т гидромеханики АН УССР, 1979, с. 128–136.
85. Никитин И.К., Костин А.Г., Доманов В.Н. Тепловой расчет водоема-охладителя с учетом трансформации и плотностной стратификации воздушного потока над его поверхностью. — Тр. коорд. совещаний по гидротехнике, 1977, вып. 115, с. 79–84.
86. Оптимизация конденсаторов и водохранилищ-охладителей мощных паротурбинных электростанций/Л.Д. Берман, Л.С. Попырин, Я.М. Рубинштейн и др. — Теплоэнергетика, 1974, № 5, с. 52–56.
87. Оптимизация низкопотенциального комплекса атомных электростанций со смешанной системой оборотного водоснабжения/Л.Д. Берман, Л.С. Попырин, С.Л. Зисман и др. — Теплоэнергетика, 1978, № 4, с. 38–42.
88. Пехович А.И., Жидких В.М. Лабораторные исследования свободно-конвективного перемешивания в водохранилищах. — Изв. ВНИИГ, 1969, т. 90, с. 259–274.
89. Походзей Б.Б., Филатова Т.Н. Расчет поля температур, зон теплового влияния и "теплового загрязнения" в водоемах и водотоках при сбросе в них подогретых вод. — Тр. ГГИ, 1976, вып. 231, с. 207–227.
90. Правила охраны поверхностных вод от загрязнения сточными водами. М., 1975. 38 с.
91. Прудовский А.М., Киссин В.А., Магидман П.П. Особенности гидротермического режима водохранилищ-охладителей энергокомплеса, включающего АЭС, с оборотно-прямоточной схемой водоснабжения. — Тр. Гидропроекта, 1978, вып. 57, с. 140–148.
92. Рекомендации по термическому расчету водохранилищ: П78-79/ВНИИГ. Л., 1979. 74 с.
93. Розовский И.Л., Шабрин А.Н., Константинов С.И. Изучение перемешивания пресной и соленой воды при пространственном растекании пресной струи в нестационарных условиях. — Гидромеханика, Киев, 1977, № 36, с. 98–103.
94. Россинский К.И. Термический режим водохранилищ. М.: Наука, 1975. 168 с.
95. Роуч П. Вычислительная гидродинамика: Пер. с англ. М.: Мир, 1980. 616 с.
96. Рубан А.И. Идентификация нелинейных динамических объектов на основе алгоритма чувствительности. Томск: Томский университет, 1975. 270 с.
97. Сакалаускас Э. Идентификация параметров бассейна-охладителя электрической станции. — Статистические проблемы управления. Вильнюс, 1981, № 53, с. 109–114.
98. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов: Пер. с англ. М.: Мир, 1979. 392 с.
99. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1981. 447 с.
100. Симбирский Д.Ф. Температурная диагностика двигателей: Пленочная термометрия и оптим. оценки. Киев: Техника, 1976. 208 с.
101. Соколов А.С. Оптимизация комбинированной системы охлаждения ТЭС, 1983, Деп. в Информэнерго, № 1324эн-Д83. 15 с.
102. Соколов А.С. Прогнозирование теплового режима водоемов энергокомплесов. — Изв. ВНИИГ, 1981, т. 153, с. 45–49.
103. Соколов А.С. Расчет гидротермического режима водохранилищ-охладителей в приближении плановой задачи. — Изв. ВНИИГ, 1985, т. 186, с. 70–74.
104. Соколов А.С. Численное моделирование гидротермического режима водоемов-охладителей на основе уравнений мелкой воды. — Изв. ВНИИГ, 1984, т. 175, с. 7–10.
105. Соколов А.С., Софронова В.В., Шульман С.Г. Идентификация математических моделей гидротермических процессов в водохранилищах-охладителях. — Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Гидроаэротермические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций/ВНИИГ, Л., 1985, с. 28–32.
106. Соколов А.С., Шульман С.Г. Идентификация параметров двумерных моделей теплопереноса в водоемах. — В сб.: Проблемы гидромеханики в освоении океана. Ч. 1. Гидро-термодинамика стратифицированных течений и пограничный слой. Киев, 1984, с. 149–150.
107. Соколов А.С., Шульман С.Г. Решение обратных плановых задач теплопереноса для водохранилищ-охладителей методом конечных элементов. — Изв. ВНИИГ, 1984, т. 175, с. 3–7.
108. Соколов А.С., Шульман С.Г. Решение плановых задач гидротермики водохранилищ-охладителей методом конечных элементов. — Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Гидроаэротермические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций/ВНИИГ, Л., 1985, с. 21–24.
109. Софронова В.В. Оценка параметров одномерного уравнения теплопереноса в водоеме. — Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Гидроаэротермические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций/ВНИИГ, Л., 1985, с. 32–36.
110. Софронова В.В., Шульман С.Г. Идентификация параметров уравнения теплового баланса водохранилища. — Изв. ВНИИГ, 1984, т. 175, с. 11–15.
111. Сундарам Т., Рем Р. Влияние теплового сброса на стратификационный цикл озер. — Ракетная техника и космонавтика, 1972, т. 10, № 2, с. 117–126.
112. Толмазин Д.М. Расчеты течений, параметров турбулентности и распределения соленых вод в мелком водоеме. — Водные ресурсы, 1975, № 6, с. 138–155.
113. Трубина Е.К., Олешкевич Л.П. Некоторые особенности гидравлики водохранилищ-охладителей по данным натуральных исследований. — Изв. ВНИИГ, 1969, т. 90, с. 235–252.
114. Указания по расчету испарения с поверхности водоемов. Л.: Гидрометеоздат, 1969. 84 с.
115. Фарфоровский Б.С. Натурные исследования прудов-охладителей. — Водоснабжение и санитарная техника, 1959, № 12, с. 19–22.
116. Фарфоровский В.Б. Исследования водохранилищ-охладителей на гидротермических моделях в условиях неустановившегося режима. — Изв. ВНИИГ, 1978, т. 126, с. 64–70.
117. Фарфоровский В.Б. Особенности моделирования гидротермического режима водохранилищ энергокомплесов. — Изв. ВНИИГ, 1981, т. 153, с. 49–55.
118. Фельзенбаум А.И. Простейшие модели океана в проблеме взаимодействия океана и атмосферы. — ДАН СССР, 1976, т. 227, № 6, с. 1347–1349.
119. Форсайт Дж., Малькольм М., Моулер К. Машинные методы математических вычислений: Пер. с англ. М.: Мир, 1980. 277 с.
120. Шеренков И.А. Некоторые результаты сопоставления модельных и натуральных исследований водохранилища-охладителя Старо-Бешевской ГРЭС. — Тр. коорд. совещаний по гидротехнике, 1967, вып. 32, с. 194–206.
121. Шеренков И.А. Прикладные плановые задачи гидравлики спокойных потоков. М.: Энергия, 1978. 240 с.

122. Шеренков И.А., Нетюхайло А.П., Тележкин Э.Д. Условия образования плотностных течений в области совмещенного водовыпуска с водозабором ТЭС и АЭС. — Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Гидроаэротермические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций/ВНИИГ, Л., 1985, с. 218–222.
123. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ: Пер. с англ. М.: Мир, 1982. 238 с.
124. Эббот М.Б. Гидравлика открытого потока: Пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1983. 272 с.
125. Эйкхофф П. Основы идентификации систем управления. Оценивание параметров и состояний: Пер. с англ. М.: Мир, 1975. 683 с.
126. Кавамото М. Исследование перемешивания теплых вод ТЭС и АЭС. — *Хатцудэн суйреку*, 1977, № 148, с. 14–28.
127. Beck J. Calculation of thermal diffusivity from temperature measurements. : *Journal of Heat Transfer*, ASME, Ser. C, 1963, v. 85, N 2, p. 181–182.
128. Becker L., Yeh W.W.-G. Identification of parameters in unsteady open channel flows. — *Water Resour. Res.*, 1972, v. 8, N 4, p. 956–965.
129. Bheema Rau A.V. Power generation complex at Ukai. — *Indian Journal of Power and River Valley Develop.*, 1977, v. 27, N 1, p. 31–35.
130. Brocard D.N., Jirka G.H., Harleman D.R.F. A model for the convective circulation in side arms of cooling lakes. — Department of Civil Engineering, MIT, 1977, Rep. N 223.
131. Dake J.M.K., Harleman D.R.F. Thermal stratification in lake: analytical and laboratory studies. — *Water Resour. Res.*, 1969, v. 5, N 2, p. 484–495.
132. Edinger J.E., Duttweiler D.W., Gejer J.C. The response of water temperatures to meteorological conditions. : *Water Resour. Res.*, 1968, v. 4, N 5, p. 18–23.
133. Ellison T.H., Turner J.S. Turbulent entrainment in stratified flows. — *J. Fluid Mech.*, 1959, v. 6, N 3, p. 423–448.
134. Harleman D.R.F. Hydrothermal analysis of lakes and reservoirs. — *Journ. of the Hydr. Div., ASCE*, 1982, v. 108, N HY3, p. 302–325.
135. Harleman D.R.F., Jirka G.H. Analysis and design of cooling ponds. Lecture Notes for the International Advanced Course "Heat Disposal from Power Generation", Dubrovnik, 1976, Lecture 7. 97 p.
136. Harleman D.R.F., Stolzenbach K. Fluid mechanics of heat disposal from power generation. — *Annual Review of Fluid Mechanics*, Palo Alto, 1972, v. 4, p. 22–31.
137. High-head pumped storage cools its nuclear partner. — *Engineering News-Record*, 1977, v. 198, N 17, p. 20–21.
138. Jobson H.E. Thermal model for evaporation from open channels. — *Proc. XVII IAHR Congr., Baden-Baden*, 1977, v. 2, p. 95–102.
139. Jirka G.H. Near field analysis — shallow submerged jets and multipoint diffusers. Lecture Notes for the International Advanced Course "Heat Disposal from Power Generation", Dubrovnik, 1976, Lecture 4. 72 p.
140. Jirka G.H., Watanabe M. Thermal structure of cooling ponds. — *J. Hydraulics Division, ASCE*, 1980, v. 106, N 5, p. 701–716.
141. Kato H., Phillips O.M. On the penetration of a turbulent layer into stratified fluid. — *J. Fluid Mech.*, 1969, v. 37, pt 4, p. 643–655.
142. Keulegan G.H. Interfacial instability and mixing in stratified flows. — *J. of Res. Nat. Bur. Stand.*, 1949, v. 43, N 5, p. 19.
143. Koh R.C.Y. On buoyant jets. — *Proc. XIV IAHR Congr., Paris*, 1971, v. 1, p. 145–156.
144. Lean G.H., Whillock A.Z. The behavior of a warm water layer flowing over still water. — *Proc. XI IAHR Congr., Leningrad*, 1965, v. 2, p. 2.9–2.10.
145. Lin A.C., Yeh W.W.-G. Identification of parameters in inhomogeneous aquifer by use of the maximum principle of optimal control and quasi-linearization. — *Water Resour. Res.*, 1974, v. 10, N 4, p. 829–838.
146. Mathematical predictive models for cooling ponds and lakes. Part A. Model development and design considerations./G.H. Jirka, M. Watanabe, K.H. Octavio, C.F. Cerco, D.R.F. Harleman.— Department of Civil Engineering, MIT, 1978, Rep. N 238. 200 p.
147. Mellor G.L., Durbin P.A. The structure and dynamics of the ocean surface mixed layer. — *Journal Phys. Oceanography*, 1975, v. 5, N 4, p. 718–728.
148. Mellor G.L., Yamada T. A hierarchy of turbulence closure models for planetary boundary layers. — *Journal Atmos. Sci.*, 1974, v. 31, N 7, p. 1791–1806.
149. Munk W.H., Anderson E.R. Notes on the theory of the thermocline. — *Journal Marine Res.*, 1948, v. 7, N 3, p. 276–295.
150. Needler G.T. A model for thermocline circulation in an ocean of finite depth. — *Journal Marine Res.*, 1967, v. 25, N 3, p. 329–342.
151. Parantscheff Ch. Die Mehrzweckfunktion von Pumpspeicher- und Kernkraftwerken bei gemeinsamer Auslegung. — *ÖZE*, 1978, v. 31, N 6, S. 187–191.
152. Stolzenbach K. Near-field analysis buoyant surface discharges. — *Lecture Notes for the International Advanced Course "Heat Disposal from Power Generation"*, Dubrovnik, 1976, Lecture 3. 56 p.
153. Study on adaptability of prediction method of simulation analysis for diffusion of discharged warm water in the sea./A.Wada, N. Katano, M. Kadoyu, H. Araki. — *Techn. Rep. Cent. Res. Inst. of Electric Power Industry*, Abiko City, Japan, August 1975. 88 p.
154. Takashi A., Tomai N. Turbulent entrainment in stratified flow. — Department of Civil Engineering, University of Tokyo, Collected Papers, 1981, v. 19, p. 445–456.
155. Wada A. Study of thermal diffusion in a two-layer sea caused by outfall of cooling water. — *Int. Symp. on Stratified Flows*, Novosibirsk, 1972, Paper 21. 16 p.
156. Watanabe M., Harleman D.R.F. A mathematical model of stable stratified cooling pond. — *Proc. XVII IAHR Congr., Baden-Baden*, 1977, v. 2, p. 67–74.
157. Watanabe M., Harleman D.R.F., Connor J.J. Finite element model for transient two-layer cooling pond behaviour. — Department of Civil Engineering, MIT, 1975, Rep. N 202. 285 p.
158. Widomski A. Przykład obliczen hydrotermicznych jeziora podgrzanego w elozonych warunkach hydrodynamicznych. — *Gospodarka Wodna*, 1979, N 4, s. 107–111.
159. Wojcicki S. Proba okreslenia efektow ochlodzenia wody w zbiornikach. — *Gospodarka Wodna*, 1968, N 7, s. 245–247.
160. Yeh G.T., Verma A.P., Lai F.-H. Unsteady temperature prediction for cooling ponds. — *Water Resour. Res.*, 1973, v. 9, N 6, p. 1555–1564.
161. Young D.L. Hydrothermal modelling by the finite element method. — *Proc. Int. Conf. Water Resour. Develop., Taipei*, 1980, v. 1, p. 283–303.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие	3
Глава 1. Формирование гидротермического режима в водотоках и водоемах при выпуске подогретой воды	6
1.1. Систематизация гидротермических процессов при выпуске подогретых вод в водотоки и водоемы	6
1.2. Основные факторы, определяющие гидротермический режим в ближней зоне у водовыпуска	13
1.2.1. Определение коэффициентов перемешивания и разбавления.	17
1.2.2. Определение коэффициента вертикального вовлечения	19
1.2.3. Определение геометрических параметров струи в ближней зоне.	22
1.3. Параметры, определяющие температурную стратификацию в водохранилищах-охладителях	26
1.4. Нормирование температурного режима в водоемах-охладителях.	30
Глава 2. Математические модели гидротермических процессов в водоемах-охладителях	32
2.1. Метод математического моделирования	32
2.2. Уравнения гидродинамики	34
2.3. Уравнение теплопереноса	38
2.4. Системы уравнений гидротермики	43
2.5. Методы решения задач гидротермики	45
2.6. Трехмерные модели	48
2.7. Плоские модели	54
2.8. Плановые модели	57
2.9. Одномерные модели	66
2.10. О коэффициентах турбулентного обмена и гидродинамической дисперсии	69
Глава 3. Расчет водоемов-охладителей на основе уравнения теплового баланса.	75
3.1. Уравнение теплового баланса водохранилища-охладителя	75
3.2. Определение коэффициентов теплоотдачи испарением и конвекцией	79
3.3. Учет трансформации метеорологических элементов над подогретым водоемом	81
3.4. Метод расчета водоема-охладителя с применением коэффициента использования	85
3.5. Метод расчета водоема-охладителя с использованием коэффициента разбавления у водовыпуска	87
3.6. Расчетно-экспериментальный метод ВНИИГ	90
3.7. Программа расчета температурного режима водоемов-охладителей по уравнению теплового баланса	91
3.8. Параметры, характеризующие инженерные схемы использования водоемов для охлаждения воды	93
3.9. Расчет температуры охлажденной воды при различных схемах использования водоема-охладителя	96
3.10. Расчет температуры охлажденной воды при постоянном речном притоке в водоем	102

Глава 4. Идентификация параметров математических моделей гидротермических процессов	106
4.1. Постановка задачи	106
4.2. Идентификация параметров уравнения теплового баланса	110
4.3. Идентификация параметров одномерного уравнения теплопереноса.	115
4.4. Идентификация параметров плановой модели теплопереноса	119
Глава 5. Физическое моделирование гидротермических процессов	125
5.1. Основы теории подобия и анализа размерности	125
5.2. Условия подобия установившихся гидротермических режимов	128
5.3. Методика гидравлического моделирования стратифицированного потока	131
5.4. Определение температурного режима водохранилища-охладителя по данным физического моделирования	134
5.5. Рекомендации по моделированию и расчету водохранилищ-охладителей	136
5.6. Пример моделирования водохранилища-охладителя Березовской ГРЭС	139
Глава 6. Моделирование гидротермического режима водоемов энергокомплексов	141
6.1. Особенности математического моделирования температурного режима водоемов энергокомплексов	141
6.2. Исследование гидротермического режима водоемов энергокомплексов на крупномасштабных физических моделях	146
6.3. Исследование температурного режима водоемов Южно-Украинского энергокомплекса	147
Глава 7. Оптимизация параметров систем охлаждения, включающих водохранилища-охладители	158
7.1. Постановка задачи	158
7.2. Элементы теории оптимального управления в задачах оптимизации систем охлаждения ТЭС и АЭС	160
7.3. Примеры формулировок оптимизационных задач для водохранилищ-охладителей	163
7.4. Оптимизация комбинированной системы охлаждения	167
Заключение	171
Список литературы	172

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

В Энергоатомиздате выходят в свет:

В 1986 году

Широкий В. М., Лопух П. С. Формирование малых водохранилищ гидроэлектростанций. 11 л. 55 к.

Освещаются особенности формирования природы малых водохранилищ ГЭС, их берегов, ложа водохранилищ. Приводятся методы прогнозирования их развития, рассматриваются вопросы эволюции малых водохранилищ, их влияния на природу прилегающей территории, хозяйственное использование и охрана малых водохранилищ. Даются рекомендации по увеличению сроков эффективной эксплуатации малых водохранилищ.

Книга рассчитана на специалистов – гидроэнергетиков и гидротехников, занимающихся вопросами использования водных ресурсов, проектированием, эксплуатацией и исследованием водохранилищ, а также она будет полезна гидрологам, лимнологам, работникам водного хозяйства.

НАУЧНОЕ ИЗДАНИЕ

Иван Иванович Макаров
Алексей Сергеевич Соколов
Сергей Георгиевич Шильман

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОТЕРМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
ВОДОХРАНИЛИЩ-ОХЛАДИТЕЛЕЙ ТЭС И АЭС**

Редактор издательства *Т.П. Готман*
Художественный редактор *Т.Н. Хромова*
Технический редактор *Т.А. Гудкова*
Корректор *И. В. Горохова*
Оператор *Т.В. Соколова*

ИБ № 2083

Набор выполнен в Энергоатомиздате на Композере ИБМ-82. Подписано в печать 13.03.86. Т-07618. Формат 60х84 1/16. Бумага офсетная №1. Печать офсетная. Усл. печ. л. 10,69. Усл. кр.-отт. 10,92. Уч.-изд. л. 12,85. Тираж 1025 экз. Заказ 1801. Цена 1 р.90к. Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10
Московская типография №9 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
109033, Москва, Ж-33, Володавская ул., 40

В 1987 году

Гидравлические расчеты гидротехнических водосбросных сооружений: Справочное пособие. 61 л. 3 р. 40 к.

Справочное пособие содержит систематизированное изложение материалов, которые могут быть использованы при проектировании, строительстве и эксплуатации водосбросов различного типа и назначения и отражает современный научно-технический уровень разработки методов их гидравлического расчета. Рассматриваются открытые водосбросы гидроузлов, туннельные и трубчатые водосбросы, затворы и затворные камеры, гидравлические расчеты нижних бьефов гидроузлов, водосбросы совмещенных гидроэлектростанций, водосбросные сооружения строительного периода.

Издание подготовлено ведущими гидравликами СССР.

Справочное пособие предназначено для инженеров-проектировщиков, исследователей и эксплуатационников гидротехнических сооружений энергетического, мелиоративного, транспортного назначения, а также может быть полезно студентам соответствующих специальностей гидротехнических, водохозяйственных, мелиоративных и сельскохозяйственных вузов и факультетов.

Приобрести книги можно в магазинах, распространяющих научно-техническую литературу.

В 1987 году

Гидравлические расчеты гидротехнических водосбросных сооружений: Справочное пособие. 61 л. 3 р. 40 к.

Справочное пособие содержит систематизированное изложение материалов, которые могут быть использованы при проектировании, строительстве и эксплуатации водосбросов различного типа и назначения и отражает современный научно-технический уровень разработки методов их гидравлического расчета. Рассматриваются открытые водосбросы гидроузлов, туннельные и трубчатые водосбросы, затворы и затворные камеры, гидравлические расчеты нижних бьефов гидроузлов, водосбросы совмещенных гидроэлектростанций, водосбросные сооружения строительного периода.

Издание подготовлено ведущими гидравликами СССР.

Справочное пособие предназначено для инженеров-проектировщиков, исследователей и эксплуатационников гидротехнических сооружений энергетического, мелиоративного, транспортного назначения, а также может быть полезно студентам соответствующих специальностей гидротехнических, водохозяйственных, мелиоративных и сельскохозяйственных вузов и факультетов.

Приобрести книги можно в магазинах, распространяющих научно-техническую литературу.