

АКАДЕМИЯ НАУК СССР
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. Г. М. КРЖИЖАНОВСКОГО

На правах рукописи

Р. К. ХУНЦАРИЯ

ИССЛЕДОВАНИЕ
КОНВЕКТИВНЫХ ПОТЕРЬ
ПАРАБОЛО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
СОЛНЕЧНЫХ УСТАНОВОК

АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ,
ПРЕДСТАВЛЕННОЙ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

НОЭФИ

Москва—1957

Научный руководитель
доктор технических наук
профессор В. А. БАУМ

117504
ЦЕНТРАЛЬНАЯ НАУЧНАЯ
БИБЛИОТЕКА
А. Н. Киргизской ССР

ВВЕДЕНИЕ

При решении вопроса о целесообразности использования солнечной энергии для тех или иных целей важное значение имеет правильный выбор типа установки. Если для многих целей бытового назначения, где требуется вода с температурой до 70°C , выгодно применять солнечные водонагреватели, то для более высоких температур необходимо использовать установки с концентраторами. Почти все зеркальные установки, разработанные у нас и за рубежом (за исключением некоторых переносных установок бытового назначения), были предназначены для получения пара с давлением выше 4—5 атмосфер, для сварки металла и др. целей. Такие установки требуют создания значительных концентраций солнечных лучей, зеркал высокой точности и точного следования отражателя за видимым движением Солнца. Эти обстоятельства определяют сложность и высокую стоимость указанных установок.

Однако существует большое количество потребителей, которые нуждаются в тепле невысокого потенциала (нагрев воды выше 70°C , получение кипятка и пара низких параметров — 1—4 атм. с температурой $100\text{—}140^{\circ}\text{C}$), например, различные сельскохозяйственные потребители, многие химические производства, предприятия легкой и пищевой промышленности и др. В этой области температур успешно могут применяться параболо-цилиндрические установки облегченного типа, характерными особенностями которых являются:

- 1) узкая область температурного режима работы — от 70°C до 140°C ;
- 2) сравнительно малые концентрации солнечных лучей — от 3 до 30;
- 3) при малых концентрациях допустимо понижение точности изготовления зеркал (допустимо отклонение от теоретического профиля зеркал на $1\text{—}4^{\circ}$);

4) свойство параболо-цилиндра собирать все лучи, лежащие в его осевой плоскости на одной линии, позволяет перейти от сложной схемы поворота зеркал относительно двух осей к простой схеме вращения вокруг одной оси, параллельной оси мира с постоянной скоростью;

5) простая конструкция приемника тепла (котла), выполненного в виде цилиндрической трубы, расположенной в фокальной полосе. Сравнительно невысокие температуры рабочего тела позволяют неосвещаемую часть котла покрыть слоем обычной изоляции, а поверхность нагрева оставить открытой или покрыть единичным слоем стекла.

Все эти свойства являются общими для большинства параболо-цилиндрических установок полупромышленного и бытового назначения; тем самым такую установку можно рассматривать как типовую, а результаты исследований, проведенные на ней, распространить на большое число подобных ей установок.

Малая точность изготовления отражающей поверхности (малые концентрации) приводит к относительно большим удельным поверхностям нагрева, определяемым шириной фокальной полосы, что в свою очередь обуславливает возрастание тепловых потерь. Для температурных режимов, с которыми работают параболо-цилиндрические установки, тепловые потери в основном определяются конвективным теплообменом. Характерной величиной, во многом определяющей условия теплоотдачи поверхности нагрева, является отношение ширины фокальной полосы (измеренной по окружности) к диаметру котла. При малых значениях этого отношения условия теплоотдачи в какой-то мере приближаются к условиям теплоотдачи плоских плит. Чем больше эта величина, тем больше они будут сходны с условиями теплоотдачи труб.

Известно, что при естественной конвекции теплоотдача мало зависит от формы тела; для интересующих нас температур нагрева она практически не зависит также от наклона поверхности; для труб относительно больших диаметров ($d > 100$ мм), применяемых обычно в параболо-цилиндрах, на интенсивность теплоотдачи не влияет и диаметр трубы. Интенсивность теплоотдачи в основном определяется температурными условиями. Почти во всех опытах по естественной конвекции температура поверхности поддерживалась постоянной, и результаты этих опытов с трубами и плитами хорошо укладываются на общую кривую. Однако в нашем случае вдоль поверхности цилиндрического котла температура значительно изменяется, что может повлиять на характер движения воздуха около цилиндра и тем самым изменить условия теплообмена. Кроме того, при естественной конвекции плоских или

близких к таковым поверхностей нагрева коэффициент теплоотдачи может значительно изменяться в зависимости от того, обращена ли поверхность вверх, вниз или под разными углами. В солнечных установках, при постоянном изменении положения поверхности нагрева в пространстве, представляет интерес определение и сопоставление теплоотдачи для различных положений котла.

Если для естественной конвекции имеющиеся данные для труб, плит и других тел хорошо укладываются на общей кривой, то при вынужденном потоке опытные данные разных авторов плохо согласуются между собой. Кроме того, теплоотдача в поперечном потоке сильно зависит, при прочих равных условиях, от формы и ориентации тела. Об этом свидетельствуют опытные данные Рейера, у которого кривые для призматических тел расположились выше, чем для круглого цилиндра.

Эти соображения привели к выводу, что для получения данных по конвективным тепловым потерям от поверхности нагрева параболо-цилиндрических котлов, сильно отличающихся по своей форме и условиям теплообмена от ранее исследованных тел, необходимо было поставить опыты в условиях по возможности близких к действительным условиям работы солнечных установок.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТОВ

Теплоотдача поверхности нагрева параболо-цилиндрической установки зависит от многих факторов: наклона котла, положения его поворота вокруг своей оси, направления ветра, температурных условий и пр., полностью учесть которые не представляется возможным. В опытах мы стремились отразить лишь наиболее важные из них.

Так, например, в условиях СССР наклон цилиндра в зависимости от широты местности меняется сравнительно в небольших пределах ($40-50^\circ$), ввиду чего в опытах был взят постоянный наклон трубы-котла равный 41° . Для определения зависимости теплоотдачи от положения поворота котла относительно его оси опыты проводились лишь для трех углов поворота котла: $\varphi = 0^\circ, 45^\circ$ и 90° .

Что касается угла атаки, то он в действительных условиях в зависимости от направления ветра и от ориентации установки постоянно изменяется. В наших опытах угол атаки постоянен и равен 90° . Этому значению, по опытным данным, А. С. Синельникова, А. С. Чашихина и Форнема, соответствует максимальная интенсивность теплоотдачи. В этом отно-

шении исследуемая поверхность находилась в наихудшем положении с точки зрения тепловых потерь. Скорость воздушного потока в опытах менялась в пределах практически интересных нас значений скоростей ветра.

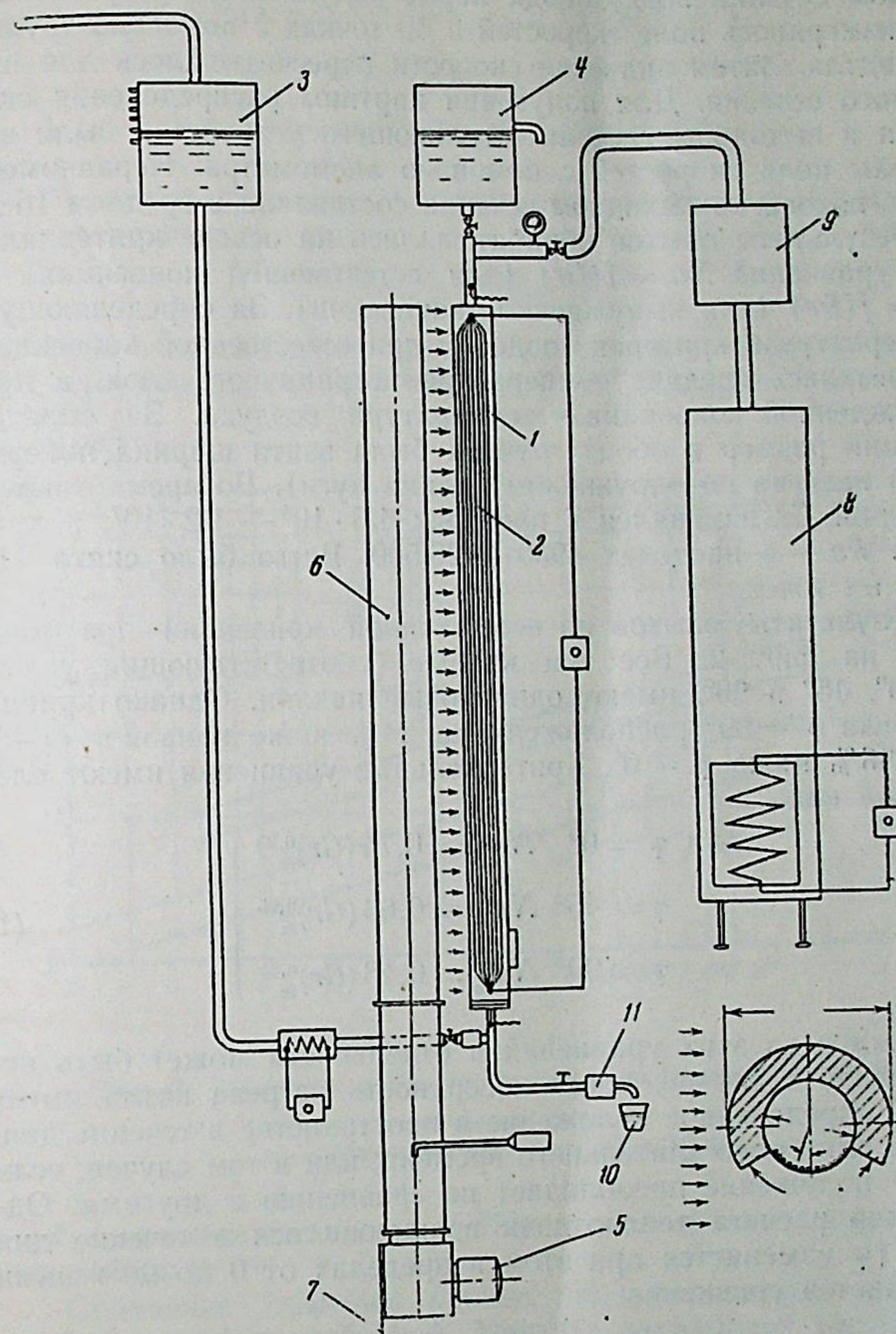
Схема экспериментальной установки представлена на фиг. 1. Исследуемый котел 1 представляет собой трубу диаметром 114 мм и длиной 3 м. Большая часть поверхности котла покрыта изоляционным кожухом. Неизолированная часть, шириной 120 мм, является исследуемой теплоотдающей поверхностью. Внутри цилиндра вдоль поверхности нагрева смонтирован электрический нагреватель 2.

При нагреве теплоотдающей поверхности до 100°C установка работала как водяной калориметр, а при $t_w \geq 100^{\circ}\text{C}$ — цилиндр нагревался паром. При работе на воде путем подбора соответствующих уровней в напорном 3 и расширительном 4 баках, а также регулированием мощности в основном и дополнительном нагревателях достигались различные температурные режимы в объеме котла и соответственно различное распределение температуры теплоотдающей поверхности по длине.

Для работы установки на паре исследуемый котел соединялся с паровым котлом. Пар из электрического парового котла 8 через пароперегреватель 9 поступал в исследуемый цилиндр и здесь конденсировался. Перегрев пара в опытах не превышал $3-4^{\circ}\text{C}$. Конденсирующийся пар через охладитель конденсата 11 поступал в мерный сосуд 10.

С внешней стороны поверхности нагрева в пазах было проложено 25 термопар, с помощью которых можно было получить картину распределения температуры по длине поверхности нагрева в 13 точках, а также в трех сечениях котла по его ширине. Кроме того, измерялась температура между стенкой цилиндра и кожухом изоляции, а также на внешней поверхности изоляции. С двух торцов котла для измерения температуры пара и воды были смонтированы подвижные экранированные термопары.

Обдувка опытного участка производилась вентилятором 5 через распределительное устройство 6, которое представляло собой трубу четырехугольного сечения размером $0,28 \times 0,28 \times 3,04$ м и выходным сечением $0,24 \times 3,04$ м. Равномерность потока по всему выходному сечению достигалась направляющими лопатками, расположенными в 50 мм друг от друга и латунной сеткой в выходном сечении. Вентилятор обеспечивал скорость потока в выходном сечении до 4 м/сек. Регулирование расхода воздуха осуществлялось задвижкой 7 на всасывающей стороне вентилятора.



Фиг. 1. Схема экспериментальной установки

Скорость потока определялась по расходу воздуха в поперечном сечении воздуховода перед обдувающим устройством, где измерялось поле скоростей в 50 точках с помощью трубки Прандтля. Затем значение скорости пересчитывалось для выходного сечения. Для получения картины распределения скорости в выходном сечении обдувающего устройства были замерены поля скоростей с помощью анемометра. Неравномерность потока на выходном сечении составляла в среднем 16%.

Результаты опытов обрабатывались на основе критериальных уравнений $Nu = f(Gr)$ (для естественной конвекции) и $Nu = f(Re)$ (для вынужденной конвекции). За определяющую температуру в критериях подобия при естественной конвекции принималась средняя температура пограничного слоя, а при вынужденной конвекции — температура воздуха. За определяющий размер в обоих случаях была взята ширина поверхности нагрева по окружности (длина дуги). Во время опытов критерий Gr изменялся в пределах $4,5 \cdot 10^5 \div 1,2 \cdot 10^7$, а критерий Re — в пределах $4900 \div 26\,500$. Всего было снято 116 опытных точек.

Результаты опытов по естественной конвекции представлены на фиг. 2. Все три кривые, соответствующие углам $\varphi = 0^\circ, 45^\circ$ и 90° , имеют одинаковый наклон. Однако кривая для угла $\varphi = 90^\circ$ расположена на 24% ниже кривой $\varphi = 45^\circ$ и на 35% ниже $\varphi = 0^\circ$. Критериальные уравнения имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \text{для } \varphi = 0^\circ \quad Nu_m &= 0,74 (Gr)_m^{0,25} \\ \text{» } \varphi = 45^\circ \quad Nu_m &= 0,63 (Gr)_m^{0,25} \\ \text{» } \varphi = 90^\circ \quad Nu_m &= 0,48 (Gr)_m^{0,24} \end{aligned} \right\} (1)$$

Каждое из этих уравнений в отдельности может быть использовано в случае, когда поверхность нагрева котла имеет вполне определенное положение в пространстве в течение дня, месяца или более длительного времени, или в том случае, если данное положение преобладает по сравнению с другими. Однако для расчета теплоотдачи вращающегося в течение дня котла (φ изменяется при этом в пределах от 0 до 90°) нами принимается уравнение:

$$Nu_m = 0,62 (Gr)_m^{0,25}, \quad (2)$$

где коэффициент 0,62 получен как среднеарифметическое значение коэффициентов в уравнениях (1).

Экспериментальные кривые для вынужденной конвекции представлены на фиг. 3. Эти кривые также имеют одинаковый

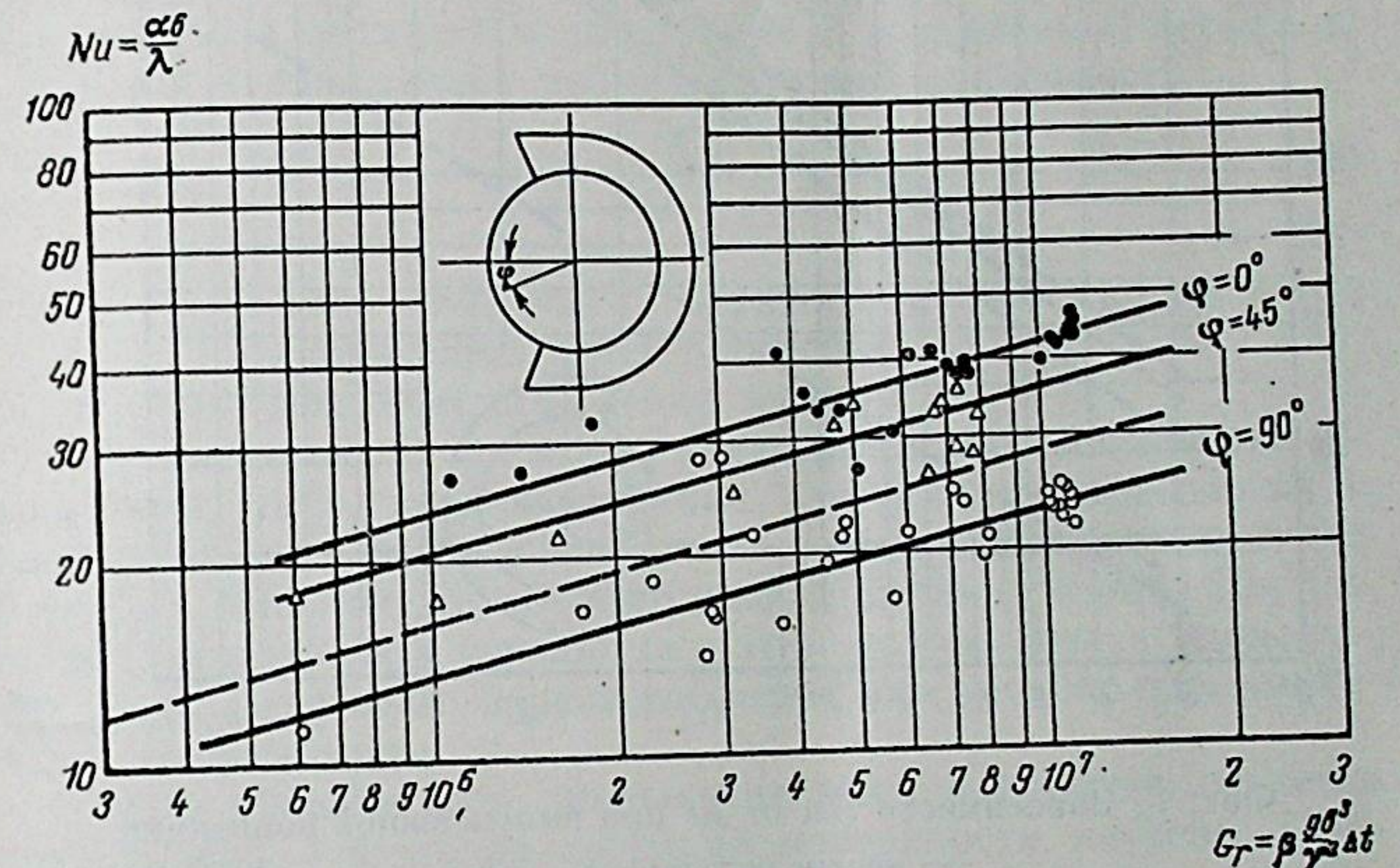
наклон при разных значениях коэффициентов. Здесь получены следующие степенные зависимости:

$$\left. \begin{aligned} \text{для } \varphi = 0^\circ \quad Nu_f &= 0,120 (Re)_f^{0,73} \\ \text{» } \varphi = 45^\circ \quad Nu_f &= 0,139 (Re)_f^{0,73} \\ \text{» } \varphi = 90^\circ \quad Nu_f &= 0,148 (Re)_f^{0,73} \end{aligned} \right\} (3)$$

Расчетное уравнение для среднего значения коэффициента теплоотдачи имеет вид:

$$Nu_f = 0,136 (Re)_f^{0,73} \quad (4)$$

При максимальной погрешности наших опытов, равной 8%, среднеквадратичный разброс точек для кривых естествен-



Фиг. 2. Зависимости Nu от Gr при естественной конвекции

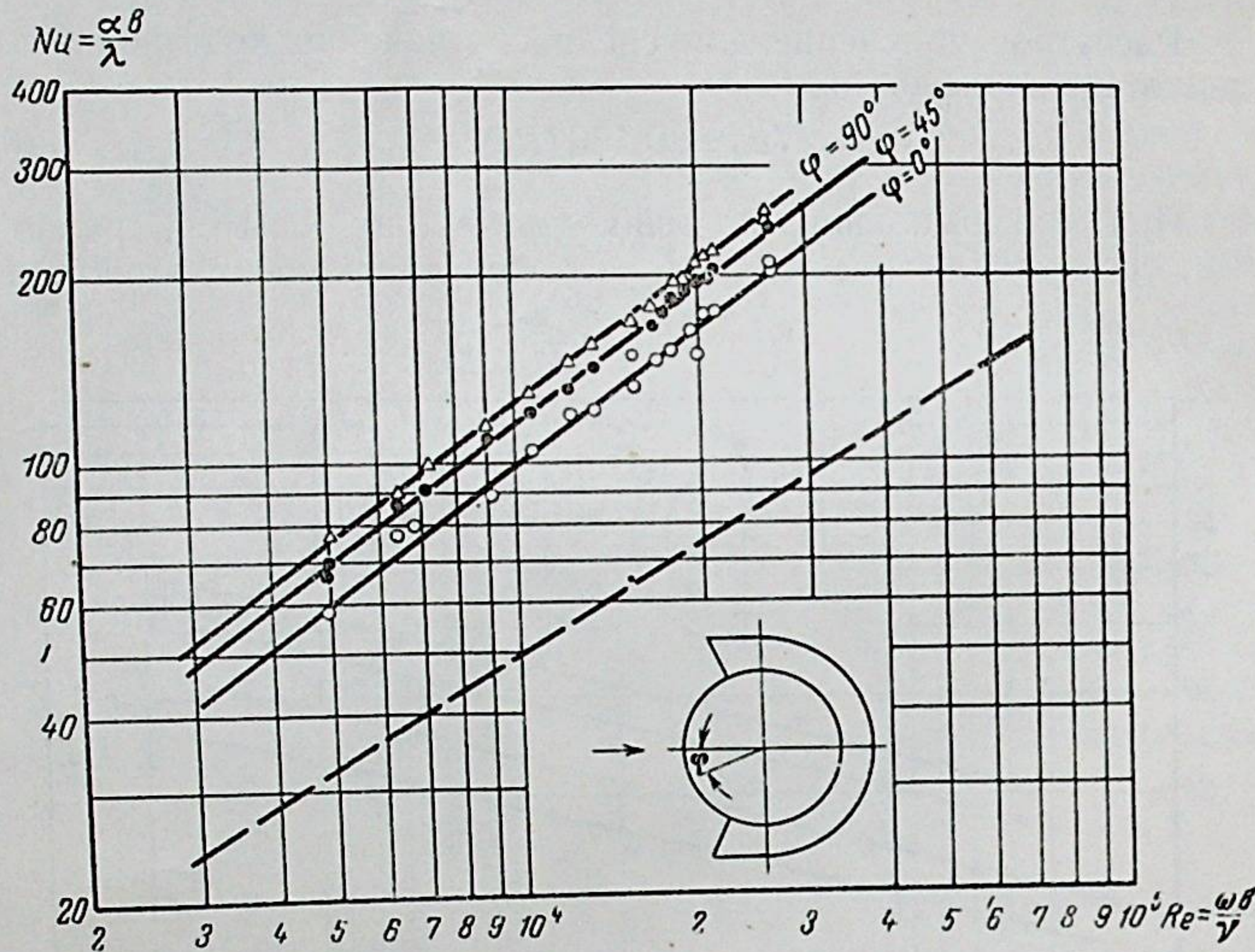
— кривые, полученные в опытах,
- - - обобщенная зависимость М. А. Михеева

ной конвекции составляет $\pm 13\%$, а для кривых вынужденной конвекции $\pm 6\%$.

Сравнение опытных кривых по естественной конвекции с обобщенной кривой М. А. Михеева показывает (фиг. 2), что они не на много отличаются друг от друга. Кривая для $\varphi = 90^\circ$ т. е. соответствующая случаю, когда теплоотдающая поверхность обращена вниз, почти совпадает с кривой М. А. Михеева, а другие кривые расположены несколько выше. Отклонение не превышает 20%. Этим лишней

ждается положение, что теплоотдача при естественной конвекции в основном определяется не формой тела, а температурными условиями.

Для случая теплоотдачи в поперечном потоке воздуха опытные кривые, приведенные на фиг. 3, для углов $\varphi = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ имеют одинаковый наклон и количественно отличаются друг от друга на 10—17%. Вместе с тем данные изменения



Фиг. 3. Зависимости Nu от Re при вынужденной конвекции

— кривые, полученные в опытах,
 ---- обобщенная зависимость М. А. Михеева

теплоотдачи в зависимости от угла φ не совпадают с данными, полученными другими авторами, изучавшими поля значений α на окружности цилиндра. Это объясняется совершенно разными условиями обтекания потоком воздуха круглого цилиндра и исследуемой нами теплоотдающей поверхностью.

Зависимость средней по окружности теплоотдачи от числа Re также сильно отличается от зависимостей, полученных другими исследователями, как это видно из фиг. 3, где, кроме нашей опытной кривой, нанесена обобщенная зависимость М. А. Михеева. Кривая других авторов лежит на 50—60% ниже нашей.

Это объясняется частично повышенной турбулентностью потока в настоящих опытах, но в основном причина такого большого расхождения заключается, вероятно, в разных гидродинамических условиях обтекания теплоотдающих поверхностей.

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПРОЗРАЧНОЙ ИЗОЛЯЦИИ КОТЛА

Тепловые потери от поверхности нагрева в балансе котла, как показали опыты, составляют от 10 до 30%. Уменьшение этих потерь возможно двумя путями: уменьшением площади поверхности нагрева или ее тепловой изоляцией.

Площадь поверхности нагрева f , принимаемая равной площади фокальной полосы для отраженных лучей, обратно пропорциональна величине концентрации K создаваемой зеркалом установки и находится с ней в следующей зависимости

$$K = \frac{F}{f} R_a, \quad (5)$$

где F — площадь проекции отражателя на нормальную к направлению лучей плоскость,

R_a — коэффициент отражения зеркала.

Как отмечалось, параболо-цилиндрические установки облегченного типа, предназначенные для полупромышленных и бытовых целей, имеют сравнительно малые концентрации (от 3 до 30). Увеличение концентрации с целью уменьшения поверхности нагрева и связанные с этим усложнение и удорожание всей установки нецелесообразны по технико-экономическим соображениям.

Таким образом, для уменьшения тепловых потерь остается один способ — тепловая изоляция поверхности нагрева. Прозрачная тепловая изоляция (стекло) широко применяется в геотехнических установках. Общее требование, предъявляемое к прозрачной изоляции, заключается в том, что она, наряду с хорошими теплоизоляционными свойствами, должна обладать способностью максимально пропускать энергию солнечных лучей. Обычно применяемые виды прозрачной изоляции обладают свойством тепловой изоляции, но вместе с тем они, частично поглощая и частично отражая солнечные лучи, вызывают некоторую потерю энергии.

Исходя из этого, целесообразность применения прозрачной изоляции должна быть обоснована в каждом отдельном случае в зависимости от многих факторов, влияющих на сложный процесс теплопередачи через такую изоляцию. Для отыскания оптимального решения применимости прозрачной изо-

для открытой поверхности нагрева, так и для случая применения прозрачной изоляции.

Для открытой поверхности нагрева полезно используемое тепло равняется:

$$Q_{\text{п}} = R_3 A_{\text{п}} J F - Q_{\text{и}} - (q_{\text{к}} + q_{\text{л}}) f, \quad (6)$$

где I — интенсивность прямой солнечной радиации в ккал/м²час,

$A_{\text{п}}$ — коэф. поглощения поверхности нагрева,

$Q_{\text{и}}$ — тепловые потери через изоляцию,

$q_{\text{к}}$ и $q_{\text{л}}$ — конвективные и лучистые теплотери с 1 м² поверхности нагрева.

Аналогично для приемника с прозрачной изоляцией:

$$Q'_{\text{п}} = R_3 A_{\text{п}} D_{\text{ст}} J F - Q'_{\text{и}} - (q'_{\text{к}} + q'_{\text{л}}) f. \quad (7)$$

Здесь $D_{\text{ст}}$ — коэффициент пропускания стекла.

Введем понятие «критической концентрации» и будем понимать под этим величину концентрации, которая, при одинаковых прочих условиях, дает соотношение $Q_{\text{п}} = Q'_{\text{п}}$. Далее, приравнявая уравнения (6) и (7), используя формулу (5) и принимая $Q_{\text{п}} = Q'_{\text{п}}$, после несложных преобразований получим следующую зависимость:

$$K_{\text{кр}} = \frac{(q_{\text{к}} + q_{\text{л}}) - (q'_{\text{к}} + q'_{\text{л}})}{J A_{\text{п}} (1 - D_{\text{ст}})}. \quad (8)$$

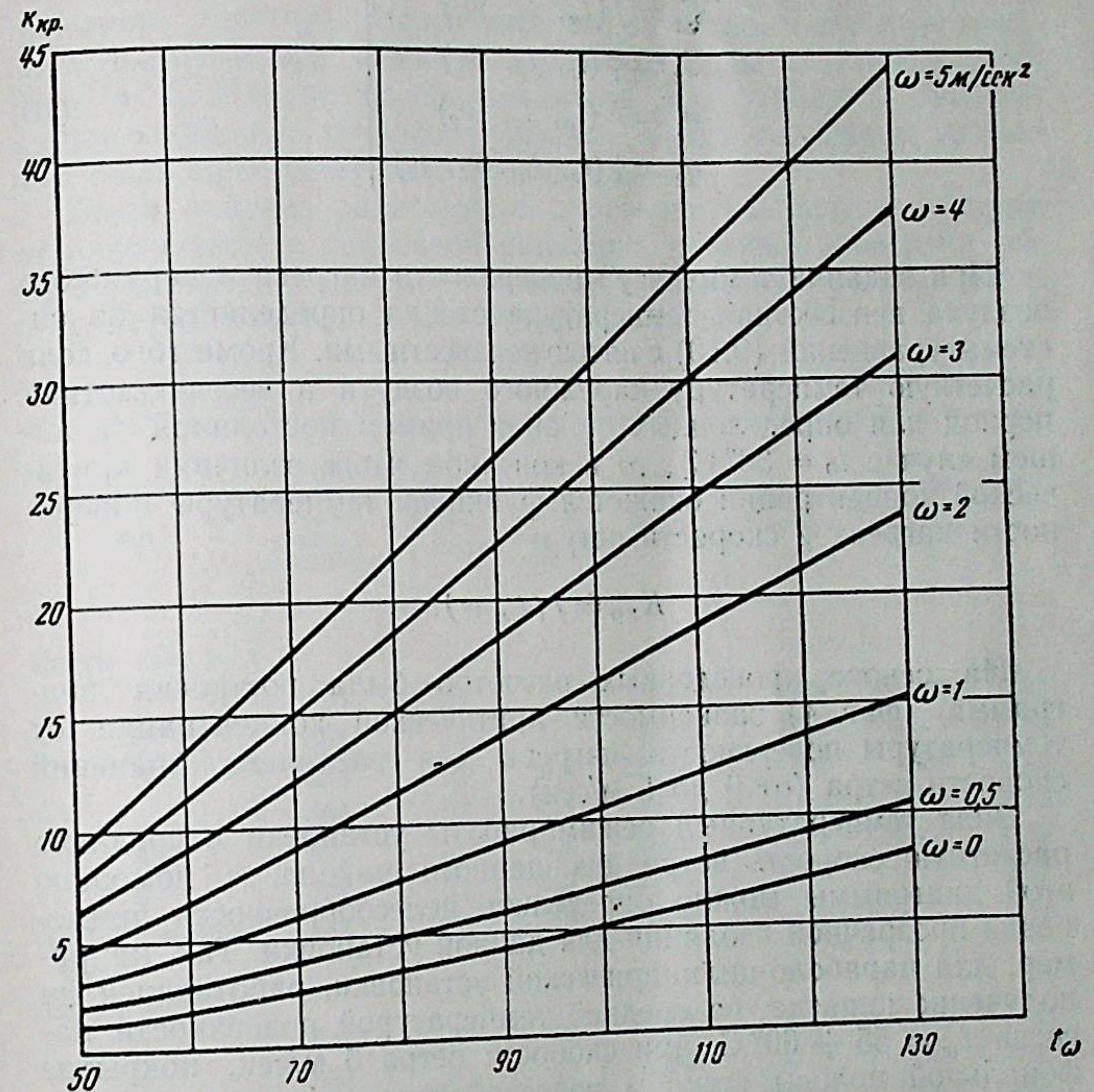
Очевидно, что при величине концентрации, равной или больше критической ($K \geq K_{\text{кр}}$), применение прозрачной изоляции не дает положительного эффекта.

В уравнении (8) принимаются постоянными величины, входящие в знаменатель, а именно: средняя расчетная интенсивность радиации, коэффициент поглощения поверхности нагрева котла и коэффициент пропускания стекла.

Тепловые потери при открытой поверхности нагрева вычисляются с помощью критериальных уравнений (2) и (4).

Тепловые потери при застекленной фокальной полосе сводятся к передаче тепла от поверхности нагрева через стекло в окружающую среду. Имеется в виду наличие потоков тепла: E_1 — лучистого от поверхности нагрева к стеклу, E_2 — лучистого от стекла в окружающую среду, q_1 — конвективного от

поверхности нагрева к стеклу, q_2 — конвективного от стекла в окружающую среду. Если в рассматриваемом нами стационарном процессе теплопередачи принять, что температуры на обеих поверхностях стекла одинаковы (из-за малой толщины



Фиг. 4. Зависимость критической концентрации $K_{\text{кр}}$ от температуры поверхности нагрева $t_{\text{в}}$ и от скорости ветра w

стекла), пренебечь нагреванием стекла от солнечных лучей, получим следующее очевидное соотношение:

$$E_1 + q_1 = E_2 + q_2. \quad (9)$$

Члены уравнения (9) вычисляются по известным в литературе зависимостям. Эти величины являются функциями температуры поверхности нагрева (t_w), температуры стекла (t_c), температуры окружающей среды (t_0), скорости ветра (w) и физических параметров (Φ):

$$\left. \begin{aligned} E_1 &= f(t_w, t_c, \Phi_1) \\ E_2 &= \varphi(t_c, t_0, \Phi_2) \\ q_1 &= F(t_w, t_c, \Phi_3) \\ q_2 &= \psi(t_c, t_0, \Phi_4, w) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

При задании температур поверхности нагрева и наружного воздуха неизвестная температура стекла определяется из системы уравнений (9,10) с пятью неизвестными. Кроме того, если расчетную температуру наружного воздуха в весенне-летний период для определенных районов примем постоянной (в нашем случае $t_0 = 30^\circ \text{C}$), то в конечном итоге величина критической концентрации окажется функцией температуры поверхности нагрева и скорости ветра:

$$K_{кр} = f(t_w, w).$$

На основе проведенных расчетов была построена диаграмма (фиг. 4) зависимости критической концентрации от температуры поверхности нагрева для различных значений скорости ветра (от 0 до 5 м/сек).

Зная температурный режим работы установки и среднюю расчетную скорость ветра для данного района, с помощью этой диаграммы можно определить целесообразность применения прозрачной изоляции для данной установки. Так, например, для параболо-цилиндрической установки, работающей на получение кипятка, со средней температурой поверхности нагрева $t_w = 55 \div 60^\circ \text{C}$, при скорости ветра 5 м/сек, покрытие фокальной полосы стеклом целесообразно при концентрации установки, не превышающей 11—12. Для установок, работающих на насыщенном паре, при атмосферном давлении ($t_w = 100^\circ \text{C}$) для той-же скорости ветра $K_{кр} = 30$.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ОПЫТНОЙ ПАРАБОЛО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

В 1954 г. в гелиолаборатории ЭНИНа была создана опытная параболо-цилиндрическая установка, предназначенная для получения горячей воды, кипятка и пара низких параметров.

Ее ось имела наклон 41° ; отражатель площадью 12 кв. метров, увеличивающий концентрацию солнечных лучей в 11 раз, вращался вокруг одной оси.

В 1954—1955 гг. в Ташкенте, на базе ЭНИНа, нами были определены основные теплотехнические характеристики этой установки: тепловые потери, производительность, коэффициент полезного действия. Испытания велись в обычных практических условиях при режимах получения воды с температурой $90\text{—}100^\circ \text{C}$. Измерения производились при условиях, близких к стационарному тепловому режиму, когда солнечная радиация была приблизительно постоянна.

Была найдена зависимость производительности установки от интенсивности солнечной радиации, а также проверена работа установки в целом. В таблице 1 представлены некоторые результаты испытаний для отдельных дней

Таблица 1

№№ п/п	Ср. интен- сивность прям. радиации, ккал/м ² час	Ср. тем- перат. о́круж. воздуха	Ср. ско- рость ветра м/сек	Произво- дительно- сть, ккал/час	Q _{полез.} + Q _{потери}	Приход энергии в котел	Сред- ний кпд
опыты 1954 г.							
1	720	26	3,0	2637	3989	5249	0,31
2	653	24	1,5	3495	4241	4760	0,46
3	636	21	0,8	3501	4214	4636	0,47
4	684	23	2,2	3272	4344	4986	0,41
5	598	20	0,8	2929	3593	4359	0,42
6	568	21	1,3	2705	3531	4151	0,41
средние вели- чины	643	23	1,6	3090			0,41
опыты 1955 г.							
1	641	28	1,6	3091	3757	3596	0,41
2	653	33	0,8	3187	3719	3663	0,41
3	632	37	1,2	2979	3725	3546	0,40
4	645	31	1,2	3045	3826	3618	0,40
средние вели- чины	643	35	1,2	3076			0,41

Из таблицы видно, что при средней интенсивности прямой солнечной радиации 640 ккал/м²час, температуре окружающего воздуха $23\text{—}35^\circ \text{C}$ и скорости ветра 1,2—1,6 м/сек производительность установки равняется 42—47 литров воды в час

с температурой 96° С или 3100 ккал/час. Средний коэф. полезного действия установки — 41 %.

Опытами установлено, что расчет конвективных тепловых потерь по уравнениям, полученным в лабораторных опытах, хорошо согласуется с опытными данными. Так, из таблицы видно, что для опытов 1955 г. несогласованность в балансе не превышает 4 %. Далее эти опыты показали, что конвективные потери от поверхности нагрева в общих тепловых потерях котла составляют 70—80 %.

ВЫВОДЫ

1. Для получения тепла при нагреве рабочего тела до 80—130° С успешно могут быть использованы параболо-цилиндрические установки. Для получения таких температур можно обойтись сравнительно малыми концентрациями лучей (от 3 до 30). Кроме того, в таких случаях сама схема параболо-цилиндрической установки может быть простой, т. к. возможно применять вращение зеркал вокруг только одной оси и осуществлять облегченную конструкцию; возможность применения неточных форм отражающих поверхностей удешевляет установки, а это определяет сравнительно невысокую стоимость получаемого тепла.

2. Наряду с этим малые концентрации облегченных параболо-цилиндрических установок обуславливают относительное увеличение неизолированной поверхности нагрева (фокальной полосы) и, следовательно, увеличение тепловых потерь в окружающую среду. Для расчета этих потерь на основе опытов были получены следующие критериальные зависимости для определения средних коэффициентов теплоотдачи.

Для естественной конвекции (область изменения $Gr_m = 4,5 \cdot 10^5 \div 1,2 \cdot 10^7$):

$$Nu_m = 0,62 (Gr)_m^{0,25}.$$

Для вынужденной конвекции (область изменения $Re_f = 4,9 \cdot 10^3 \div 2,7 \cdot 10^4$):

$$Nu_f = 0,136 (Re)_f^{0,73}.$$

3. Эффективность применения прозрачной изоляции поверхности нагрева, с целью уменьшения тепловых потерь, определяется величиной критической концентрации, выраженной следующей зависимостью:

$$K_{кр} = \frac{(q_{кр} + q_{л}) - (q'_{кр} + q'_{л})}{IA_n (1 - D_{ст})}.$$

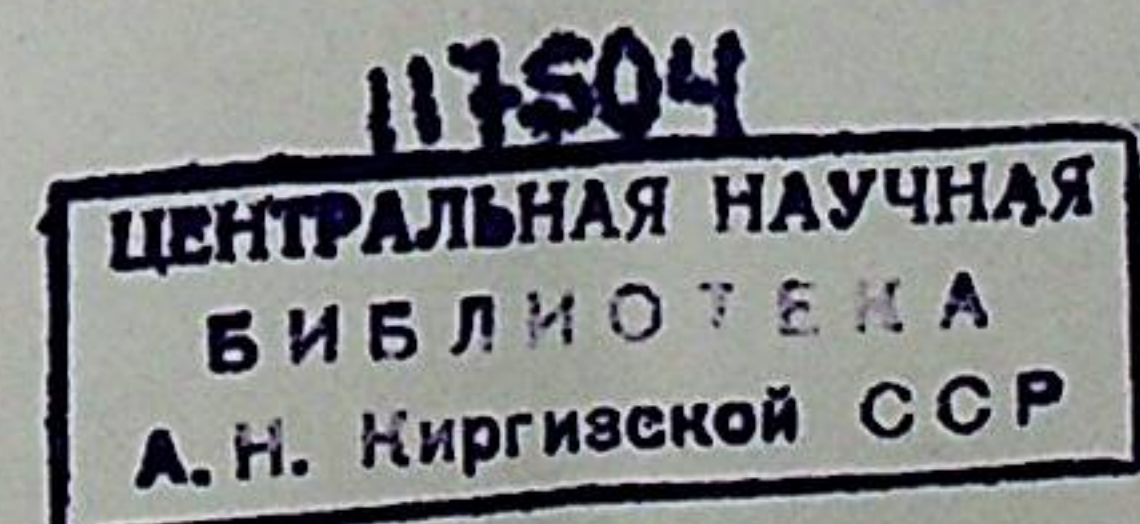
Для рассматриваемых параболо-цилиндрических установок облегченного типа построен график зависимости критической концентрации от температуры поверхности нагрева и скорости ветра (фиг. 4), с помощью которого можно установить целесообразность применения прозрачной изоляции для установок при заданных условиях их работы.

4. Испытания опытной параболо-цилиндрической установки облегченного типа, проведенные в Ташкенте, подтвердили правильность результатов лабораторных опытов по исследованию конвективных потерь котла, а также предложенной методики теплотехнических расчетов установки.

Производительность опытной установки с коэф. отражения зеркала 0,5 составляет в среднем 3000—3200 ккал/час, при коэффициенте полезного действия 0,41. Производительность установки может быть повышена за счет применения зеркальных поверхностей с большими значениями коэф. отражения.

Испытания показали, что параболо-цилиндрические установки могут быть рекомендованы для широкого внедрения в южных районах СССР для использования их в совхозах, колхозах, на предприятиях пищевой и легкой промышленности, где требуется вода от 70 до 100° или пар давлением до 2—3-х атмосфер.

Материалы диссертации опубликованы в виде статей в журнале «Теплоэнергетика» № 8, 1957 г., в сборнике статей издания АН СССР «Использование солнечной энергии», № 1, 1957 г. и в Трудах Института энергетики АН Грузинской ССР, № 11, 1957 г.

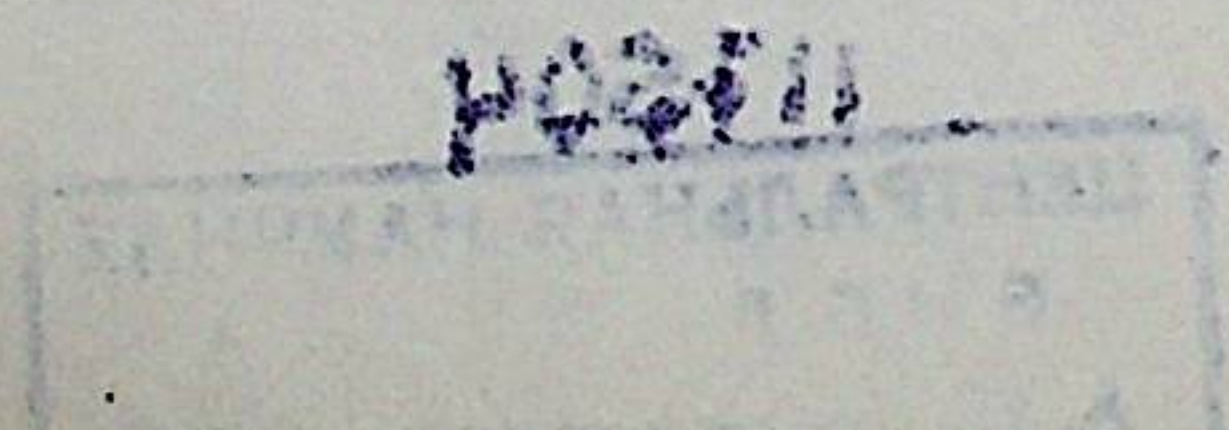


ДЛЯ ЗАМЕТОК

Формат 60 × 92¹/₁₆. 11/4 уч.-издат. л.
Тираж 120 экз. Зак. № 192. Т-06445.
Подписано в печать 5/VII-57 г.

Издательство Академии наук СССР
Москва Б-64, Подсосенский пер., 21

1-я типография издательства АН СССР
Ленинград, В-34, 9-я линия, д. 12.



ДЛЯ ЗАМЕТОК
