

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

---

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

*К. ТАГАНОВ*

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ  
СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ  
ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ХОЛОДА**

**АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание  
ученой степени  
кандидата технических наук**

Москва — 1957 г.



A-2

Научный руководитель  
доктор технических наук  
профессор  
В. А. БАУМ

128354  
ЦЕНТРАЛЬНАЯ НАУЧНАЯ  
БИБЛИОТЕКА  
А.Н. Киргизской ССР

Холод находит всё большее применение в народном хозяйстве нашей страны.

Получение искусственного холода в современных холодильных машинах обуславливается затратой электрической или тепловой энергии. В южных районах нашей страны, где холод требуется в колоссальных масштабах, с успехом может быть использована для этой цели энергия солнечной радиации. Использование энергии солнечной радиации благоприятствуют совпадению по времени максимумов годового и суточного графиков потребления холода с максимальным приходом солнечной радиации.

Задачей представленной работы является исследование возможных схем, связанных с использованием солнечной энергии для получения холода.

В работе рассматриваются ряд способов получения искусственного холода, схемы холодильных и солнечных установок, которые могут быть использованы в солнечных холодильниках. Приводится сравнение возможных схем солнечных холодильников по их энергетическим и технико-экономическим показателям.

### ОБОБЩЕНИЕ И СРАВНИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЁТЫ СОЛНЕЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Практическое использование солнечной энергии дает наибольший эффект преобразованием её в тепло. В связи с этим, в использовании солнечной энергии для получения холода, оказывается целесообразным применение холодильных машин, потребляющих тепло. Из холодильных машин, потребляющих тепловую энергию, наиболее разработанными и получившими практическое применение являются эжекторные и абсорбционные холодильные машины.

Эжекторные холодильные машины применимы для получения холода сравнительно высоких температур, например, для охлаждающих целей при кондиционировании воздуха.



Абсорбционные холодильные машины применимы в широком диапазоне температур охлаждения как для охладительных целей при кондиционировании воздуха, так и для получения льда.

В связи с этим все расчеты и экспериментальные работы были проведены для совместной работы абсорбционной холодильной машины с различными солнечными установками.

Расчеты абсорбционного холодильника для различных температур испарения были проведены при следующих условиях: температура конденсации  $t_k = 30^\circ\text{C}$ , температура водоаммиачного раствора принималась по возможности меньшей, в пределах допустимого интервала дегазации ( $\xi_{кр} - \xi_{сл} > 6\%$ ), рассчитываемая установка принималась с теплообменником и ректификатором. Тепловой коэффициент абсорбционной холодильной машины, подсчитанной при вышеуказанных условиях, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Тепловой коэффициент абсорбционной холодильной машины при различных температурах испарения

Температура испарения $^\circ\text{C}$	+7	0	-5	-10	-15	-20
Высшая температура водоаммиачного раствора в генераторе $^\circ\text{C}$	75	85	90	100	105	115
Тепловой коэффициент	0,527	0,489	0,464	0,435	0,4	0,372

Расчеты по нагреву водоаммиачного раствора в генераторе холодильной машины проводились для трех типов солнечных установок: установка типа «горячего ящика», установки с параболоцилиндрическим и параболоидным отражателем.

Расчеты солнечных установок проводились для следующих условий\*.

1. Застекленная поверхность «горячего ящика» (трехслойное остекление) ориентирована строго на юг и установлена наклонно к горизонту под углом равном географической широте места ( $\varphi = 40^\circ$ ).

2. Коэффициент пропускания стекла (солнечных лучей)  $K_{пр} = 0,82$ .

3. В расчете солнечных установок с параболоцилиндрическим и параболоидным отражателями коэффициент отражения зеркальной поверхности принят равным 0,75.

4. Расчетная радиация (средняя за апрель — сентябрь месяцы): для «горячего ящика» равна  $667 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$ , для устано-

\*) Расчеты производились для условий территории Туркмении, где географическая широта, равная  $40^\circ$ , проходит по центральной части.

вок с параболоцилиндрическим и параболоидным отражателем равна  $747 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$ .

5. Скорость окружающего воздуха  $W_{воз} = 5 \text{ м/сек}$ .

6. Температура окружающего воздуха  $t_{воз} = 30^\circ\text{C}$ .

Результаты расчетов приведены в таблице 2.

Таблица 2

КПД солнечных установок для различных температур нагрева водоаммиачного раствора в генераторе холодильной машины

Тип солнечных установок	Температура водоаммиачного раствора в генераторе $^\circ\text{C}$					
	75	85	90	100	105	115
«Горячий ящик» . . . . .	0,21	0,15	0,12	0,07	0,04	—
Установка с параболоцилиндрическим отражателем . . . . .	0,53	0,5	0,48	0,45	0,43	0,4
Установка с параболоидным отражателем . . . . .	0,65	0,642	0,64	0,638	0,635	0,627

Воспользовавшись данными таблиц 1 и 2, находим общий КПД холодильной машины для различных температур испарения при совместной работе ее с указанными солнечными установками (таблица 3).

Таблица 3

Общий КПД холодильной машины при работе ее с различными солнечными установками

Тип солнечных установок	Температура испарения $^\circ\text{C}$					
	+7	0	-5	-10	-15	-20
«Горячий ящик» . . . . .	0,111	0,073	0,055	0,030	0,016	—
Установка с параболоцилиндрическим отражателем . . . . .	0,279	0,244	0,223	0,196	0,172	0,149
Установка с параболоидным отражателем . . . . .	0,342	0,314	0,297	0,278	0,254	0,233

Как видно из таблицы 3, наибольшим общим КПД, при всех температурах испарения, обладает солнечная установка с параболоидным отражателем, а наименьшим — установка типа «горячего ящика».

Данные таблицы 3 позволяют определить установленную и возможную годовую холодопроизводительность холодильной машины при работе ее с различными солнечными установками (таблица 4).



Таблица 4

Установленная  $q_0$  [ккал/м<sup>2</sup> час] и возможная годовая  $Q_0$  [1 000 ккал/м<sup>2</sup>] холодопроизводительность холодильной машины при работе ее с различными солнечными установками (приведенный к 1 м<sup>2</sup> рабочей поверхности солнечных установок).

Тип солнечных установок		Температура испарения °С					
		+7	0	-5	-10	-15	-20
„Горячий ящик“	$q_0$	72	50	33	20	11	—
	$Q_0$	117	82	54	32	17	—
Установка с параболоцилиндрическим отражателем	$q_0$	200	176	160	142	123	107
	$Q_0$	324	284	259	230	199	174
Установка с параболоидным отражателем	$q_0$	223	210	197	184	172	166
	$Q_0$	363	340	310	295	278	268

Полученные результаты могут служить исходными данными для оценки экономической выгоды рассмотренных схем солнечных холодильников.

В настоящей работе не предусматривалось определить все технико-экономические показатели солнечных холодильников. Однако, имея в виду, что расчеты всех рассмотренных схем проводились для различных солнечных установок с одной и той же абсорбционной холодильной машиной, капитальные затраты и суммарные годовые издержки последней считаем для всех схем одинаковыми. Поэтому предварительное сравнение экономической выгоды той или иной схемы проводим по технико-экономическим показателям только солнечных установок. Капиталовложения на единицу установленной холодопроизводительности солнечных установок «к» в руб/ккал и их суммарные годовые издержки «и» в коп/1000 ккал при работе их с холодильной машиной (без учета «к» и «и» последней) приведены в таблице 5.

Таблица 5

Капиталовложения и суммарные годовые издержки солнечных установок при работе их с холодильной машиной (приведенный к 1 м<sup>2</sup> рабочей поверхности солнечных установок)

Тип солнечных установок		Температура испарения °С					
		+7	0	-5	-10	-15	-20
„Горчий ящик“ (трехслойное остекление)	$l^*=0$ { К	3,96	5,65	8,60	14,60	27,00	—
	{ И	36,50	52,10	79,00	130,50	247,00	—
	$l=250$ { К	4,66	6,64	10,10	16,80	31,50	—
	{ И	41,80	59,80	90,80	151,10	283,00	—

Продолжение табл. 5

Тип солнечных установок		Температура испарения °С						
		+7	0	-5	-10	-15	-20	
Установка с параболоцилиндрическим отражателем . . .	$F^{**}=12$	$l=0$ { К	2,12	2,40	2,64	2,98	3,42	3,94
		{ И	36,50	41,60	45,50	51,30	59,30	67,80
	$F=50$	$l=250$ { К	2,59	2,94	3,24	3,64	4,21	4,83
		{ И	39,70	45,30	49,60	55,90	64,50	73,80
Установка с параболоидным отражателем . . .	$F=12$	$l=0$ { К	1,69	1,92	2,11	2,38	2,75	3,15
		{ И	25,30	28,80	31,60	35,60	41,20	47,10
	$F=50$	$l=250$ { К	1,95	2,22	2,44	2,74	3,17	3,64
		{ И	27,50	31,20	34,30	38,90	44,70	52,20
	$F=12$	$l=0$ { К	1,55	1,64	1,75	1,87	2,00	2,10
		{ И	29,30	31,20	33,20	36,00	38,20	39,80
	$F=50$	$l=250$ { К	1,84	1,95	2,08	2,22	2,38	2,47
		{ И	32,70	35,00	37,20	40,20	42,70	44,30
	$F=50$	$l=0$ { К	1,87	2,06	2,22	2,36	2,53	2,64
		{ И	24,50	26,20	27,90	30,20	32,00	32,20
		$l=250$ { К	2,33	2,47	2,67	2,81	3,02	3,13
		{ И	27,80	29,70	31,70	34,20	36,30	37,70

Из таблицы 5 видно, что капиталовложения на единицу установленной холодопроизводительности и суммарные годовые издержки «горячего ящика» при всех температурах испарения значительно выше, чем для солнечных установок с параболоцилиндрическим и параболоидным отражателями.

Приведенные сравнения показывают, что как в энергетическом (таблица 3), так и, почти при всех температурах испарения, в технико-экономическом (таблица 5) отношении, для получения холода выгодно использовать солнечную установку с параболоидным отражателем. Однако, из-за простоты изготовления и удобства эксплуатации «горячий ящик» может оказаться целесообразным, когда требуется сравнительно высокая температура испарения (выше +7°С), например, для охлаждающих целей при кондиционировании воздуха, а установка с параболоцилиндрическим отражателем — при температурах испарения не ниже -10°С.

\*  $l$  — расстояние от железнодорожной станции до места сооружения солнечных установок (км)  
 \*\*)  $F$  — площадь зеркальной поверхности отражателя (м<sup>2</sup>).



Использование солнечных установок с параболическими отражателями становится более выгодным, чем «горячий ящик» и установки с параболическим отражателем, при нагреве водоаммиачного раствора в генераторе на сравнительно высокие температуры, порядка 150—160°C, что позволяет работать абсорбционным холодильным машинам с большими тепловыми коэффициентами.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ ГЛИЦЕРИНА В МОДЕЛИ КОНТУРА БЫТОВОГО СОЛНЕЧНОГО ХОЛОДИЛЬНИКА

Наряду с холодильными машинами промышленного и коммунального назначения немаловажную роль играют бытовые холодильники — домашние холодильные шкафы, предназначенные для хранения скоропортящихся продуктов. Заслуживает внимания использование для этой цели энергии солнечной радиации.

Нами был выбран домашний холодильный шкаф абсорбционно-диффузионного действия. Работа этого холодильника осуществляется за счет нагрева генератора электронагревателем. Генератор холодильника представляет собой цилиндрическую трубу диаметром 14 мм, в котором кипит водоаммиачный раствор.

Согласно рекомендуемой нами схеме, генератор холодильника будет обогреваться высокотемпературным теплоносителем, который получает тепло в солнечном котле, установленном в фокусе солнечной установки с параболическим отражателем. Циркуляция теплоносителя осуществляется естественным образом.

Для обеспечения бесперебойности работы холодильника в ночное время, в схему включен изотермический аккумулятор тепла, который устанавливается на подъемной линии циркуляционного контура. В качестве аккумулирующего вещества была принята кристаллическая смесь, состоящая из 5 мол. % NaCl + 48 мол. % KNO<sub>3</sub> + 47 мол. % NaNO<sub>3</sub>, с температурой плавления 212°C.

Принцип работы установки заключается в следующем: солнечные лучи, отраженные от зеркальной поверхности параболического отражателя, концентрируются на тепловоспринимающей поверхности котла, где нагревается теплоноситель; под действием разности удельных весов в контуре, теплоноситель поднимается по подъемной трубе и через теплообменник изотермического аккумулятора тепла поступает в теплообменник генератора холодильника, где, отдавая тепло, возвращается по опускной трубе обратно в котел. Таким образом, при дневной

работе теплоноситель циркулирует между солнечным котлом и генератором холодильника и нагревает одновременно аккумулятор и генератор. В ночное время теплоноситель циркулирует между аккумулятором тепла и генератором холодильника. При этом солнечный котел выключается из схемы.

Поскольку генератор холодильника потребляет незначительное количество тепла — около 80—90 ккал/час (включая и потери в окружающий воздух) желательно принимать разность высоты контура между котлом и генератором возможно меньше. В противном случае будут относительно большие потери тепла в трубопроводах и громоздкая конструкция. Нами была проведена приблизительная оценка минимальной высоты контура, при которой мог бы работать контур в реальных условиях. Эта разность была принята 1—1,2 метра. Однако расчеты такого контура не могут быть проведены точно, и нами была поставлена задача — провести испытание для выяснения вопроса о циркуляции теплоносителя в этом контуре. Возникла также задача определения коэффициента теплоотдачи между теплоносителем и стенкой генератора при малых скоростях теплоносителя в контуре.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЯ

Экспериментальная установка, представляющая собой модель циркуляционного контура, состоит из котла, теплообменника, циркуляционных труб, расширительного сосуда и пробкового вентиля на линии подъемной трубы.

Котел представляет собой цилиндр высотой 30 мм и диаметром 130 мм, внутри которого смонтирован электрический нагреватель из нихромовой проволоки.

Осуществление модели генератора с кипящим водоаммиачным раствором, при давлении 17—20 ата и температуре 160—170°C требует очень сложной и громоздкой конструкции. Поэтому в опытном контуре модель генератора была заменена теплообменником, состоящим из трех концентрично вставленных друг в друга труб диаметрами — 8/10, 18/22, 35/38 мм и длиной по 0,2 м. Определение коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к стенке производилось для температурных условий соответствующих работе холодильника. Для этого температура стенки средней трубы поддерживалась равной температуре стенки генератора (170—180°C), что было достигнуто путем заполнения кольцевого зазора между внутренней и средней трубами термоизоляционным материалом — песком ( $\lambda=0,3$  ккал/м<sup>2</sup> час °C).



По кольцевому зазору между средней и наружной трубами протекает теплоноситель. Охлаждающая вода протекает по внутренней трубе, концы которой присоединены к трубопроводам текстолитовыми муфтами.

Циркуляционные трубы, теплообменник и котел были изолированы снаружи асбестовым шнуром и обмурованы асбестоцементной смесью. Поскольку в натуре котел будет нагреваться за счет поглощения лучистой энергии солнца, нижнее дно его оставили без изоляции. Подъемная и опускная трубы, ввиду близкого расстояния между ними, имели снаружи общую изоляцию. Охлаждающая вода подавалась из специального напорного бака, а температура ее на входе и выходе из теплообменника измерялась термометрами с делением шкалы  $0,1^\circ$ . В остальных точках температура измерялась термопарами, изготовленными из меди и константана (диаметром  $0,25$  мм). ЭДС, развиваемая термопарами, измерялась потенциометром.

Температура стенки средней и внутренней трубок теплообменника измерялась в четырех точках по длине, а наружной — в двух точках. Термопары средней трубы были заложены в канавку, сделанную в стенке, а спаи зачеканены на глубине  $1$  мм от наружной поверхности стенки. Термопары внутренней и наружной труб были зачеканены на наружных поверхностях, а концы их выведены по изотермической поверхности вдоль стенки.

Температура теплоносителя на входе и выходе котла и теплообменника измерялась термопарами, пропущенными через иголки медицинского шприца диаметром  $0,8/1,2$  мм, которые, в свою очередь, пропускались в трубу через сальники. Поскольку мы не измеряли скорость течения жидкости и ее распределение по сечению трубы, для измерения средней температуры теплоносителя (температуры смешения) перед этими термопарами были смонтированы вращающиеся мешалки. Для измерения температурного поля по сечению трубы к этим термопарам были приспособлены микрометрические винты. Предварительные испытания показали, что температура теплоносителя в указанных точках остается постоянной по сечению трубы (равной температуре смешения), за исключением незначительного участка, где влияет утечка тепла через сальник в окружающий воздух. Совпадение показаний этих способов измерения позволяют считать температуру жидкости постоянной по сечению трубы в этих точках и определить скорость течения теплоносителя в теплообменнике по формуле:

$$W_T = \frac{G_T}{3600 \cdot F \cdot \gamma_{cp}} \text{ м/сек}$$

где:

$F$  — площадь поперечного сечения канала —  $\text{м}^2$ .

$\gamma_{cp}$  — удельный вес теплоносителя, взятый по средней температуре теплоносителя в контуре —  $\text{кг/м}^3$ .

$$G_T = \frac{Q_B + Q_{п.т}}{c_T(t'_T - t''_T)} \text{ кг/час}$$

— расход теплоносителя, определяемый из теплового баланса теплообменника.

$Q_B$  — количество тепла, отдаваемое теплоносителем в охлаждающую воду —  $\text{ккал/час}$ .

$Q_{п.т}$  — количество тепла, теряемое через изоляцию теплообменника в окружающий воздух —  $\text{ккал/час}$ .

$c_T$  — теплоемкость теплоносителя —  $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$ .

$t'_T$  и  $t''_T$  — температура теплоносителя на входе и выходе теплообменника —  $^\circ\text{C}$ .

Действующий напор на циркуляцию теплоносителя определяется по разности удельных весов теплоносителя в опускной  $\gamma_{от.т}$  и подъемной  $\gamma_{п.т}$  трубах:

$$\Delta P = h(\gamma_{от.т} - \gamma_{п.т}) \text{ кг/м}^2$$

где:  $h$  — высота контура в метрах

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке средней трубы в теплообменнике определялся по формуле:

$$\alpha = \frac{Q_B}{F_{ст}(t'_T - t_{ст})} \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$$

где:  $t_{ст}$  — средневзвешенная температура стенки по длине трубы —  $^\circ\text{C}$ .

$t'_T$  — средняя температура теплоносителя —  $^\circ\text{C}$ .

В качестве теплоносителя был использован глицерин, обладающий температурой плавления  $t_{пл} = -17^\circ\text{C}$ , температурой кипения  $t_{кип} = 290^\circ\text{C}$  и низкими коэффициентами вязкости при температурах выше  $100^\circ\text{C}$ .

## РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТОВ

Опыты проводились при температурах глицерина от  $147^\circ$  до  $211,7^\circ\text{C}$ , с высотами контура  $1$  и  $0,4$  м. Высота контура



$h = 0,4$  м принята согласно предполагаемой высоте его при работе от изотермического аккумулятора тепла.

Опытные данные, при интересующих нас температурах теплоносителя (выше  $180^{\circ}\text{C}$ ), показаны в таблице 6.

В опытном контуре циркуляции глицерина осуществляется, в основном, под действием разности удельных весов его в опускной и подъемной трубках, так как перепад температуры глицерина в самом теплообменнике меньше, чем в опускной трубе. Результаты опытов по теплоотдаче от глицерина к стенке средней трубы теплообменника были обработаны в виде критериальной зависимости:

$$\text{Nu} \cdot \text{Pr}_f^{-0,43} \cdot (\text{Pr}_f/\text{Pr}_w)^{-0,25} \cdot \epsilon^{-1} = K_0 = f(\text{Re}_f)$$

Опытные точки достаточно хорошо описываются обобщенной кривой М. А. Михеева  $K_0 = 0,17 \cdot \text{Re}_f^{0,33}$ , среднеквадратичный разброс которых от этой кривой составляет не более  $\pm 10\%$ . Это показывает, что для определения коэффициента теплоотдачи от теплоносителя (глицерина) к стенке средней трубы теплообменника можно воспользоваться рекомендованной М. А. Михеевым расчетной формулой:

$$\text{Nu}_f = 0,17 \text{Re}_f^{0,33} \cdot \text{Pr}_f^{0,43} \cdot \text{Gr}_f^{0,1} (\text{Pr}_f/\text{Pr}_w)^{0,25}$$

учитывающей факторы вынужденной и естественной конвекции. Однако влияние критерия Грасгофа здесь оказалось незначительным, так как во-первых, движение в основном является вынужденным, во-вторых, естественное движение не направлено на перемешивание потока.

Таблица 6

Основные параметры	$h = 1$ м	$h = 0,4$ м
Количество тепла, получаемое охлаждающей водой, ккал/час . . . . .	90—95	90—95
Разность температур между глицерином и стенкой средней трубы в теплообменнике $^{\circ}\text{C}$ . . . . .	15—16	17—18
Разность температур между стенкой котла и глицерином $^{\circ}\text{C}$ . . . . .	30	40
Скорость циркуляции глицерина в турбопроводах, м/сек . . . . .	0,08—0,1	0,025—0,031
Скорость циркуляции глицерина в теплообменнике м/сек . . . . .	0,036—0,041	0,012—0,013
Действующий напор, кг/м <sup>2</sup> . . . . .	4	3,5
Коэффициент полезного действия по нагреву охлаждающей водой . . . . .	0,24	0,32—0,34
Коэффициент теплоотдачи от глицерина к стенке средней трубы в теплообменнике, ккал/м <sup>2</sup> час $^{\circ}\text{C}$ . . . . .	400—450	400—450

За определяющий размер, при обработке опытных данных по конвективному теплообмену, был принят эквивалентный диаметр кольцевого канала между средней и наружной трубами теплообменника, а за определяющую температуру — средняя температура глицерина.

Значение критерия  $\text{Gr}_f$  при опытах составляло от  $1,4 \times 10^5$  до  $1,7 \cdot 10^7$ , а  $\text{Re}_f$  — от 92 до 1945.

Проведенное испытание показало возможность использования глицерина как промежуточного теплоносителя с естественной циркуляцией его в контуре принятой нами схемы солнечного бытового холодильника. Во время опытов не замечались местные перегревы глицерина (в котле) даже в начале включения нагревателя. Циркуляция в контуре начинается через 10—15 минут после включения нагревателя, когда температура теплоносителя в котле приближается к  $100^{\circ}\text{C}$ .

На основе полученных результатов опыта, был проведен энергетический расчет схемы солнечного бытового холодильника с естественной циркуляцией глицерина между солнечным котлом и генератором холодильника с изотермическим аккумулятором тепла. Расчеты показывают, что общий КПД установки, при работе днем от параболического отражателя площадью  $1,0 \text{ м}^2$  и от изотермического аккумулятора тепла ночью составляет  $8\%$ .

## ВЫВОДЫ

1. Сопоставление энергетических и технико-экономических показателей солнечных установок, при совместной работе их с абсорбционной холодильной машиной, показывает, что:

а) при температурах испарения ниже  $-10^{\circ}\text{C}$  целесообразно использовать параболическую установку;

б) учитывая простоту изготовления и удобства эксплуатации параболические установки могут оказаться выгоднее параболических при температурах испарения не ниже  $-10^{\circ}\text{C}$ , а установки типа «горячего ящика» — при температурах испарения не ниже  $+7^{\circ}\text{C}$ .

2. Предложена схема солнечного бытового холодильника (абсорбционно-диффузионного действия) с концентратором солнечных лучей и с естественной циркуляцией теплоносителя.

Возможность конструктивного осуществления подобной схемы подтверждена исследованием естественной циркуляции глицерина на модели циркуляционного контура.

На основе проведенного эксперимента доказано, что коэффициент теплоотдачи от глицерина к стенке трубы в теплооб-



меннике холодильника можно подсчитать по формуле М. А. Михеева:

$$Nu_f = 0,17 Re_f^{0,33} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot Gr_f^{0,1} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}.$$

Выяснено, что в условиях вертикального расположения теплообменника влияние критерия Грасгофа на величину коэффициента теплоотдачи незначительно.

В качестве концентратора солнечной энергии в предложенной схеме целесообразно использовать солнечную установку с параболическим отражателем, а в качестве аккумулятора — кристаллические вещества.

---

Материалы диссертации опубликованы в виде статей в Известиях Академии Наук Туркменской ССР, № 3, 4, 1957 г.

---

128354

ЦЕНТРАЛЬНАЯ НАУЧНАЯ  
БИБЛИОТЕКА  
А. Н. Ниргизской ССР

Т—00229 от 2/1—58 г.

Зак. 28

Тип. № 3 Госстройиздата