

Исследование газоохладителей тепловых насосов на R744

Д-р техн. наук **И. М. КАЛНИНЬ**,
д-р техн. наук **И. В. ДЕРЕВИЧ**,
С. Б. ПУСТОВАЛОВ
МГУИЭ

A technique and results of computational, theoretical, experimental and numerical investigation of gas coolers of new design, intended for heating of the network water, when working in heat pumps using R744 as a working substance THCO₂ are presented. It is demonstrated that when the recommended operational parameters are fulfilled, an essential increase in technical and economical indices of gas coolers and the whole THCO₂ is ensured.

В настоящее время в России в соответствии с Федеральной целевой программой "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития науки и техники на 2002–2006 годы" по теме № 24 "Создание технологий и оборудования для использования низкопотенциальных тепловых ресурсов для целей теплоснабжения" с участием НПФ "ЭКИП", МГУИЭ, ОАО "НПО Гелиймаш" и др. создаются тепловые насосы, работающие на диоксиде углерода (THCO₂) [3]. Это принципиально новые машины, практически все элементы которых разрабатываются впервые.

Теплообменный аппарат – газоохладитель ГО THCO₂, в котором происходит охлаждение газообразного диоксида углерода (R744) без фазового перехода и нагрев сетевой воды, относится к основным элементам THCO₂ и во многом определяет технико-экономические показатели теплового насоса.

Как показал проведенный анализ, для крупных THCO₂ наиболее

приемлема кожухотрубная конструкция газоохладителя с витым пучком трубок, а для малых – кожухозмеевиковая с потоком газообразного R744 в трубках.

Для создания ГО THCO₂ необходимы надежные данные о закономерностях теплопередачи между рабочим веществом (R744) и теплоносителем (сетевая вода). Однако экспериментальные данные по теплоотдаче от охлаждаемого R744 в условиях работы реальных ГО THCO₂ в настоящее время отсутствуют.

В THCO₂ осуществляется газожидкостный термодинамический цикл (в отличие от парожидкостного во фреоновых ТН). В ГО THCO₂ R744 всегда находится при сверхкритическом давлении (СКД) в околокритической области, где теплофизические свойства, прежде всего плотность и теплоемкость, при постоянном давлении в большой степени зависят от температуры.

Методикой расчета аппарата должны учитываться существенное нелинейное изменение температуры газообразного R744 вдоль канала, а также градиент температуры по сечению канала в пристеночном слое трубки.

Для расчета теплоотдачи от рабочего вещества при постоянных (слабопеременных) его свойствах использована зависимость на основе корреляции Петухова–Кириллова [5]:

$$Nu^0 = \frac{(\xi^0/8) Re \cdot Pr}{1 + 900/Re + 12,7(\xi^0/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (1)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления рабочего вещества при постоянных свойствах ξ^0 рассчитывают по формуле Филоненко [5]:

$$\xi^0 = (1,82 \log Re - 1,64)^{-2} \quad (2)$$

Критерий Нуссельта Nu^0 (1) определяют по среднemasсовой температуре рабочего вещества в сечении. Для учета градиента температуры в пристеночном слое используют поправку Краснощекова–Протопопова к числу Нуссельта [4]:

$$Nu = Nu^0 \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pc}} \right)^d \cdot \left(\frac{\rho_c}{\rho_n} \right)^b \quad (3)$$

где $\bar{c}_p = \frac{i_c - i_n}{T_c - T_n}$ – среднemas-

совая теплоемкость;

i – энтальпия;

T – температура;

c_p – теплоемкость;

ρ – плотность;

d, b – показатели степени;

нижние индексы: с, п – на стенке и в ядре потока соответственно.

Поправка Петрова–Попова [4] для коэффициентов гидравлического сопротивления:

$$\xi = \xi^0 \left(\frac{\rho_c}{\rho_n} \right)^m \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_n} \right)^s \quad (4)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости;

m и s – показатели степени.

Для решения поставленной задачи обычно применяют дискретный метод (разбиение на участки) [1], который в рассматриваемом случае приводит к существенным отклонениям от

В данной работе предложен дифференциальный (непрерывный) метод расчета [2, 6], основанный на решении системы уравнений

$$\begin{cases} c_{pa} G_a \frac{dT_a}{dx} = k_{aw} (T_w - T_a); \\ c_{pw} G_w \frac{dT_w}{dx} = -k_{aw} (T_a - T_w), \end{cases} \quad (5)$$

где G — расход;

T – среднemasсовая температура;

x — длина канала;

k — коэффициент теплопередачи;

нижние индексы: a , w — рабочее вещество и теплоноситель соответственно.

$$k_{aw} = \pi \left[\frac{1}{\alpha_\alpha D_1} + \frac{\pi}{\alpha_w \Pi_2} + \frac{1}{2\lambda_v} \ln \left(\frac{D'_1}{D_1} \right) \right]^{-1};$$

$$\alpha_a = \text{Nu} \frac{\lambda_a}{D_1}; \alpha_w = \text{Nu}^0 \frac{\lambda_w \pi}{\Pi_2},$$

где α – коэффициент теплоотдачи;

D_1 – внутренний диаметр трубки;

P_2 — периметр теплового контакта между рабочим веществом и теплоносителем;

λ — коэффициент теплопроводности;

D_1' – наружный диаметр трубки;

нижний индекс: v — трубка.

Геометрические параметры кожухозмеевикового газоохладителя приведены на рис. 1.

Система уравнений (5) описывает изменение температур рабочего вещества и теплоносителя в каждом сечении канала и позволяет находить распределение температур охлаждаемого R744 и воды по длине канала в режиме противотока, а также интегральные характеристики ГО ТНСО₂.

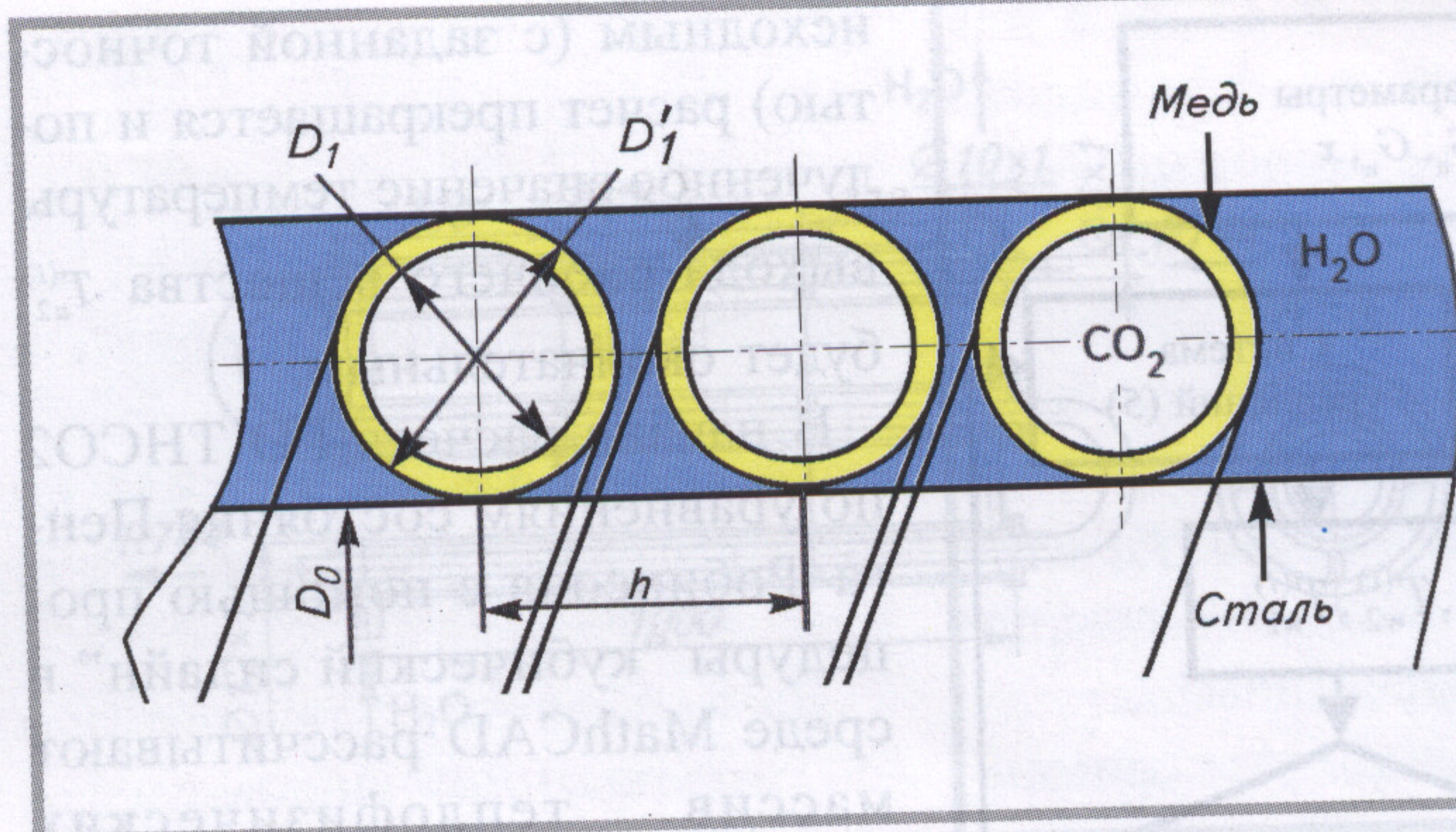


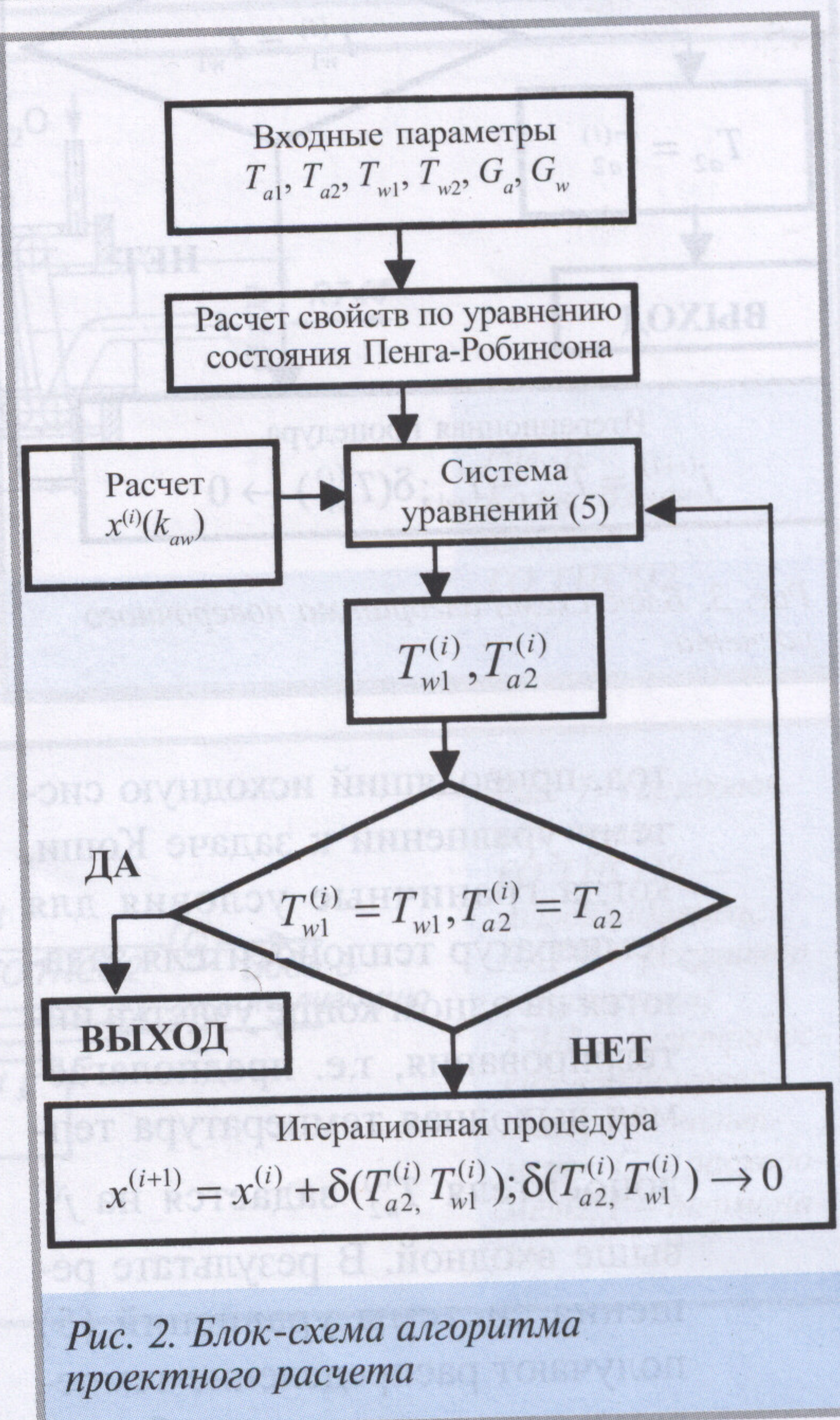
Рис. 1. Расчетная
схема ГО ТНСО₂
кожухозмеевиково-
вого типа
(рабочее вещество
СО₂, теплоноси-
тель — Н₂O)

Интегральные значения перепадов давлений рабочего вещества Δp_a и теплоносителя Δp_w в аппарате рассчитывают по классическим формулам.

Для численной реализации дифференциального метода расчета ГО THCO₂ разработаны алгоритмы проектного и поверочного расчетов.

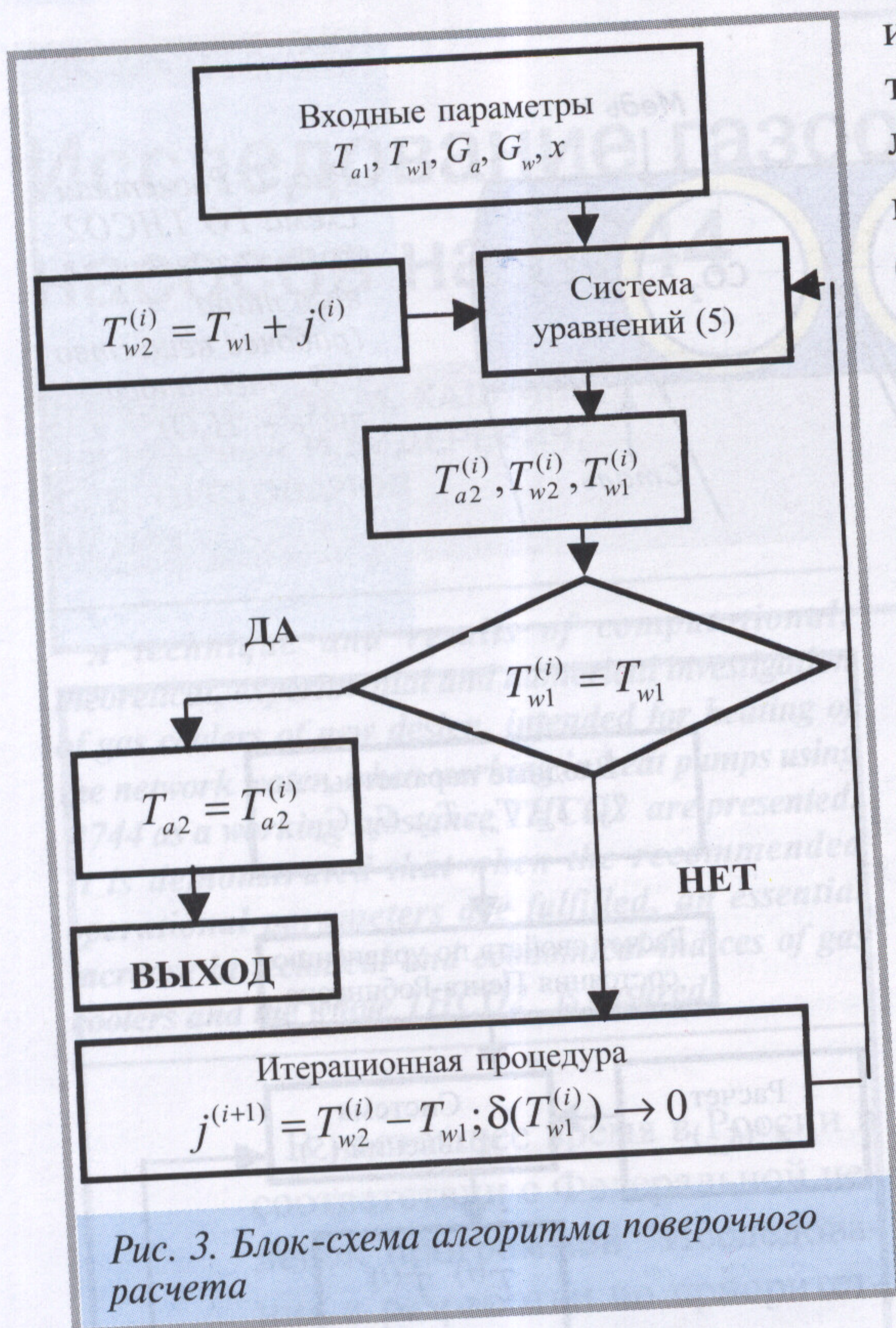
При проектном расчете (рис.2) задают расходы, входные и выходные температуры, давление рабочего вещества и теплоносителя. Определяют температурный напор и интегральный коэффициент теплопередачи при осредненных теплофизических свойствах, с учетом которого затем рассчитывают промежуточное значение требуемой длины канала $x^{(i)}(k_{aw})$. Затем из системы уравнений (5) получают промежуточные значения температур входа теплоносителя $T_{w1}^{(i)}$ и выхода рабочего вещества $T_{a2}^{(i)}$. Если эти температуры не совпадают с заданными, проводят итерационную процедуру, находят $x^{(i+1)}$ и возвращаются к решению системы (5). Расчет прекращают, когда полученные значения температур совпадут с исходными с заданной точностью.

При *поверочном* расчете (рис. 3) задают входные темпе-



ратуры, давление и расходы рабочего вещества и теплоносителя, тепловую нагрузку и параметры теплообменной поверхности. Искомой величиной являются выходные температуры.

Численное решение системы уравнений (5) осложняется тем, что входные температуры рабочего вещества и теплоносителя заданы на противоположных концах участка интегрирования. Для этого случая предложен ме-



тод, приводящий исходную систему уравнений к задаче Коши, когда граничные условия для температур теплоносителя задаются на одном конце участка интегрирования, т.е. предполагаемая выходная температура теплоносителя $T_{w2}^{(i)}$ задается на $j^{(i)}$ выше входной. В результате решения системы уравнений (5) получают распределение температур теплоносителя и рабочего вещества по длине x , а также промежуточные значения температур рабочего вещества на выходе $T_{a2}^{(i)}$ и теплоносителя на входе $T_{w1}^{(i)}$. Если полученное значение $T_{w1}^{(i)}$ отличается от исходного на некоторую величину $\delta(T_{w1}^{(i)})$, то происходит обращение к итерационной процедуре и решение системы (5) повторяется. При совпадении значения $T_{w1}^{(i)}$ с

исходным (с заданной точностью) расчет прекращается и полученное значение температуры выхода рабочего вещества $T_{a2}^{(i)}$ будет окончательным.

В начале расчета ГО ТНСО₂ по уравнениям состояния Пенга–Робинсона с помощью процедуры “кубический сплайн” в среде MathCAD рассчитывают массив теплофизических свойств рабочего вещества и теплоносителя, к которому обращаются при последующем расчете. Это позволяет существенно ускорить расчет и сократить время работы на ЭВМ.

Описанная методика расчета ГО ТНСО₂ позволила получить ожидаемые характеристики теплообменных аппаратов предложенных конструкций.

Для исследования особенностей процессов теплообмена в элементах ТНСО₂ специалистами кафедры “Холодильная и криогенная техника” МГУИЭ был создан специальный тепло-технический стенд (рис.4), который воспроизводит работу реального ТНСО₂ при тепловых нагрузках в диапазоне 1...6 кВт, что дает возможность отрабатывать схемные решения и исследовать теплообменные аппараты с различными конструкциями и характеристиками. Использование мембранного компрессора 1,6МК-8/200 для компримирования рабочего вещества (R744) позволяет избежать попадания в его поток масла.

С целью апробации созданного расчетного метода на стенде

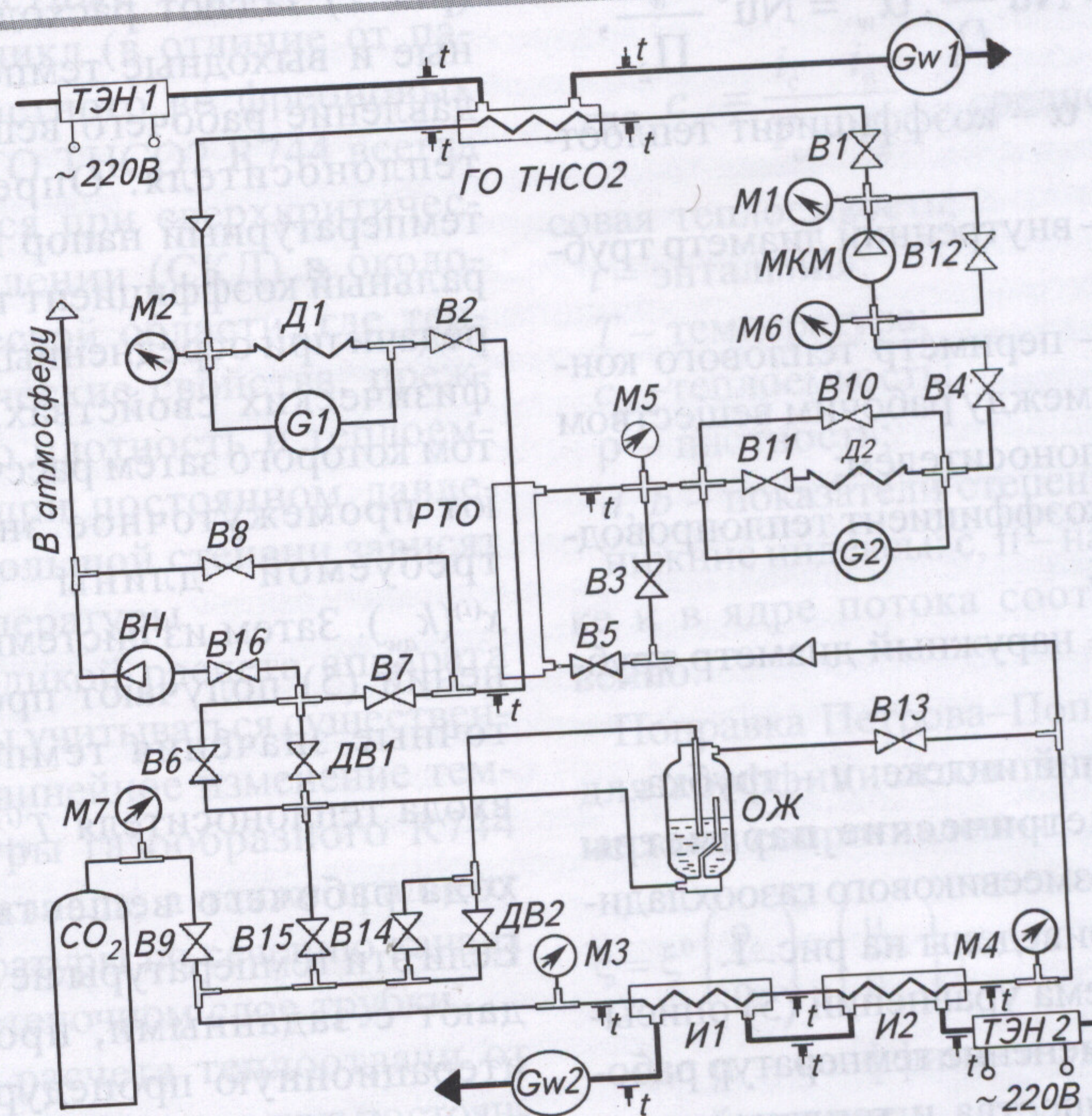


Рис. 4. Принципиальная схема теплотехнического стенда:
МКМ — мембранный компрессор; ГО ТНСО₂ — кожухотрубный теплообменник; И1, И2 — испарители; РТО — регенеративный теплообменник; ОЖ — отделитель жидкости; М1...М7 — образцовые манометры; В1...В16 — запорные вентили; ДВ1, ДВ2 — регулирующие вентили; Д1, Д2 — дюзы; ТЭН 1, ТЭН 2 — электрические водонагреватели; G1, G2 — расходомеры CO₂; G_{w1}, G_{w2} — расходомеры воды; ВН — вакуумный насос; Б — баллон с жидким пищевым диоксидом углерода; t — термометры

было проведено экспериментальное исследование газоохладителей двух видов: соосного (типа “труба в трубе”) и кожухотрубного. Соосный аппарат (рис.5) позволяет получать промежуточные значения температур рабочего вещества и теплоносителя вдоль канала, что необходимо для тестирования разработанных алгоритмов, построенных на расчете изменения условий теплопередачи по длине канала; кожухотрубный аппарат (рис.6) является прототипом реального газоохладителя для NH_3/CO_2 малой мощности.

Экспериментальное исследование проводили в следующем диапазоне параметров: давление нагнетания $p_2 = 9 \dots 13$ МПа; температуры: кипения $t_0 = 5 \dots 20$ °С, газообразного R744 на входе в ГО $t_{a1} = 70 \dots 110$ °С, на выходе из ГО $t_{a2} = 25 \dots 45$ °С, теплоносителя на входе в ГО $t_{w1} = 15 \dots 40$ °С, теплоносителя на выходе из ГО $t_{w2} = 40 \dots 80$ °С; расход R744 $G_a = 0,01 \dots 0,025$ кг/с; массовая скорость R744 $M_a = 200 \dots 2000$ кг/(м² · с).

В соответствии с разработанной методикой исследования по результатам проведенных измерений определяют интегральный коэффициент теплопередачи аппарата, из которого затем получают интегральный коэффициент теплоотдачи со стороны газообразного R744, используя расчетный коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя. Для расчета последнего существует достаточно надежная методика. Тем не менее для ее проверки и уточнения была проведена тарировка аппаратов на тарировочном стенде (рис. 7), где они работали по схеме вода—вода с

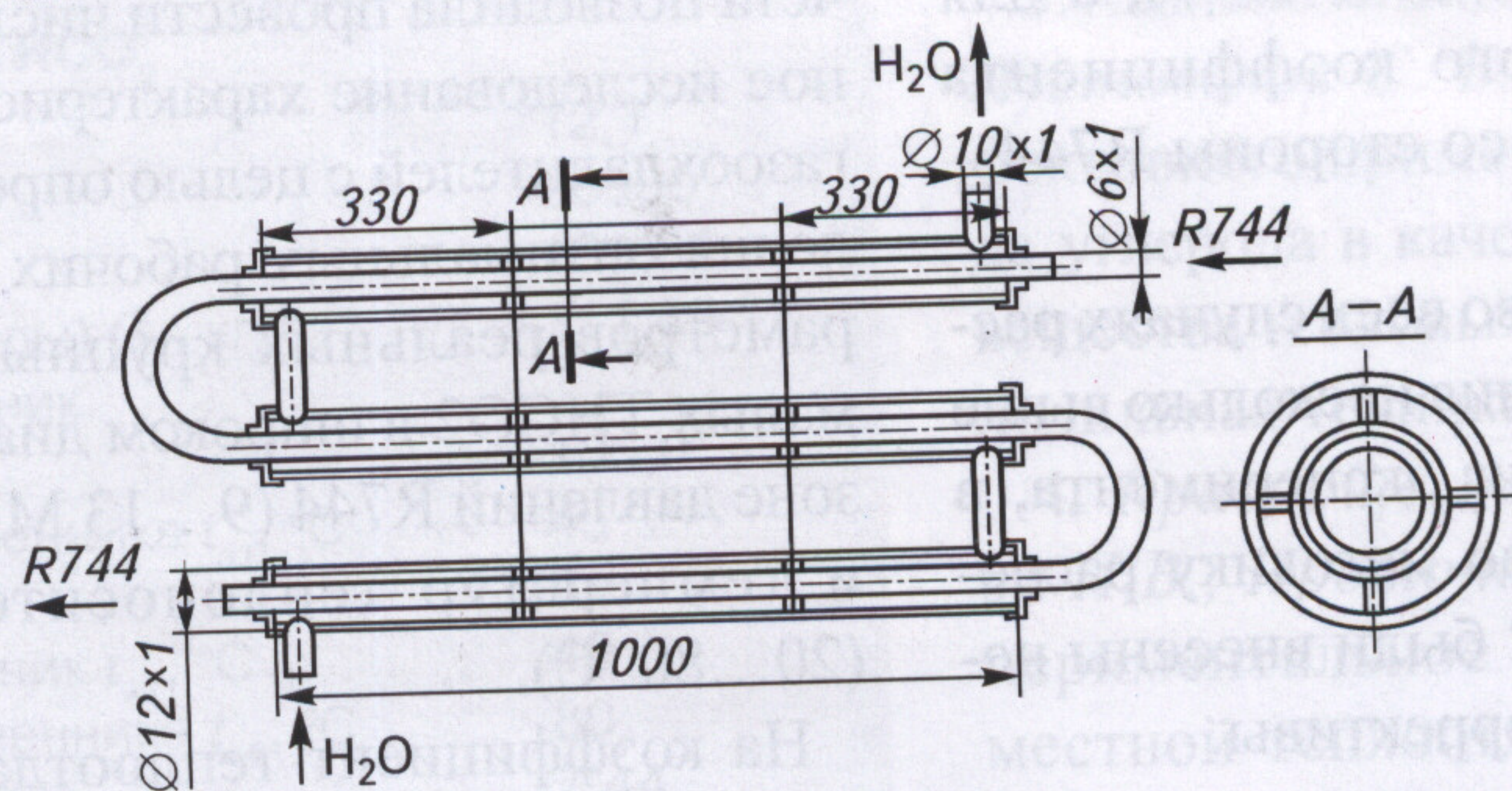


Рис. 5.
Соосный
ГО ТНСО₂

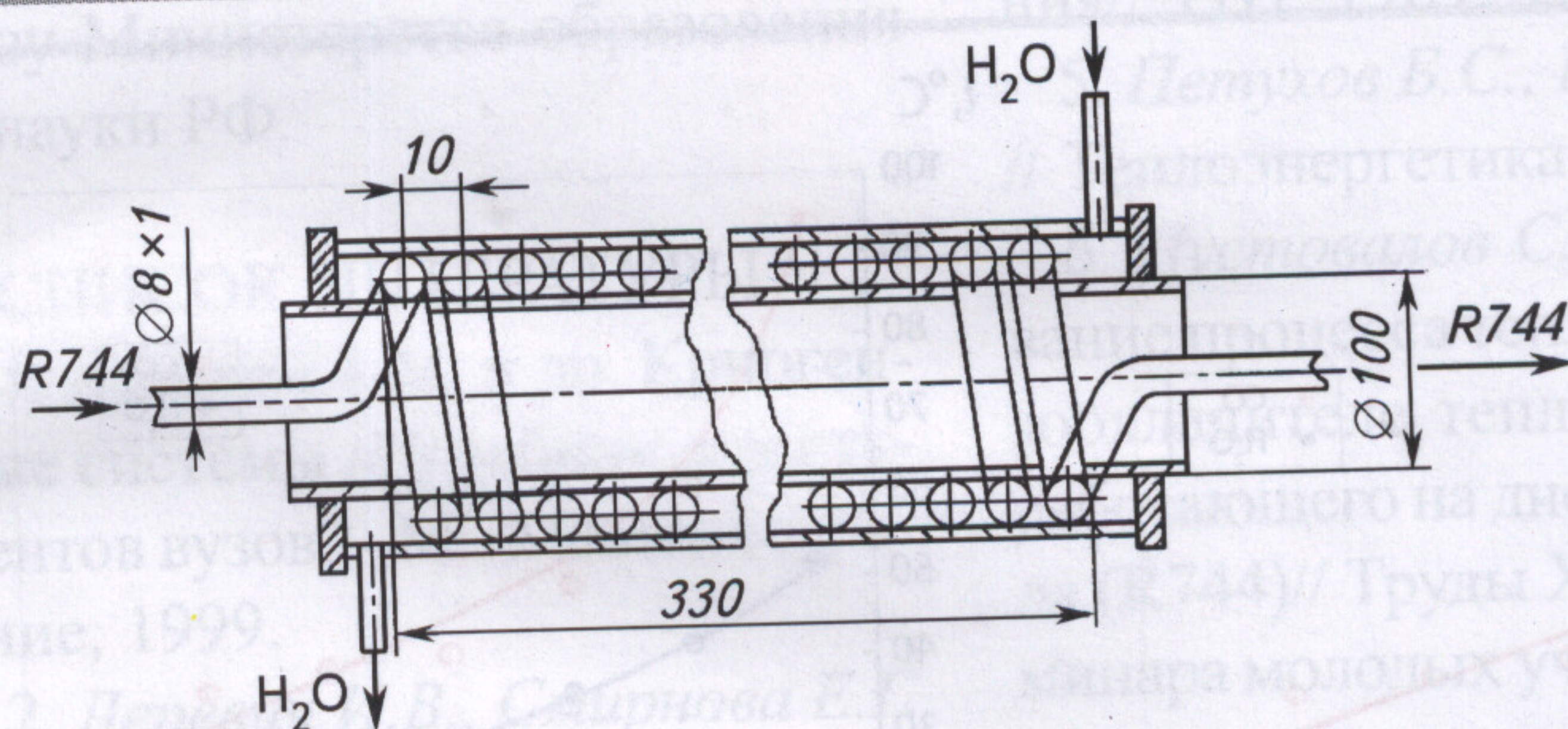


Рис. 6.
Кожухозмее-
виковый
ГО ТНСО2

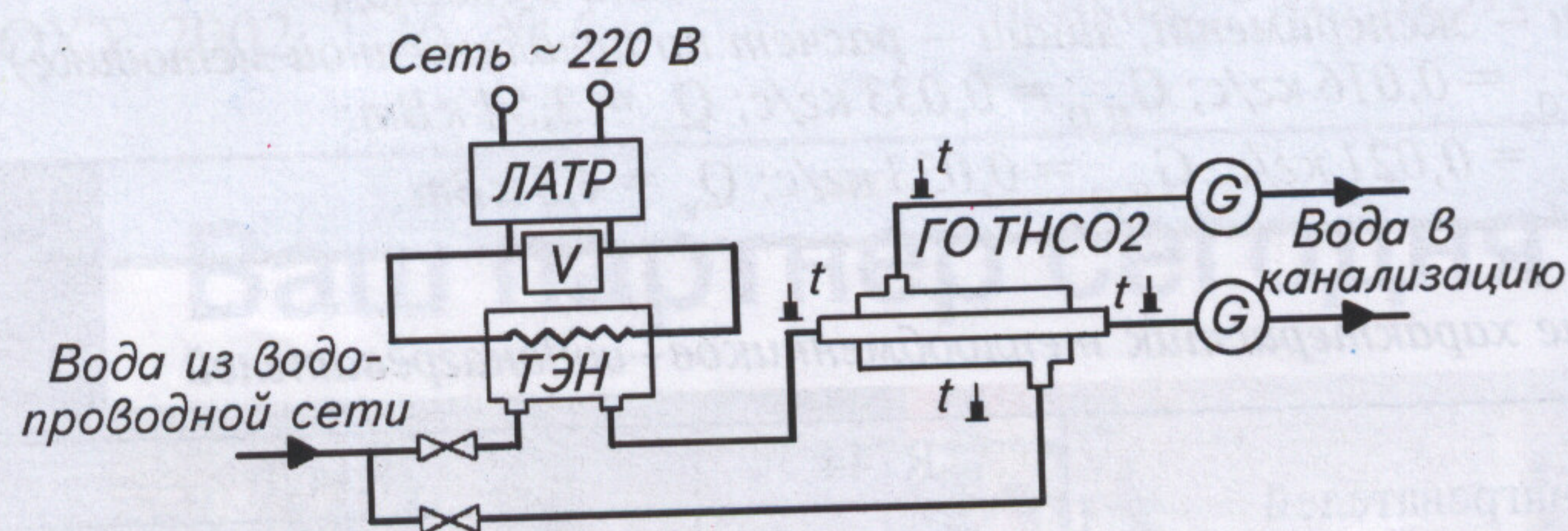


Рис. 7. Тарировочный стенд:
ГО ТНСО2 — газоохладитель;
ЛАТР — регулятор напряжения;
ТЭН — электрический водонагреватель; V — вольтметр; G — расходомеры; t — термометры

подачей горячей воды в трубку, а холодной — в межтрубное пространство. Была получена экспериментальная зависимость коэффициента теплоотдачи со стороны теплоносителя от его расхода (скорости) при рабочих температурах.

Экспериментальные данные практически полностью совпали с расчетными, что указывает на отсутствие искажения проходного сечения и продольной перетечки тепла в ГО.

Достоверность принятого дифференциального метода расчета аппаратов подтверждена сопоставлением расчетного и полученного из эксперимента на соосном аппарате распределения температур газообразного R744 и теплоносителя вдоль канала (рис.8). Расхождение не превышает $\pm 10\%$.

Для интегрального коэффициента теплопередачи аппарата несовпадение расчетных и экспериментальных значений находи-

лось в пределах 4–17 %, а для интегрального коэффициента теплоотдачи со стороны R744 – 3–18 %.

Поскольку во всех случаях расчетные значения несколько выше полученных из эксперимента, в разработанную методику расчета ГО ТНСО₂ были внесены необходимые коррективы.

Подтвержденная эксперимен-
тальными данными методика рас-

чета позволила провести численное исследование характеристик газоохладителей с целью определения оптимальных рабочих параметров реальных крупных и малых ТНСО₂ в широком диапазоне давлений R744 (9...13 МПа) и температур теплоносителя (20...80 °C).

На коэффициент теплоотдачи со стороны R744 сильнее всего влияет массовая скорость газа в

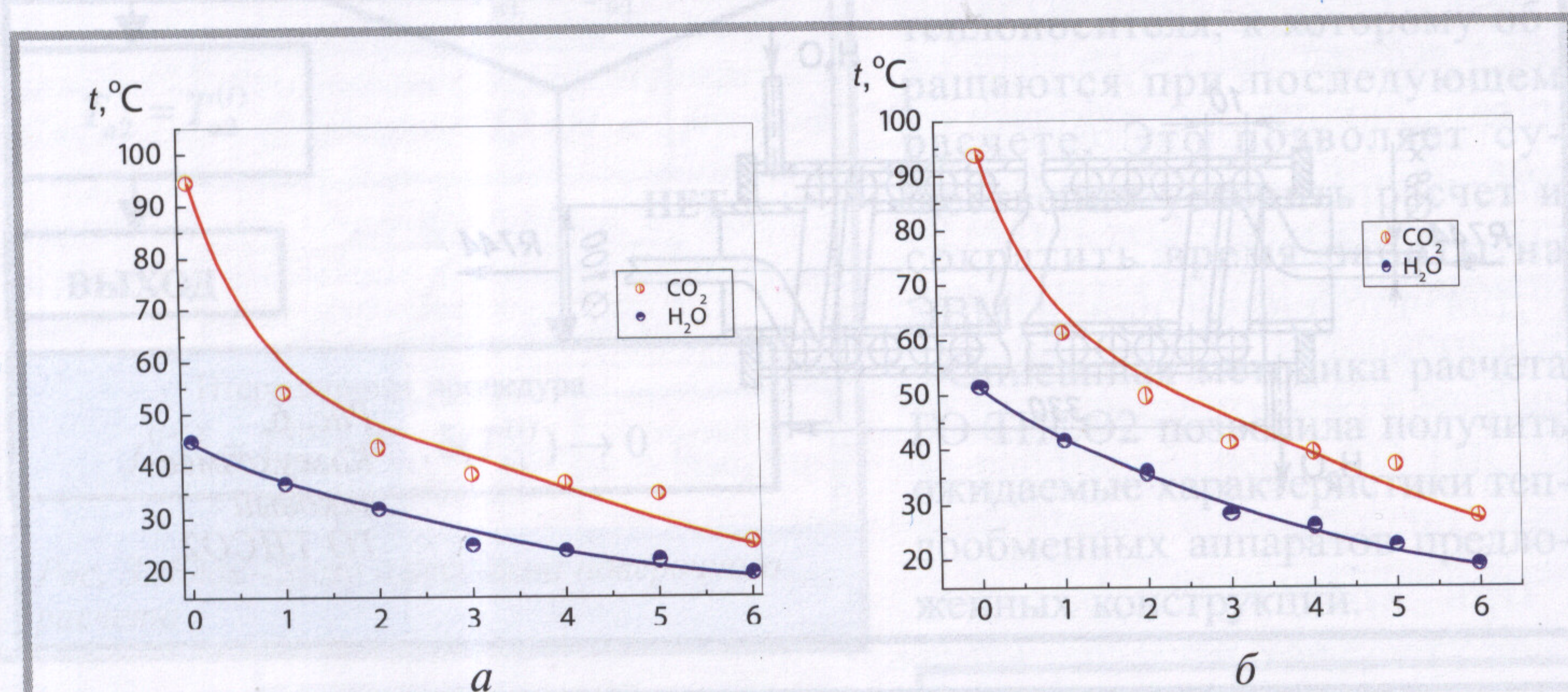


Рис. 8. Распределение температуры R744 и воды вдоль канала в соосном газоохладителе (точки – эксперимент, линии – расчет по предложенной методике):
 а – $p_{\text{CO}_2} = 9,7 \text{ МПа}$; $G_{\text{CO}_2} = 0,016 \text{ кг/с}$; $G_{\text{H}_2\text{O}} = 0,033 \text{ кг/с}$; $Q_w = 3,54 \text{ кВт}$;
 б – $p_{\text{CO}_2} = 11 \text{ МПа}$; $G_{\text{CO}_2} = 0,021 \text{ кг/с}$; $G_{\text{H}_2\text{O}} = 0,033 \text{ кг/с}$; $Q_w = 4,5 \text{ кВт}$

Сопоставление характеристик теплообменников–водонагревателей

Параметры водонагревателей	R744	R142b	
	ГО	КД	ПО
Тепловая нагрузка, МВт	20	17	3
Массовая скорость рабочего вещества, кг/(м ² ·с)	2000	—	330
Коэффициент теплоотдачи рабочего вещества, кВт/(м ² ·К)	6,21	1,44	1,45
Коэффициент теплоотдачи теплоносителя, кВт/(м ² ·К)	6,31	10,34	11,5
Коэффициент теплопередачи к внутренней поверхности, кВт/(м ² ·К)	3,6	2,2	2,3
Число трубок, шт.	864	2243	823
Наружный диаметр трубки, мм	12	20 (φ = 3,5)*	
Внутренний диаметр трубки, мм	9	16	
Масса трубки на 1 м ² внутренней поверхности, кг/м ²	15,4	20,2	20,2
Удельная масса трубок, кг/кВт	0,58	0,76	0,76
Экономия по массе трубок, R744/R142b — 24,9 %			
Удельная масса аппарата, кг/кВт	0,87	1,38	0,63
Экономия по массе аппарата, R744/R142b — 37,8 %			

* φ — коэффициент оребрения трубок.

трубке. Ее максимальные значения лимитируются относительной потерей давления в трубке $\Delta p_a/p_a$, которая не должна превышать 1,5 %, чтобы избежать искажения термодинамического цикла ТНСО₂. Рекомендованная массовая скорость R744 в 5–15 раз превышает допустимую для фреонов (при равной относительной потере давления), что определяется фактором $(p \cdot \rho)^{0,5}$. Это обуславливает высокие значения коэффициента теплоотдачи со стороны R744.

Заданная массовая скорость в ГО ТНСО₂, при которой достигается максимальное значение коэффициента теплоотдачи со стороны R744, обеспечивается изменением числа трубок. Удельная масса трубок на единицу площади внутренней теплообменной поверхности γ (кг/м²) при равной прочности снижается с уменьшением диаметра. Для крупных ГО ТНСО₂ с учетом ограничений по числу трубок оптимально использовать медные трубки $\varnothing 12 \times 1,5$, для малых ГО ТНСО₂ – медные трубки $\varnothing 8 \times 1$. Данные трубки поставляются в бухтах длиной до 100 м.

Скорость теплоносителя (сетевая вода) также лимитируется потерей давления в канале (межтрубном пространстве), что обусловлено ограничением доли аппарата в общем гидросопротивлении сети.

На основе проведенных исследований был спроектирован реальный ГО ТНСО₂ тепловой мощностью 20 МВт, исходные параметры которого приведены ниже.

В таблице дано сопоставление технико-экономических показателей спроектированного ГО и теплообменных аппаратов (конденсатор КД и переохладитель ПО), работающих в составе теп-

Параметры ГО THCO₂

Давление прямого потока R744 p_2 , МПа	12,1
Тепловая нагрузка теплообменника Q, кВт	20000
Расход прямого потока R744 G_a , кг/с	109,83
Расход обратного потока (нагреваемой воды) G_w , кг/с	111,88
Температура R744 на входе в теплообменник после компрессора t_{a1} , °C	106,8
Температура R744 на выходе из теплообменника t_{a1} , °C	45
Температура кипения R744 t_0 , °C	5
Температура воды на входе в теплообменник t_{w1} , °C	40
Температура воды на выходе из теплообменника t_{w2} , °C	80
Интегральная разность температур $\theta_{\text{инт}}$, °C	7,44

лового насоса на R142b, при одинаковых температурах теплоносителя (температура конденсации фреона $t_k = 85$ °C) и тепловой нагрузке.

Полученные результаты позволяют разрабатывать реальные ГО THCO₂, массогабаритные показатели которых в среднем на 30 % ниже, чем у аппаратов аналогичного назначения в традиционных тепловых насосах.

Результаты работы использованы НПФ "ЭКИП" при создании пилотного образца THCO₂ теп-

ловой мощностью 20 кВт по заказу Министерства образования и науки РФ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Архаров А.М. и др. Криогенные системы // Учебник для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 1999.

2. Деревич И.В., Смирнова Е.Г. Метод расчета теплообмена при противоточном движении теплоносителей с переменными теплофизическими свойствами // ТОХТ. 2002. Т.36. № 4.

3. Калнинь И. М., Васютин В. А., Пустовалов С. Б. Условия эффективного применения диоксида углерода в качестве рабочего вещества тепловых насосов // Холодильная техника. 2003. № 7.

4. Краснощеков Е.А., Кураева И.В., Протопопов В.С. Экспериментальное исследование местной теплоотдачи двуокиси углерода сверхкритического давления в условиях охлаждения // ТВТ. 1969. Т.7. № 5.

5. Петухов Б.С., Кириллов В.В. // Теплоэнергетика. 1958. № 4.

6. Пустовалов С.Б. Моделирование процесса теплообмена в газохладителе теплового насоса, работающего на диоксиде углерода (R744) // Труды XIV школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках. – М.: МЭИ. 2003. Т.2.

NOSKE-KAESER



Ваш партнер сегодня и завтра



Производитель промышленного оборудования с опытом работы более 100 лет:

- холодильного и морозильного оборудования
- систем вентиляции и кондиционирования воздуха
- отопительных систем
- систем пожаротушения

Носке-Кезер ГмбХ, Германия. Предприятие концерна ТиссенКрупп АГ
Представительство в РФ
123610, Москва, Краснопресненская наб., 12. Центр Международной Торговли, офис 1209
Тел. (095) 2581145 / 2581143, Моб. (095) 7628170
Факс: (095) 2581140 / 2582076, E-mail: S.Kraft@thyssenkrupp.ru
www.noske-kaeser.de



Thyssenkrupp