

АВТОНОМНАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ МОЩНЫХ ИОННЫХ ЛАЗЕРОВ

А. И. УЛИТЕНКО, В. В. ПРАДЕД

Рязанская государственная радиотехническая академия,

В. А. ПУШКИН

Рязанское муниципальное предприятие тепловых сетей

The problems of intensification of conditions for heat exchange in «liquid-to-air» refrigerating systems on the basis of heat dissipating elements with spiral-wire finning are considered. The analytical correlations for the calculation and optimization of such systems are presented. Based on the investigations a high efficiency air heat exchanger with the dissipated capacity up to 16 kW has been designed. The design of self-contained refrigeration system for powerful gas lasers as used in medical apparatuses for diagnostics of cancer diseases, in show-business and in a number of devices operated in mobile objects is described.

Высокая плотность рассеиваемой мощности газовых лазеров предъявляет повышенные требования к качеству промежуточного теплоносителя в системах их охлаждения, что, в свою очередь, определяет целесообразность применения двухконтурных систем охлаждения, работающих от водопроводной магистрали. Однако при использовании лазеров на подвижных объектах или в случае принципиальной невозможности использования водопровода возникает необходимость перехода на автономный режим охлаждения таких приборов. Одной из наиболее удачных попыток решения этой проблемы представляется компактная система охлаждения типа «жидкость–воздух» на основе высокоэффективных теплорассеивающих элементов со спирально-проволочным оребрением [2] и широко распространенных в электронном машиностроении малошумных вентиляторов ВВФ-112М.

Конструктивно теплорассеивающий элемент (рис. 1) представляет собой тонкостенную трубу, на внешнюю поверхность которой надета и закреплена мягким припоем предварительно плотно навитая (виток к витку) проволочная спираль. Площадь поверхности теплообмена такого оребрения примерно в π^2 раз превышает площадь поверхности несущей трубы и практически не зависит от диаметра проволоки и диаметра спирали. В то же время эти параметры ока-



Рис. 1. Теплорассеивающий элемент

зывают существенное влияние на эффективность теплопередачи, а также на массу и габаритные размеры системы охлаждения в целом.

Отметим, что каждая половина витка спирали может рассматриваться как цилиндрическое ребро постоянного сечения. Условия работы таких ребер достаточно подробно исследованы теоретически [3]. Поэтому выражение для линейного коэффициента теплопередачи k_1 теплорассеивающего элемента с учетом числа витков в спирали может быть представлено в виде

$$k_1 = \frac{Q}{(T_t - T_{o,cp})l_t} = \frac{\pi^2 d_t}{d_c} \sqrt{\alpha \lambda_n d_n} \operatorname{th}\left(\sqrt{\frac{\alpha}{\lambda_n d_n}} \pi d_c\right) \quad (1)$$

где Q – рассеиваемая тепловая мощность;

T_t и $T_{o,cp}$ – температуры поверхности несущей трубы и температура окружающей среды соответственно;

l_t и d_t – длина трубы и ее внешний диаметр;

d_c – диаметр спирали;

α – коэффициент теплоотдачи;

λ_n – коэффициент теплопроводности материала проволоки;

d_n – диаметр проволоки.

Коэффициент теплоотдачи α определяется гидродинамическими параметрами воздушного потока. В нашем случае при относительно небольших диаметрах проволоки и весьма скромных возможностях осевых вентиляторов типа ВВФ-112М режим движения потока – ламинарный. В таких условиях оценка среднего по длине ребра коэффициента теплоотдачи может производиться с помощью соотношения [1]:

$$\text{Nu} = 0,56 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{0,36}, \quad (2)$$

где в качестве определяющей температуры при расчете критериев Нуссельта (Nu), Рейнольдса (Re) и Прандтля (Pr) принята температура окружающей среды, а в качестве характерного размера системы – диаметр проволоки d_n .

Поскольку влияние диаметра проволоки на скорость движения воздуха в межреберном пространстве незначительно, то его оптимальное значение может быть получено из условия

$$dk/d(d_n) = 0. \quad (3)$$

Совместное решение уравнений (1) – (3) приводит к соотношению

$$\operatorname{sh} \left[2\pi d_c \left(\frac{0,49 \lambda_n}{\lambda_n} \right)^{0,5} \left(\frac{\rho_b v_b}{\mu_b d_n^3} \right)^{0,25} \right] = 3 \left[2\pi d_c \left(\frac{0,49 \lambda_n}{\lambda_n} \right)^{0,5} \left(\frac{\rho_b v_b}{\mu_b d_n^3} \right)^{0,25} \right], \quad (4)$$

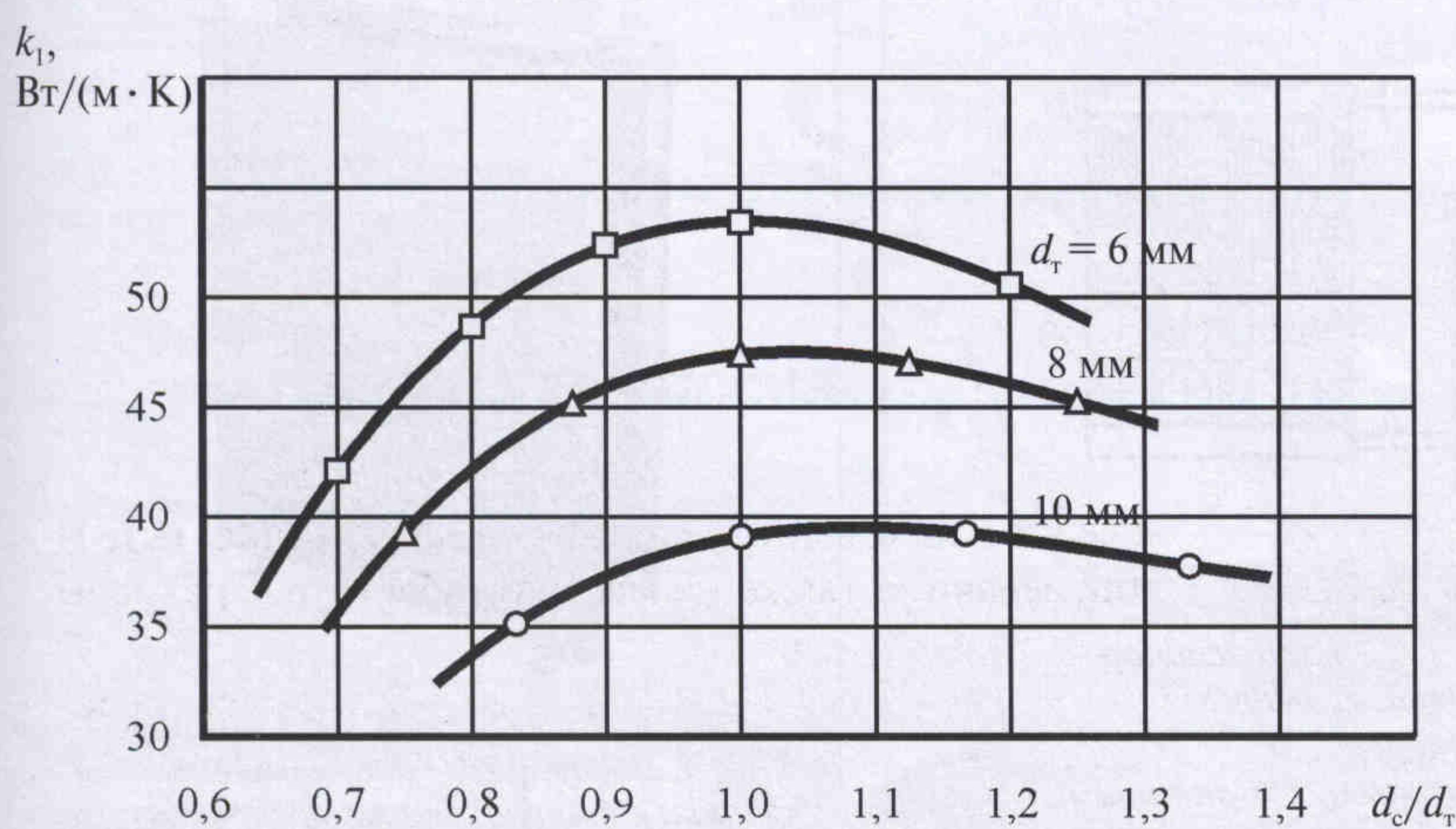


Рис. 2. Зависимость линейного коэффициента теплопередачи от относительного диаметра спиралей

где λ_b , ρ_b , и μ_b – коэффициент теплопроводности, плотность и динамическая вязкость воздуха; v_b – скорость его движения.

Решением трансцендентного уравнения (4) является условие, при котором

$$2\pi d_c \left(\frac{0,49\lambda_b}{\lambda_n} \right)^{0,5} \left(\frac{\rho_b v_b}{\mu_b d_n^3} \right)^{0,25} = 2,839. \quad (5)$$

Исходя из этого, выражение для оптимального диаметра проволоки принимает вид

$$d_n = 1,793 \left[\frac{\rho_b v_b \lambda_b^2 d_c^4}{\mu_b \lambda_n^2} \right]^{0,33}. \quad (6)$$

Полученное соотношение достаточно хорошо согласуется с экспериментом при $d_c/d_t = 1$.

Что касается диаметра спирали d_c , то, как следует из предварительного анализа, его роль в формировании линейного коэффициента теплопередачи k_l неоднозначна.

Более детальное исследование характера этой зависимости проводили на отдельных образцах теплорассеивающих элементов длиной 250 мм с диаметром несущих труб 6, 8 и 10 мм. Во всех случаях оребрение выполнялось из медной проволоки диаметром 0,5 мм. Тепловую нагрузку моделировали с помощью электрических нагревателей, которые устанавливали внутри несущих труб. Температуру внешней поверхности труб измеряли с помощью хромель-копелевых термопар. Результаты экспериментов, полученные при рассеиваемой мощности 100 Вт и скорости воздушного потока 3,1 м/с, в виде зависимости линейного коэффициента теплопередачи k_l от относительного диаметра спиралей d_c/d_t приведены на рис. 2.

Экспериментальные кривые имеют явно выраженный оптимум, наличие которого объясняется действи-

ем следующих факторов.

При относительно малых значениях диаметра спиралей ($d_c/d_t << 1$) из-за сильного взаимного экранирования витков в теплообмене участвует только около четверти их полной поверхности. С увеличением отношения d_c/d_t степень расхождения витков на периферийных участках оребрения возрастает. Однако, поскольку увеличение диаметра спиралей не приводит к росту поверхности теплообмена, увеличение коэффициента теплопередачи на участке $d_c/d_t < 1$ обусловлено в основном ростом проницаемости спиралей и уменьшением степени взаимного экранирования витков на внутренних участках оребрения. При $d_c/d_t \approx 1$ влияние экранирова-

ния на эффективность теплопередачи становится несущественным.

В то же время в соответствии с уравнением (1) увеличение диаметра спиралей приводит к уменьшению числа ее витков на единице длины теплорассеивающего элемента и соответственно к росту тепловой нагрузки на одно ребро. Связанное с этим увеличение неравномерности температуры по длине ребра приводит к уменьшению линейного коэффициента теплопередачи, что в полной мере проявляется при $d_c/d_t > 1$.

Следует также отметить, что положение максимума линейного коэффициента теплопередачи мало зависит от диаметра несущей трубы. Поэтому с достаточной для практического применения точностью можно считать, что оптимальное значение диаметра спиралей удовлетворяет условию

$$d_c/d_t = 1. \quad (7)$$

По результатам проведенных исследований была спроектирована и изготовлена автономная система охлаждения газовых лазеров (рис. 3).

Воздушный теплообменник 1 состоит из верхнего 5 и нижнего 6 коллекторов, теплорассеивающих элементов 7 и панели с набором осевых вентиляторов 8. Теплорассеивающие элементы установлены параллельными рядами в шахматном порядке, а их торцы впаяны в верхний и нижний коллекторы.

Воздушный теплообменник (рис. 4) выполнен в виде выносного блока, что позволяет размещать его за пределами рабочего помещения или закреплять вертикально на стене с внешней стороны здания (или корпуса подвижного объекта). В этом случае теплообменник должен размещаться выше уровня свободной поверхности теплоносителя в резервуаре 4 (см. рис. 3) при его максимальном заполнении. Такое расположение обеспечивает стекание теплоносителя из теплообменника при выключении системы, что ис-

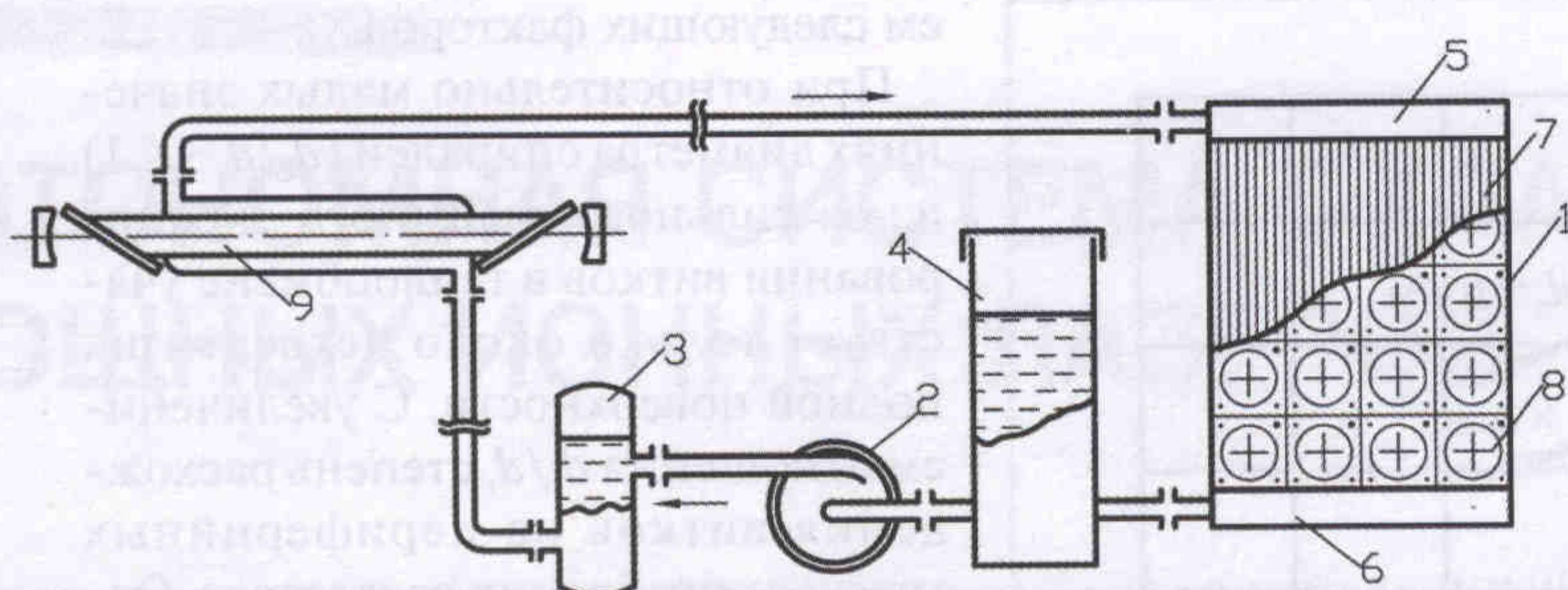


Рис. 3. Автономная система охлаждения газовых лазеров:
1 – теплообменник; 2 – центробежный нагнетатель; 3 – стабилизатор
пульсаций потока жидкости; 4 – резервуар с запасом теплоносителя
внутреннего контура; 5, 6 – верхний и нижний коллекторы;
7 – теплорассеивающие элементы; 8 – осевые вентиляторы; 9 – активный
элемент лазера

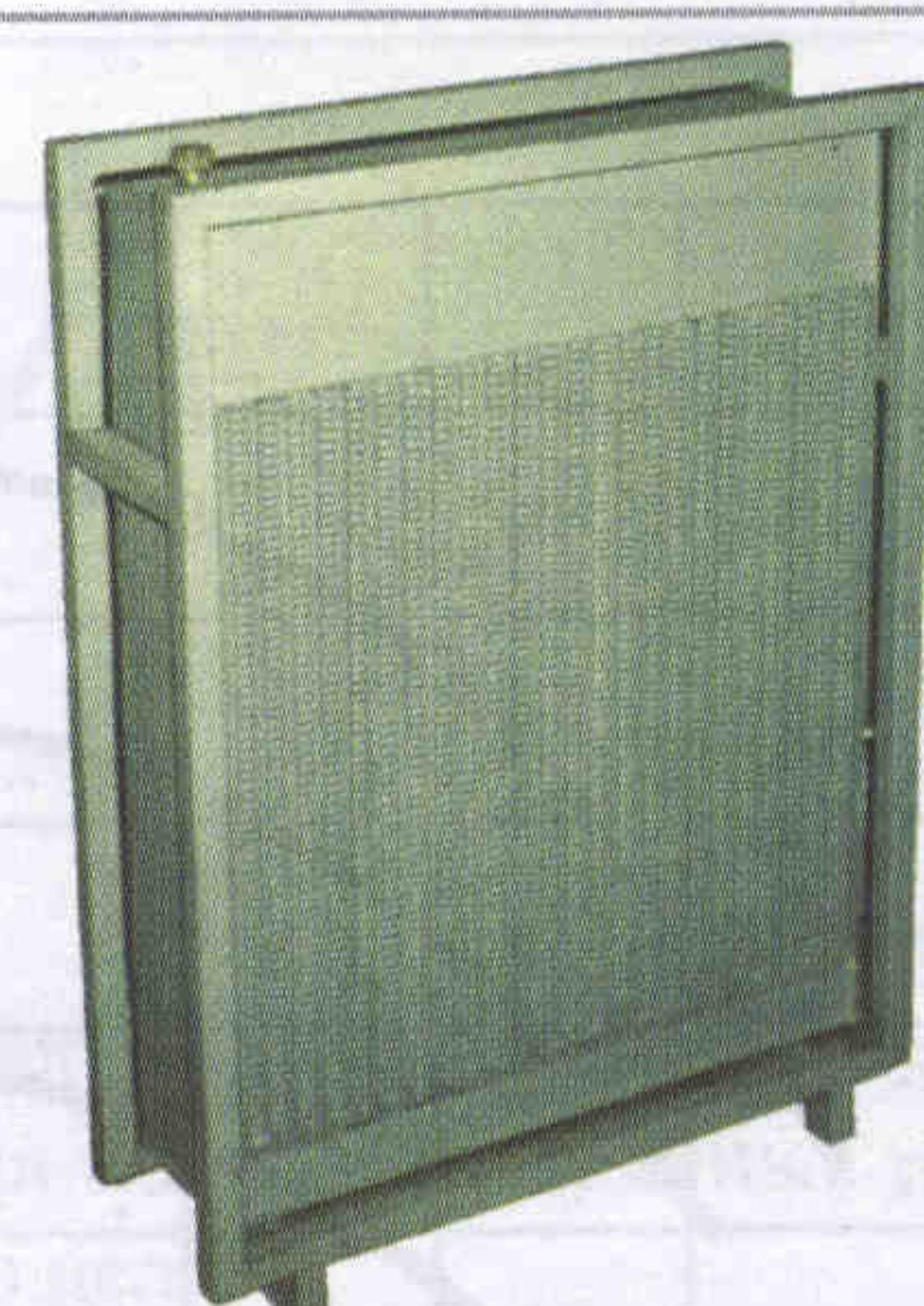


Рис. 4. Воздушный теплообменник со спирально-проводочным оребрением

ключает его замерзание в холодное время года.

Испытания и последующий длительный опыт использования описанной системы для охлаждения активного элемента лазера ЛГ-106-М1 с рассеиваемой мощностью 16 кВт показали, что температура теплоносителя на выходе из рубашки соответствует расчетной и при нормальных условиях окружающей среды составляет 60 °С.

В настоящее время такие системы применяются для охлаждения мощных аргоновых лазеров, использующихся в шоу-бизнесе, в медицинских аппаратах для диагностики онкологических заболеваний, а также в

ряде специальных устройств, эксплуатируемых на подвижных объектах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977.
2. Патент 2023227 РФ. Теплообменный элемент / А.И. Улитенко, В.В. Прадед, Н.П. Овсянников. Опубл. в БИ № 21 15.11.94.
3. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ. / Справочник. – М.: Атомиздат, 1979.



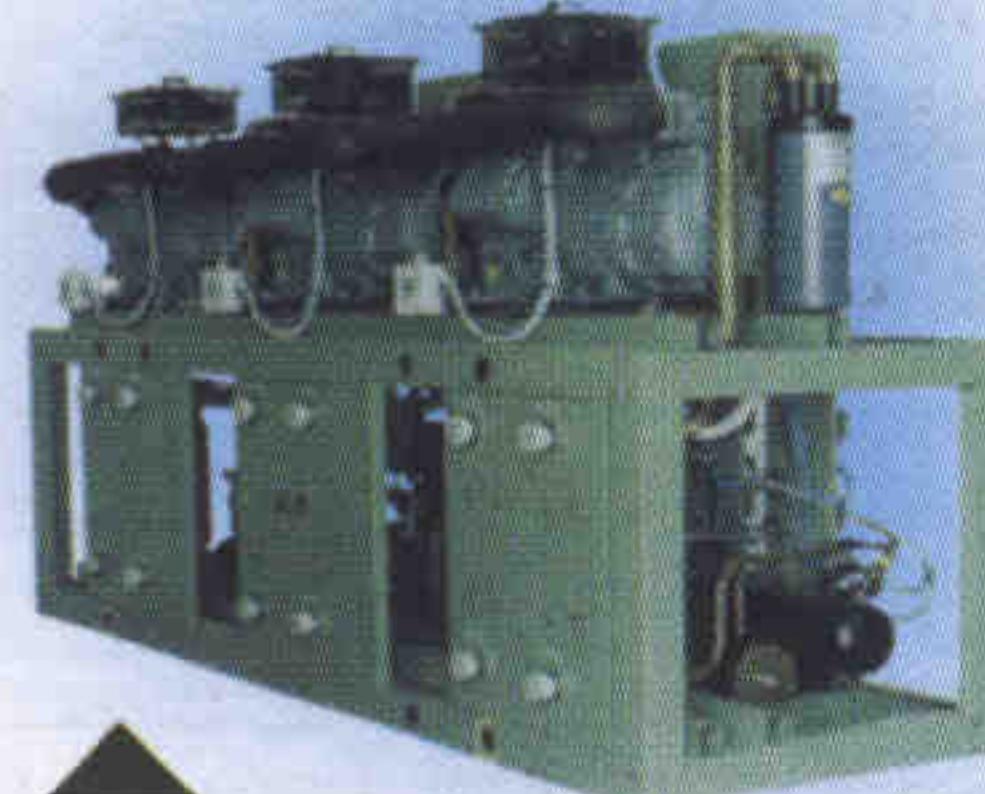
Группа компаний "СИЕСТА"
115409, Москва,
Каширское шоссе, 33
Тел. (095) 705 9935,
Факс (095) 324 8255
E-mail: ref@siesta.ru
www.siesta.ru

SW 7÷435 кВт



водоохлаждающие машины
с конденсатором

MWA 3÷300 кВт



водоохлаждающие машины для
установки в машинном отделении

Фирма "Сиеста-Холод" осуществляет:
**Проектирование, поставку, монтаж, гарантийное
и сервисное обслуживание холодильного оборудования
фирмы SCM FRIGO**

WL 4÷40 кВт



компрессорно-конденсаторные
агрегаты

SPS 1.5÷4.5 кВт



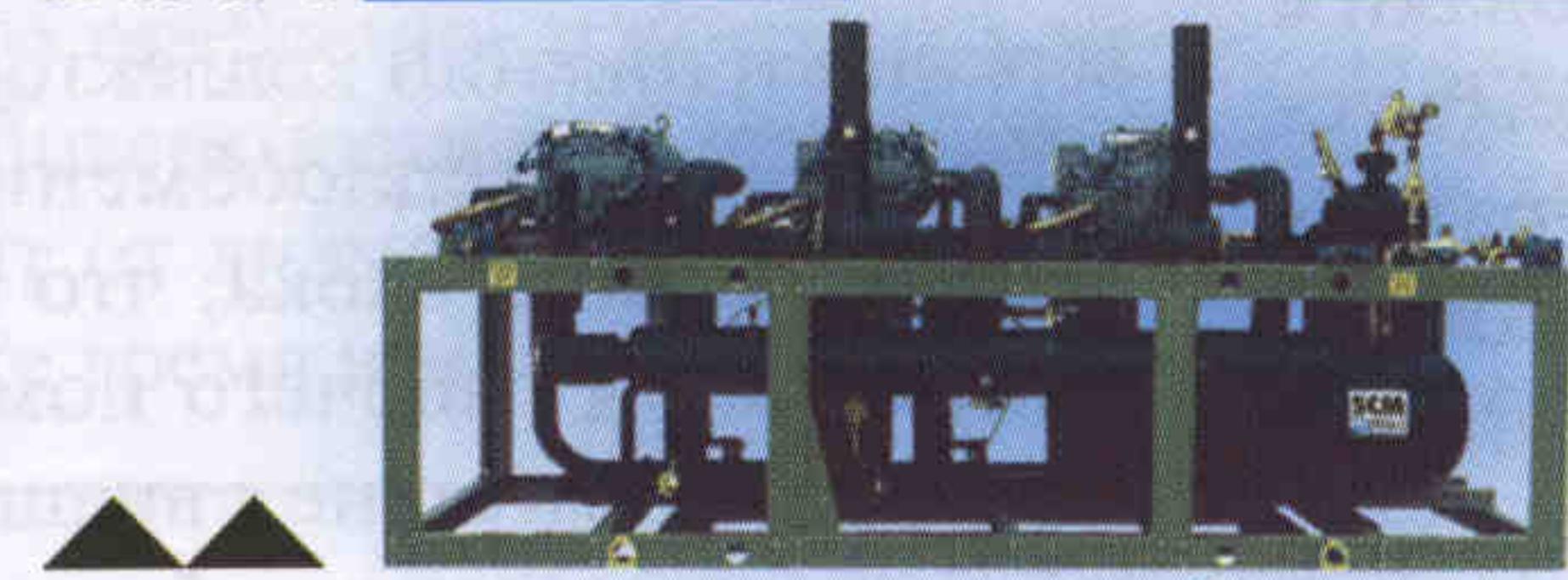
коммерческие
сплит-системы

SP 3÷230 кВт



промышленные
сплит-системы

UMA 3÷230 кВт



мотор-компрессорные агрегаты без конденсатора
холодильные централи без конденсатора

UMC 9÷687 кВт



компрессорные централи
с конденсатором

STICE 65÷1500 кВт



льдоаккумуляторы

UTA 11÷54 кВт



водоохлаждающие машины
для установки на улице

SCM
FRIGO

HOWDEN
COMPRESSORS