УДК 621.314.632

Влияние теплогидравлических характеристик микротеплообменников на энергопотребление и массогабаритные параметры криогенных установок с дросселированием хладагентов*

Канд. техн. наук **Е.В. ДИЛЕВСКАЯ, Н.А. ЗАСЫПКИНА, С.И. КАСЬКОВ**
МГТУ им. Н.Э.Баумана

The paper considers the data about the influence of thermal and hydraulic characteristics of micro heat exchangers on energy consumption and mass and dimensions parameters of cryogenic plants with refrigerants throttling, designed for thermal stabilization of electronic devices with low power of heat release. The schemes of plants, formulae for the determination of energy consumption, data on the main parameters determining partial recuperation and hydraulic resistance in micro heat exchangers are given.

Условия эксплуатации криогенных установок требуют обеспечения минимального энергопотребления. В настоящее время авторы статьи, имеющие большой опыт создания микротеплообменников различных типов, предназначенных для охлаждения маломощных электронных устройств, разрабатывают методы определения эффективности и потерь холода в криогенных установках. Выполнение проекта на современном уровне развития этого направления требует решения ряда задач:

- выбор метода оценки энергопотерь (энтропийный или эксергетический);
- подбор определяющих факторов;
- разработка математических моделей (для аналитического или численного решения);
- выполнение вариационных расчетов.

Для выработки подходов к их решению авторы сочли целесообразным предварительно решить задачу определения эффективности установок и микротеплообменников на инженерном уровне. Это позволит получить данные, необходимые для дальнейшей оценки адекватности результатов работы. Работа выполнена на примере установок с дросселированием хладагентов (как наиболее часто используемых для охлаждения электронных устройств) мощностью 1...2 Вт на температурные уровни 4...80 К.

На рис. 1 и 2 представлены схемы таких установок на температурные уровни 20...30 К, из которых видно, что микротеплообменники являются одним из их важных узлов. На рис. 3 показан процесс охлаждения, имеющий место в микротеплообменнике-ожижителе.

Конструкции микротеплообменников представлены в работах авторов [2, 3], а исследование процессов теплообмена и гидравлики – в работе [4], где приведены расчетные уравнения в критериальной форме. Микротеплообменники установок с дросселированием хладагента представляют собой витые аппараты из капиллярных трубок диаметром 0,31...0,45 мм со спиральным оребрением из медной проволоки диаметром 0,1...0,2 мм. Габаритные размеры теплообменников даны в таблице.

Из рассмотрения схем дроссельных микрокриогенных устройств на температурные уровни 4,2...80 К, а также установок, сочетающих в себе гелиевый дроссельный контур с расширительными машинами в ступенях предварительного охлаждения, видно, что рекуперативные теплообменники являются одним из основных узлов этих установок, связанных с другими элементами. В связи с этим их характеристики существенно влияют на параметры установок.

Известно, что в любой микрокриогенной системе мощность помимо затрат на получение холода, используемого непосредственно для охлаждения объекта, тратится на компенсацию потерь холода в различных элементах.

При оценке термодинамического совершенства дроссельной системы по энтропийному методу [1] термодинамический КПД η_t определяется величиной необратимых потерь в ее элементах, в том числе и в теплообменнике:

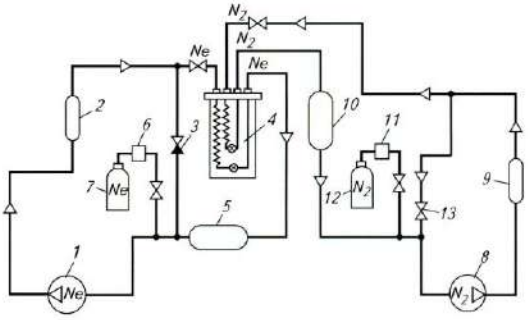

Рис. 1. Схема дроссельной двухкаскадной микрокриогенной установки:
1, 8 – неоновый и азотный компрессоры; 2, 9 – ресиверы высокого давления; 3, 13 – перепускные (обратные) клапаны; 4 – двухкаскадный микротеплообменник; 5, 10 – ресиверы низкого давления; 6, 11 – редукционные клапаны; 7, 12 – баллоны подпитки неонового и азотного каналов

* Статья подготовлена по результатам выполнения гранта РФФИ 08-08-00204а

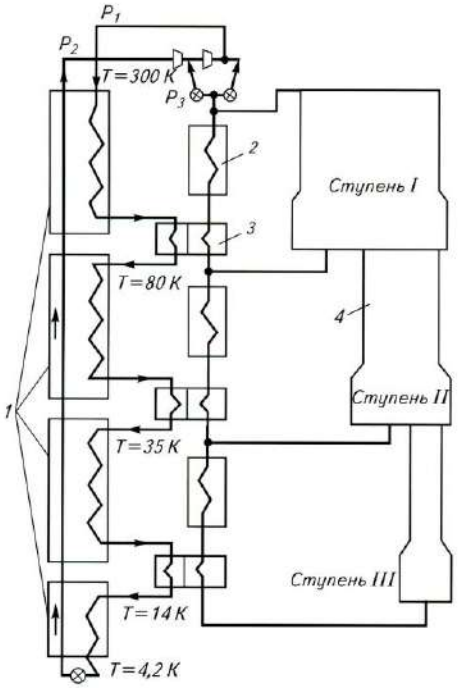

Рис. 2. Схема гелиевой установки с машиной типа Джиффорда-Мак-Магона, используемой в ступенях предварительного охлаждения: 1 – теплообменники дроссельного контура; 2 – регенераторы; 3 – промежуточные теплообменники; 4 – трехступенчатая машина типа Джиффорда-Мак-Магона

$\eta_t = l_{мин}/l_Д$,

где $l_{мин}$ – минимальная работа;

$l_Д$ – действительная работа,

или, если опустить простые преобразования, имеющиеся в работе [1]:

$$\eta_t = 1 - \Sigma\Pi_i/l_Д = 1 - (\Sigma\Delta S_К + \Sigma\Delta S_{ДР} + \Sigma\Delta S_Т)/l_Д, \quad (1)$$

где $\Sigma\Pi_i$ – сумма потерь, вычисляемая как приращение энтропии в отдельных процессах системы;

$\Delta S_К$, $\Delta S_{др}$ и $\Delta S_Т$ – потери холода в компрессоре, дросселе и теплообменнике.

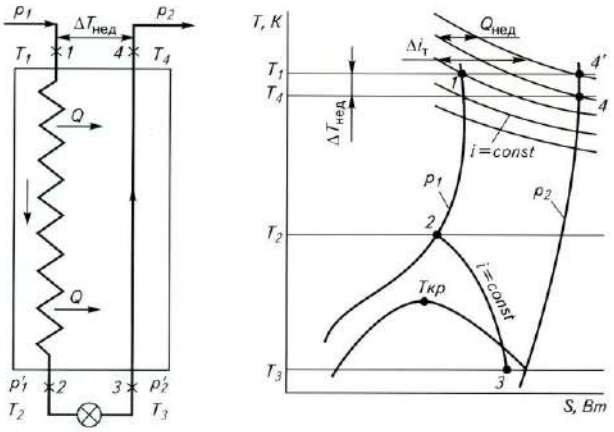

Рис. 3. Схема процесса охлаждения газа в дроссельном микротеплообменнике-ожижителе

$T_{охл}$, К	Диаметр D, мм	Высота H, мм
80	9	40
20	10	60
4	30	150

Известно, что величина потерь холода в теплообменнике обусловлена его тепловой эффективностью, поэтому при разработке теплообменной аппаратуры с целью повышения КПД системы необходимо стремиться к обеспечению ее высокой эффективности, которая обычно оценивается температурным КПД $\varepsilon_Т$:

$$\varepsilon_Т = Q_Д / Q_{max}, \quad (2)$$

где $Q_Д$ – действительное количество передаваемого тепла;

Q_{max} – количество тепла, которое можно передать в случае идеального теплообмена.

Используя известное понятие водяного эквивалента, можно найти связь между эффективностью теплообменника и разностью температур потоков:

$$\varepsilon_Т = 1 - (T_1 - T_4)/(T_1 - T_3), \quad (3)$$

где $(T_1 - T_3)$ – наибольшее изменение температуры в теплообменнике;

$(T_1 - T_4)$ – разность температур на теплом конце аппарата (так называемая недорекуперация $\Delta T_{нед}$).

Из выражения (3):

$\Delta T_{нед} = (1 - \varepsilon_Т)(T_1 - T_3)$.

Таким образом, величина недорекуперации является параметром, который свидетельствует о тепловой эффективности аппарата. Совершенно очевидно, что чем выше эффективность теплообменника, тем меньше недорекуперация и потери холода в системе, а следовательно, выше ее термодинамический КПД, увеличение которого является предпосылкой улучшения энергомассовых показателей системы.

Из изложенного следует, что эффективность теплообменника в значительной степени определяет важные эксплуатационные параметры установки. В этом легко убедиться на примере определения мощности компрессора, которая является основной составляющей в общем энергетическом балансе.

Поскольку

$G = Q_Д/(\Delta i_{др} - c_p\Delta T_{нед})$,

где G – расход газа;

$\Delta i_{др}$ – разность энтальпий процесса дросселирования;

c_p – удельная объемная теплоемкость,

то

$$N = \{Q_Д RT\ln[p_н/(p_{вс} - \Delta p_2)]\}/[(\Delta i_{др} - c_p\Delta T_{нед})\eta],$$

где N – мощность компрессора;

T – температура;

R – газовая постоянная;

$p_{вс}$ – давление всасывания;

$p_н$ – давление нагнетания;

Δp_2 – потери давления на линии обратного потока;

η – КПД компрессора.

Согласно этому выражению для дроссельной установки холодопроизводительностью 2 Вт на уровне 80 К уменьшение $\Delta T_{нед}$ в 2 раза приводит к снижению потребляемой мощности на 20 – 25 % и уменьшению ее массы на 15 – 20 %.

Учитывая, что кроме потерь в связи с недорекуперацией имеется дополнительная затрата мощности, обуслов-

ленная гидравлическим сопротивлением теплообменника, необходимо рассмотреть влияние и этого вида потерь на параметры как теплообменника, так и установки в целом. Показательным в этом случае оказывается так называемая энергетическая эффективность теплообменника, которую можно определить по формуле

$$E = \frac{N_T}{N_T + N_{\text{нед}} + N_{\Delta p_2}}, \quad (4)$$

где N_T – теоретическая мощность изотермического сжатия в компрессоре при условии $N_{\Delta T_{\text{нед}}} = 0$ и $N_{\Delta p_2} = 0$;

$N_{\Delta T_{\text{нед}}}$ – дополнительные затраты мощности на компенсацию потерь за счет недорекуперации;

$N_{\Delta p_2}$ – дополнительная мощность для преодоления гидравлического сопротивления;

$N_T = K \lg(p_1 / p_2)$,

где $K = 6{,}25 \cdot 10^{-3}\, GRT/\eta$;

p_1 – давление прямого потока;

p_2 – давление обратного потока;

$$N_{\Delta T_{\text{нед}}} = K \lg \frac{p_1}{p_2 - \Delta p_2} \frac{c_p \Delta T_{\text{нед}}}{\Delta i_{\text{др}}},$$

где Δp_2 – падение давления в теплообменнике (за счет его сопротивления);

$$N_{\Delta p_2} = K \lg \frac{p_2}{p_2 - \Delta p_2}.$$

Тогда

$$E = 1 - \left(\frac{c_p \Delta T_{\text{нед}}}{\Delta i_{\text{др}}} + \frac{\lg \dfrac{p_2}{p_2 - \Delta p_2}}{\lg \dfrac{p_1}{p_2 - \Delta p_2}} \right). \quad (5)$$

Из изложенного следует, что для уменьшения энергозатрат необходимо обеспечивать минимальные значения недорекуперации и гидравлического сопротивления теплообменника.

Гидравлическое сопротивление теплообменника двояко воздействует на параметры микрокриогенной установки. Во-первых, как показано выше, его возрастание приводит к увеличению затрат мощности; во-вторых, оно непосредственно влияет на температуру охлаждения объекта. Теплообменники микрокриогенных дроссельных установок на температурные уровни 20...30 и 80 К, а также последний по ходу газа (дроссельный) теплообменник установок на 4,5 К с использованием различных расширительных машин обычно компонуется совместно с охлаждаемым объектом. Поэтому температура объекта определяется температурой газа (или жидкости) непосредственно за дросселирующим устройством, которая, в свою очередь, при фиксированном давлении на всасывании компрессора определяется гидравлическим сопротивлением теплообменника. Например, в случае использования азота при падении давления в теплообменнике $\Delta p_2 = 0{,}005$ МПа можно получить температуру охлаждения 77,5 К.

Кроме энергозатрат и температуры охлаждения объекта важными параметрами микрокриогенной установки являются ее масса и габаритные размеры. В дроссельных микрокриогенных установках на температурные уровни 20...30 и 80 К размеры теплообменников практически не влияют на массу и габариты установки. Высокое давление газа (10...40 МПа), а следовательно, и его высокая плотность при относительно малых расходах газа ($G < 1$ кг/ч) обусловливают чрезвычайно малые размеры теплообменников, несоизмеримые с размерами компрессора и установки в целом.

Например, для типичной дроссельной установки на 80 К холодопроизводительностью 1,5...2 Вт характерны следующие соотношения: масса компрессора 15...30 кг, теплообменника 0,01...0,02 кг; размеры компрессора $500 \times 600 \times 150$ мм, теплообменника 10×50 мм.

Несмотря на то, что габариты теплообменников не влияют на общие размеры установки, необходимо стремиться к их минимализации, поскольку они связаны с размерами охлаждаемого устройства. Следует оговорить, что на современном этапе достигнутые на практике размеры микротеплообменников не лимитируют габаритов охлаждаемых устройств. Напротив, для некоторых охлаждаемых устройств по условиям компоновки требуются теплообменники несколько больших размеров, чем те, которые могут быть обеспечены по теплогидравлическим условиям.

И наконец, есть еще один важный параметр установки, который в некоторой степени определяется габаритами теплообменника. Это теплопритоки, т. е. потери холода в окружающую среду, от которых также зависят энергозатраты системы. С одной стороны, теплопритоки определяются теплоизоляционными качествами криостата, но с другой – зависят от площади поверхности холодного блока, в том числе и теплообменника. Кроме теплопритока к криостату имеет место тепловой поток по элементам конструкции теплообменника, так называемый осевой теплоприток.

Таким образом, характеристики теплообменных аппаратов непосредственно и существенно влияют на следующие основные параметры установки:

- температуру охлаждения объекта;
- энергозатраты;
- массу;
- габаритные размеры.

Согласно предъявляемым к микрокриогенным установкам требованиям значения этих параметров должны быть минимальными, что достижимо только при условии использования высокоэффективных и компактных теплообменных аппаратов.

Из изложенного следует, что при разработке теплообменной аппаратуры микрокриогенных установок необходимо решать задачу обеспечения двух основных противоречивых требований – **высокой тепловой эффективности и малого гидравлического сопротивления** – с обеспечением прочности и надежности конструкции.

Список литературы

1. *Архаров А.М., Буткевич К.С., Головинцов А.Г.* Техника низких температур. – Изд. 2-е. – М.: Энергия, 1975.
2. *Архаров А.М., Дилевская Е.В., Каськов С.И., Шевич Ю.А.* Конструкции микротеплообменников криогенных систем для охлаждения маломощных электронных устройств // Вестник Международной академии холода. 2008. № 1.
3. *Дилевская Е.В.* Криогенные микротеплообменники. – М.: Машиностроение, 1978.
4. *Дилевская Е.В., Каськов С.И., Станкевич И.В., Шевич Ю.А.* Экспериментальное исследование процессов теплообмена и гидродинамики в теплообменниках с микроканалами сложных форм // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2007. № 1.