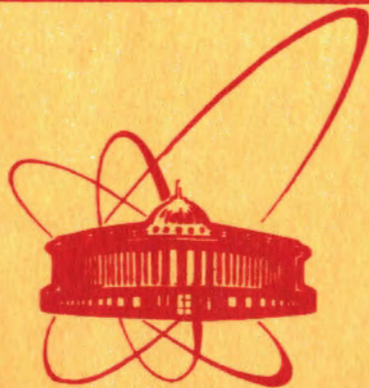


g/vi - 80

+



ОБЪЕДИНЕННЫЙ  
ИНСТИТУТ  
ЯДЕРНЫХ  
ИССЛЕДОВАНИЙ  
ДУБНА

2533/2-80

8-80-81

Н.Н.Агапов, В.А.Белушкин, А.Г.Зельдович

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ  
СИСТЕМ КРИСТАТИРОВАНИЯ  
СВЕРХПРОВОДЯЩИХ УСТРОЙСТВ  
С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ЖИДКОГО ГЕЛИЯ

*Направлено на 9 Симпозиум по физике и технике  
низких температур /Гауссиг, 1980 г./*

1980

## ВВЕДЕНИЕ

Как известно, криогенные системы с принудительной циркуляцией гелия в каналах криостатируемого объекта по сравнению с традиционными системами, в которых объект погружается в кипящий гелий, обладают рядом преимуществ: для реализации процесса требуется существенно меньшее количество гелия, резко упрощаются конструкции криостатов, улучшаются условия теплопередачи и электроизоляции. По мере создания все более сложных и протяженных сверхпроводящих магнитных систем циркуляционный способ становится не только более выгодным, но и практически единственно пригодным.

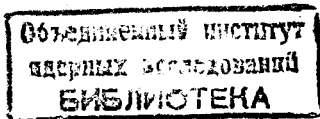
Применение циркуляционного способа связано с решением ряда проблем. Одна из них заключается в создании простых и надежных устройств для циркуляции криоагента. В опубликованных ранее работах <sup>/1-3/</sup> в качестве таких устройств рассмотрены различные типы механических насосов для жидкого гелия. В последнее время предложено использовать для циркуляции гелия струйные аппараты <sup>/4/</sup>. Перспективность применения таких устройств обусловлена их высокой надежностью, что крайне важно для крупных криогенных систем, и исключительной простотой, позволяющей, в отличие от других типов циркуляторов, быстро и с минимальными затратами освоить их изготовление.

Однако отсутствие сравнительного термодинамического анализа циркуляционных систем с механическими насосами и струйными аппаратами не позволяет разработчикам обоснованно выбрать схему и, в частности, тот или иной тип устройства для циркуляции гелия. Этому посвящена наша работа.

## МЕТОДИКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

Положительный эффект, производимый криогенной системой при постоянной температуре криостатируемого объекта, принято характеризовать <sup>/5,6/</sup> величиной эксергетической холодопроизводительности

$$E_Q = Q_0 \left| 1 - \frac{T_{0c}}{T_0} \right|, \quad /1/$$



где  $Q_0$  - количество тепла, отводимое от криостатируемого объекта в единицу времени;  $T_0$  - температура криостатируемого объекта;  $T_{oc}$  - температура окружающей среды.

Как известно, процесс отвода тепла от объекта к криоагенту происходит с потерями эксергии, и поэтому было бы неправильно считать полезным эффектом разность эксергий потока криоагента на входе и выходе из объекта /рис. 1/.

$$E_1 - E_2 = G(e_1 - e_2). \quad /2/$$

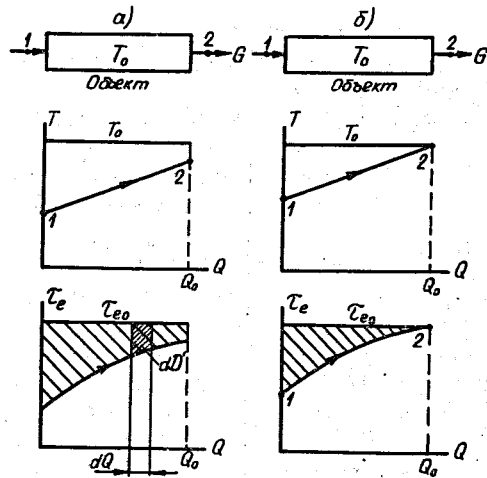


Рис. 1. Диаграммы  $Q, T$  и  $Q, T_e$  процессов теплопередачи от объекта к циркулирующему криоагенту.

В принципе для криостатирования необходима лишь часть этой величины, равная  $E_Q$ , а оставшаяся часть теряется. Потери эксергии при передаче холода к объекту равны

$$D = E_1 - E_2 - E_Q. \quad /3/$$

В случае циркуляционных систем имеются два источника таких потерь. Одна часть потерь возникает из-за необратимости теплообмена при конечной разности температур между объектом и криоагентом и определяется соотношением

$$D' = \int_1^2 dD' = \int_1^2 (\tau_{e0} - \tau_e) dQ, \quad /4/$$

где  $\tau_{e0} = 1 - T_{oc}/T_0$  и  $\tau_e = 1 - T_{oc}/T$  - эксергетические температурные функции.

На рис. 1 указанной величине соответствует заштрихованная площадь. Другая составляющая потеря эксергии обусловлена гидравлическим сопротивлением объекта

$$D'' = \int_1^2 dD = G \int_1^2 \frac{T_{oc}}{T} v dp, \quad /5/$$

где  $T, v, p$  - соответственно температура, удельный объем и давление криоагента.

Отметим, что если в погруженных системах величина  $D'$  определяется лишь эффективностью теплообмена между объектом и криоагентом и в принципе может быть сведена к нулю, а  $D''$  - вовсе отсутствует, то в случае циркуляционной системы существуют так называемые собственные /или неизбежные/ потери, присущие самому способу криостатирования. Действительно сведена к нулю может быть лишь величина  $D''$ . Для этого необходимо равенство нулю гидравлического сопротивления объекта. Другая же часть потерь не равна нулю даже в предельном случае равенства температур  $T_2 = T_0$  /рис. 16/. Это обусловлено тем, что процесс отвода тепла от объекта происходит при переменной температуре криоагента.

Эксергетический к.п.д. циркуляционной системы криостатирования определяется соотношением

$$\eta = \frac{E_Q}{E^+}, \quad /6/$$

где  $E^+$  - эксергия, затраченная на входе в установку.

При анализе циркуляционных систем схему криогенной установки удобно разбить на две части. В показанном на рис. 2 примере циркуляционной системы криостатирования граница раздела обозначена штриховой линией А-А. В дальнейшем совокупность элементов установки, расположенных выше линии А-А, будем называть ступенью предварительного охлаждения /СПО/, а расположенных ниже /включая сам объект/ - ступенью окончательного охлаждения /СОО/.

Эксергетическое к.п.д. соответственно СПО и СОО можно записать в виде

$$\eta_{\text{СПО}} = \frac{E_3 - E_4}{E^+} \quad /7/$$

и

$$\eta_{\text{СОО}} = \frac{E_Q}{E_3 - E_4}, \quad /8/$$

где  $E_3$  и  $E_4$  - эксергии потоков на входе и выходе ступени окончательного охлаждения /рис. 2/.

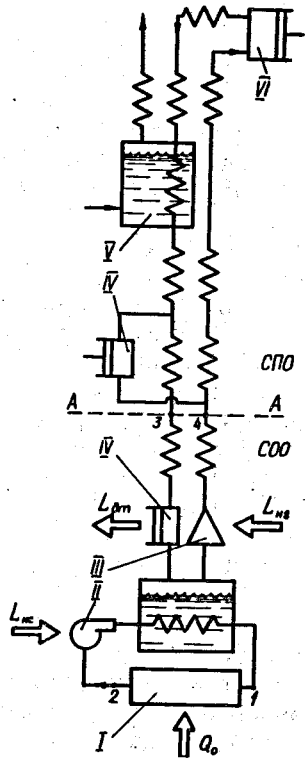


Рис. 2. Ступени криогенной установки: СПО - предварительное охлаждение, СОО - окончательное охлаждение, I - криостатируемый объект, II - насос жидкого гелия, III - криогенный нагреватель, IV - детандеры, V - ванна жидкого азота, VI - компрессор.

С учетом /3/ и /4/ выражение /2/ для эксергетического к.п.д. установки преобразуется к виду

$$\eta = \eta_{\text{СПО}} \eta_{\text{СОО}}$$

/9/

В нашей работе рассматриваются лишь варианты низкотемпературной части установки - СОО, а необходимые данные о величине  $\eta_{\text{СПО}}$  заимствованы из различных публикаций /7,8/.

Для обоснованного сравнения различных схем рассматриваемые варианты следует привести к сопоставленному виду. Отметим, что условия сопоставимости вариантов не всегда соблюдаются. В особенности это касается гидравлических характеристик объекта. Например, в работах /9,10/ гидравлическое сопротивление принимается постоянным, не зависящим от количества и параметров циркулирующего гелия. При этом не учитывается, что гидравлическое сопротивление любого объекта определяется главным образом вели-

чиной расхода циркулирующего гелия, и, следовательно, считая гидравлическое сопротивление неизменным, невозможно получить сопоставимые результаты для разных схем: при различных расходах циркулирующего гелия эти результаты будут соответствовать совершенно разным в отношении гидравлических характеристик объектам.

В связи с этим нами принято характеризовать объект приведенным гидравлическим сопротивлением  $\Delta p_0$ . Под этой величиной подразумевается гидравлическое сопротивление потоку закритического гелия, нагреваемому в объекте с заданной тепловой нагрузкой на 1 К и имеющему на выходе  $T_{20} = 5 \text{ К}$  и  $p_{20} = 5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ . Выбранные параметры носят довольно произвольный характер. Они, в основном, охватывают реально используемые температуры давления и позволяют ввести сравнимые условия работы. Величина  $\Delta p_0$  легко может быть определена по известным геометрическим размерам /длине, площади сечения и количеству параллельных каналов/ и тепловой нагрузке  $Q_0$ : расход циркулирующего гелия вычисляется из уравнения эксергетического баланса

$$G_0 = \frac{Q_0}{i_{20} - i_{10}}, \quad /10/$$

где  $i_{20}$  - энтальпия при параметрах на выходе  $T_{20} = 5 \text{ К}$  и  $p_{20} = 5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $i_{10}$  - энтальпия при параметрах на входе  $T_{10} = 4 \text{ К}$  и  $p_{10} = p_{20} + \Delta p_0$ . Далее обычными методами определяются скорость потока, критерий Рейнольдса, коэффициенты сопротивлений и величина  $\Delta p_0^*$ . Гидравлическое сопротивление  $\Delta p$  в других условиях / $T_2 \neq T_{20}$ ,  $p_2 \neq p_{20}$ ,  $\Delta T \neq 1 \text{ К}$ / определяется пересчетом.

В последующих разделах проанализированы величины к.п.д. и структура потерь эксергии в различных схемах СОО. При этом основными исходными данными являются температура криостатируемого объекта  $T_0$  и его приведенное гидравлическое сопротивление  $\Delta p_0$ .

#### АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ В ТЕПЛОБМЕННОКЕ СОО

Как известно, существует весьма сильная, с максимумом вблизи критической точки, температурная зависимость теплоемкости  $c_p$  сжатого газа в прямом потоке теплообменника СОО. По этой причине теплообмен может быть реализован лишь при разности температур  $T_H = T_3 - T_4$  на теплом конце теплообменника /недорекупе-

\*Из-за того, что от  $\Delta p_0$  зависит давление  $p_{10}$ , расчет приходится производить методом последовательных приближений.

рации/, большей некоторой величины  $T_{H0}$ , определяемой параметрами теплообменивающихся сред /рис. 3/. Предельный случай,

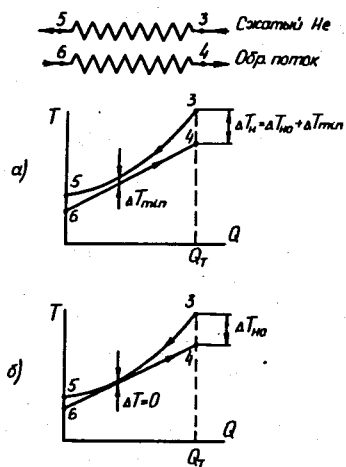


Рис. 3. Q, T - диаграммы процессов окончательного охлаждения в теплообменнике.

когда процесс теплообмена еще возможен, имеет место при равенстве нулю минимальной разности температур  $\Delta T_{\min}$  /рис. 3б/. Величину  $T_H$ , соответствующую этому предельному случаю теплообмена, обозначим  $\Delta T_{H0}$ .

Величина  $\Delta T_{H0}$  зависит от температуры  $T_3$  сжатого газа на входе в теплообменник и давлений в прямом и обратном потоках. На рис. 4 представлены результаты расчетов  $\Delta T_{H0}$ . Гидравлическое сопротивление теплообменников не учитывалось. Давление в обратном потоке принималось равным  $p_6 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ . Температура  $T_6 = 4,49 \text{ К}$  обратного потока на входе в теплообменник соответствует температуре кипения жидкого гелия при указанном давлении.

Для снижения температуры криостатирования ниже температуры кипения гелия при давлении в обратном потоке рефрижератора может быть использован криогенный нагнетатель /8/, в котором происходит адиабатное сжатие испаряющегося гелия /рис. 2/. При этом температура обратного потока  $T_6$  становится выше, чем температура кипения гелия при давлении  $p_6$ . Зависимости, полученные для такого случая, представлены на рис. 5. Давление в прямом потоке принималось равным  $25 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ , в обратном -  $1,3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ .

Современная эффективная теплообменная аппаратура позволяет снизить минимальную разность температур  $\Delta T_{\min}$  между теплообменивающимися средами в теплообменнике СОО до  $0,1 \div 0,3 \text{ К}$ . Однако, как видно из рис. 4 и 5, даже при бесконечной поверхности теплообмена, когда  $\Delta T_{\min} = 0$ , разность температур недорекуперации

Рис. 4. Минимальная разность температур на теплом конце теплообменника СОО в зависимости от давления и температуры на входе в аппарат.

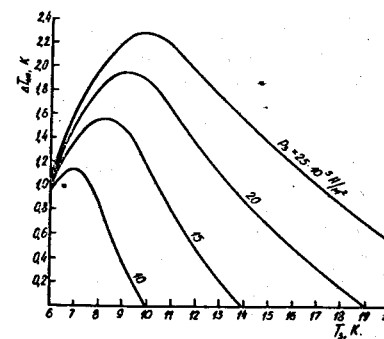
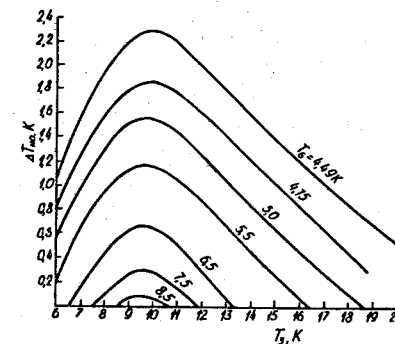


Рис. 5. Минимальная разность температур на теплом конце теплообменника СОО в зависимости от температур прямого и обратного потоков на входе в аппарат.



может достигать значительных величин. Следовательно,  $\Delta T_H$  определяется не столько величиной поверхности теплообмена, сколько теплофизическими свойствами гелия в прямом и обратном потоках. Причем, чем меньше величина  $\Delta T_{\min}$ , тем относительно большее влияние эти свойства оказывают на  $\Delta T_H$ . При малых величинах  $\Delta T_{\min}$ , характерных для теплообменника СОО, можно принимать /рис. 3/

$$\Delta T_H = \Delta T_{H0} + \Delta T_{\min}$$

/7/

В дальнейшем, при анализе различных схем СОО эффективность теплообмена задается величиной  $\Delta T_{\min}$ , а  $\Delta T_H$  определяется из /7/.

#### ИДЕАЛИЗИРОВАННАЯ СОО С МНОГОКРАТНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Как уже отмечалось, при передаче холода от циркулирующего гелия к криостатируемому объекту возникают потери эксергии,

неустраимые даже в том предельном случае, когда в результате теплообмена температура криоагента сравнивается с температурой объекта. Собственные потери, связанные с неодинаковой разностью температур между теплообменивающимися средами, имеются и в других элементах СОО.

Предварительные оценки показали, что величина собственных потерь в СОО может быть весьма значительной, вследствие чего целесообразно выделить эти потери, определяющие предел повышения эксергетического к.п.д. СОО при техническом совершенствовании ее элементов. Для этого рассмотрим схему, в которой технические потери обусловлены лишь гидравлическим сопротивлением объекта. Предельно высокий к.п.д. достигается в схеме /8/, показанной на рис. 6. Она представляет собой комбинацию цикла Карно и регенеративного теплообмена в теплообменнике 1. В дальнейшем СОО, показанную на рис. 6, будем называть идеализированной. Она характеризуется тем, что минимальные разности температур при теплообмене во всех элементах ступени равны нулю, и процессы во всех машинах изэнтропны.

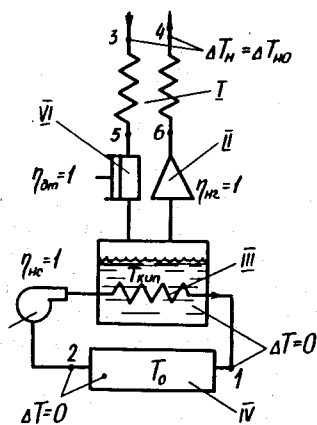


Рис. 6. Идеализированная ступень окончательного охлаждения. I - теплообменник, II - криогенный нагнетатель, III - охладитель, IV - криостатируемый объект, V - механический насос, VI - детандер.  $\eta_{дт}$ ,  $\eta_{нт}$ ,  $\eta_{нс}$  - адиабатные к.п.д. соответственно детандера нагнетателя и насоса.

При заданной температуре  $T_0$  криостатирования существует оптимум по температуре  $T_{кип}$  в сборнике рефрижератора. Указанный оптимум определяется минимумом суммы потерь эксергии при теплопередаче в теплообменнике, охладителе и объекте /рис. 7/. Исходя из этого, к данному выше определению идеализированной СОО добавим еще одно условие: идеализированной будем считать ступень, оптимизированную по температуре  $T_{кип}$ . На рис. 7 этому условию удовлетворяет лишь одна точка, обозначенная  $\eta_{СОО}^{ид}$ .

Оптимум температуры  $T_{кип}$  определяется не только  $T_0$ , но и приведенным гидравлическим сопротивлением  $\Delta p_0$ . Естественно, что при снижении гидравлического сопротивления оптимум смещает-

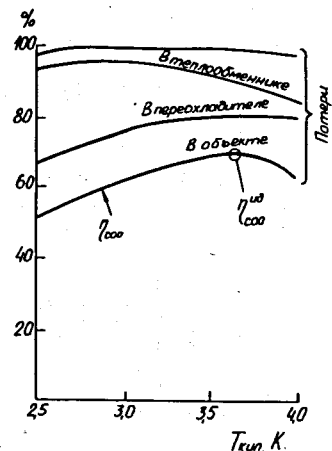


Рис. 7. Эксергетический к.п.д. СОО по схеме рис. 6 и структура потерь эксергии в отдельных аппаратах ступени в зависимости от температуры кипения жидкого гелия в сборнике. Исходные данные:  $\Delta p_0 = 10^4 \text{ Н/м}^2$ ;  $T_0 = 4,5 \text{ К}$ ;  $p_3 = 25 \cdot 10^5 \text{ Р/м}^2$ ;  $T_3 = 15 \text{ К}$ ;  $p_6 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ .

ся в сторону увеличения количества гелия, направляемого в объект, и, соответственно, в сторону повышения  $T_{кип}$ .

Следовательно, для каждой пары величин  $T_0$  и  $\Delta p_0$  можно указать оптимальную температуру  $T_{кип}$ , при которой  $\eta_{СОО}$  достигает своего максимального значения  $\eta_{СОО}^{ид}$ .

Зависимости эксергетического к.п.д. идеализированной ступени  $\eta_{СОО}^{ид}$  от температуры криостатирования и приведенного гидравлического сопротивления показаны на рис. 8, из которого видно, что даже при идеальном техническом исполнении всех элементов схемы из-за собственных потерь эксергетический к.п.д. СОО не превышает величины  $0,65 \div 0,85$ . При повышении  $\Delta p_0$ , начиная с  $10^4 \div 10^5 \text{ Н/м}^2$ ,  $\eta_{СОО}^{ид}$  резко падает. Следовательно, для объектов с приведенными гидравлическими сопротивлениями выше этих значений ни одна схема не может обеспечить высокую термодинамическую эффективность циркуляционной системы криостатирования.

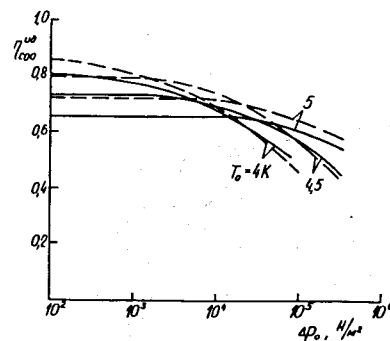


Рис. 8. Эксергетический к.п.д. идеализированной СОО в зависимости от приведенного гидравлического сопротивления при различных температурах криостатирования. Исходные данные: —  $T_3 = 15 \text{ К}$ ,  $p_3 = 25 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ; - - -  $T_3 = 10 \text{ К}$ ,  $p_3 = 15 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ .

## ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К.П.Д. И УДЕЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ ЭНЕРГИИ В РЕАЛЬНЫХ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМАХ

В отличие от идеализированной СОО в реальной ступени /рис. 9/ минимальные разности температур в теплообменнике и охладителе отличны от нуля, а процессы в детандере, криогенном нагнетателе и механическом насосе не являются изэнтропными. Следовательно, во всех этих элементах возникают дополнительные потери, связанные с техническим несовершенством машин и аппаратов ступени.

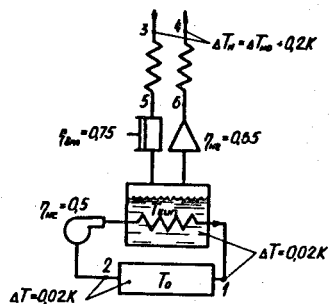


Рис. 9. Реальная ступень окончательного охлаждения с криогенным нагнетателем и механическим насосом.

Зависимости эксергетического к.п.д. реальной СОО от температуры криостатирования и приведенного гидравлического сопротивления объекта даются на рис. 10. Сравнивая величины  $\eta_{COO}^{ид}$  и  $\eta_{COO}$ , можно выделить технические и собственные потери эксергии в СОО /рис. 11/. Технические потери делятся на две группы:  $\Sigma d_{техн.1}$  и  $\Sigma d_{техн.2}$ . Первая обусловлена техническим несовершенством машин и аппаратов СОО, вторая - гидравлическим сопротивлением объекта. Соответственно есть два пути повышения эффективности СОО. Один, традиционный, состоит в улучшении машин и аппаратов рефрижератора, другой, характерный для циркуляционных систем, - в рациональном конструировании самого криостатируемого объекта.

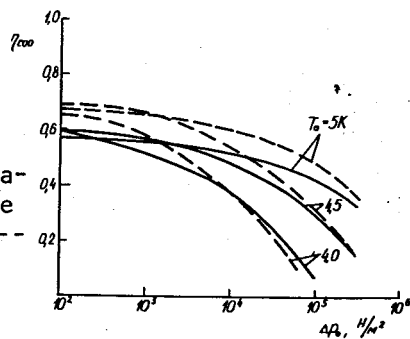


Рис. 10. Эксергетический к.п.д. реальной СОО по схеме рис. 9 в зависимости от  $\Delta \rho_0$  и  $T_0$ . Исходные данные:  $p_6 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $T_3 = 15 \text{ К}$ ,  $p_3 = 25 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $T_3 = 10 \text{ К}$ ,  $p_3 = 15 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ .

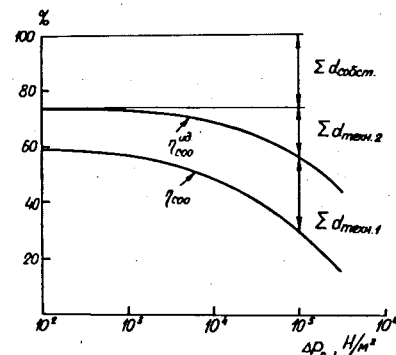


Рис. 11. Соотношение между техническими и собственными потерями эксергии для схемы рис. 6 и 9. Исходные данные:  $T_0 = 4,5 \text{ К}$ ,  $p_3 = 25 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ,  $T_3 = 15 \text{ К}$ ,  $p_6 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ .

Из рисунка видно, что высокая термодинамическая эффективность СОО не может быть достигнута только уменьшением  $\Sigma d_{техн.1}$ . Такое совершенствование может поднять к.п.д. лишь до величины  $\eta_{COO}^{ид}$ . Нужно правильно спроектировать сам криостатируемый объект, сведя к минимуму  $\Sigma d_{техн.2}$ . Тогда  $\eta_{COO}$  приближается к своему пределу, обусловленному только собственными потерями. Соответствующие этим условиям требования к объекту удобно сформулировать при помощи величины  $\Delta p_0$ . Так, в рассматриваемом случае она не должна превышать по крайней мере  $10^4 \text{ Н/м}^2$ .

Структура потерь эксергии в реальной СОО иллюстрируется графиками, приведенными на рис. 12. Вследствие того, что потери в циркуляционном устройстве не играют большой роли в общем эксергетическом балансе СОО, величина  $\eta_{COO}$  не должна существенно зависеть от типа циркулятора и его эффективности. Действительно, при замене механического насоса циркуляционным струйным насосом /рис. 13/ величина  $\eta_{COO}$  изменилась незначительно. Соответствующие этому случаю зависимости показаны на рис. 14. Как и ранее, даны результаты, оптимальные по температуре  $T_{кип}$ . Для определения достижимого напора струйного насоса использовалась методика, изложенная в /11/.

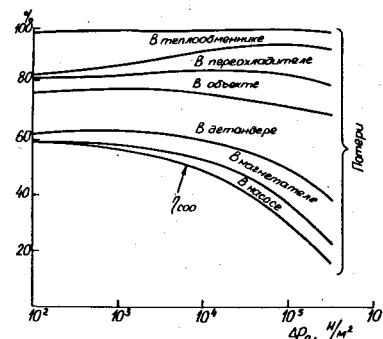


Рис. 12. Структура потерь эксергии в реальной СОО, показанной на рис. 9. Исходные данные:  $T_0 = 4,5 \text{ К}$ ,  $p_3 = 25 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ,  $T_3 = 15 \text{ К}$ ,  $p_6 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ .

Рис. 13. Ступень окончательного охлаждения с криогенным струйным насосом.

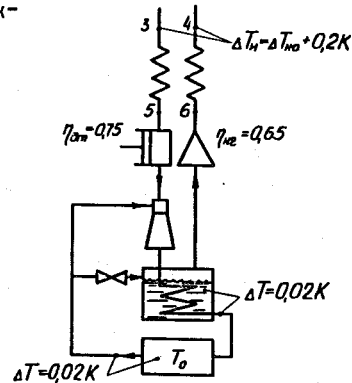
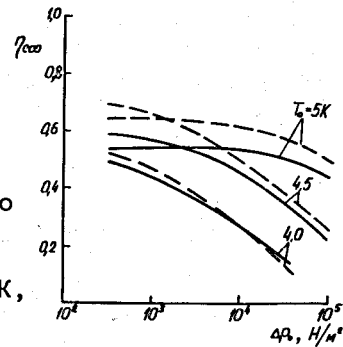


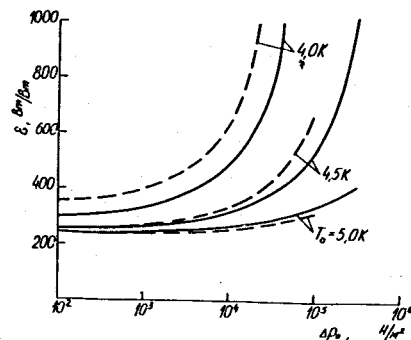
Рис. 14. Эксергетический к.п.д. СОО по схеме рис. 13. Исходные данные:  $p_6 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $T_3 = 15 \text{ К}$ ;  $p_3 = 25 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ ;  $T_3 = 10 \text{ К}$ ,  $p_3 = 15 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ .



Удельные затраты энергии в циркуляционной системе криостатирования могут быть вычислены по формуле

$$\epsilon = \frac{|1 - T_{oc}/T_0|}{\eta_{cno} \eta_{cso}} \quad /8/$$

Рис. 15. Удельные затраты энергии в циркуляционных системах криостатирования с криогенным магнетателем. — схема с механическим насосом; - - - со струйным насосом.



Результаты таких вычислений при  $T_3 = 15 \text{ К}$  и  $p_3 = 25 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$  даны на рис. 15. В соответствии с /8/ величина СПО принималась равной 0,42,  $\eta_{cso}$  - по данным рис. 10 и 14. Из приведенных графиков следует, что для правильно спроектированных объектов удельные энергозатраты в системах со струйными насосами приближаются к энергозатратам в более сложных и менее надежных системах с механическими насосами. Так, в интервале  $T_0 = 4,5 \div 5,0 \text{ К}$  энергозатраты практически одинаковы.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, в результате проведенного анализа показано, что:

1. Эксергетический к.п.д. системы, включающей рефрижератор и криостатируемый посредством циркуляции жидкого гелия объект, во многом определяется гидравлическими характеристиками криостатируемого объекта. Предложено характеризовать объект величиной приведенного гидравлического сопротивления, определяющей соотношение между количеством отводимого тепла и конфигурацией каналов для криоагента. Введение этого параметра позволило сформулировать общие для различных объектов требования, соблюдение которых обеспечивает высокую термодинамическую эффективность системы.

2. При криостатировании объектов, гидравлические характеристики которых отвечают указанным требованиям, более простые и надежные системы с циркуляцией криоагента посредством струйных аппаратов по термодинамической эффективности не уступают системам с механическими насосами для жидкого гелия.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Morpurgo M. Construction of Superconducting Test Coil Cooled by Helium Forced Circulation CERN 68-17. - Geneva, 1968.
2. Morpurgo M. Design and Construction of a Pump for Liquid Helium. - Cryogenics, 1977, v.17, N 2, p.91-93.
3. Dinaburg L.B. et al. An Experimental Circulating Cooling System with a Rotary Pump. - Cryogenics, 1977, v.17, N 7, p.439-440.
4. Агапов Н.Н. и др. О возможности криостатирования сверхпроводящих магнитных систем ускорителей с использованием струйных насосов для циркуляции жидкого гелия. - В кн.: "Труды X Международной конференции по ускорителям заряженных частиц высоких энергий". Серпухов, 1977, т.П., с.241-252.



5. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М., Энергия, 1973.
6. Бродянский В.М., Ташина А.Г. Методика расчета схем криогенных установок. М., Изд-во МЭИ, 1972.
7. Ташина А.Г. Зависимость эффективности гелиевой рефрижераторной детандерной установки от некоторых внутренних параметров. - В кн.: "Доклады научно-технической конференции по итогам научно-исследовательских работ на 1968-1969 гг., секция промтеплоэнергетическая. М., Изд-во МЭИ, 1969, с.123-132.
8. Краковский Б.Д., Калитин П.П., Пронько В.Г. О совершенствовании криогенных гелиевых установок. - В кн.: KRIOGENIKA'78. Gelostatne Konferencia o Technike niskych teplot. Bratislava, 1968.
9. Dean J.W. The Thermal Efficiency of a Pumped Supercritical Helium Refrigeration System Operating Below 6 K. - Cryogenics, 1974, v.14, N 6, p.307-312.
10. Васильев В.Н. и др. Некоторые вопросы криостатирования крупных сверхпроводящих магнитных систем с использованием циркуляции гелия при давлениях 3-20 бар. - В кн.: "Сверхпроводимость. Труды конференции по техническому использованию сверхпроводимости". М., Атомиздат, 1977, т.У, с.84-90.
11. Agapov N.N. et al. Study of a Liquid Jet Pump for Circulating Refrigeration Systems. - Cryogenics, 1978, v.18, N 8, p.491-496.

Рукопись поступила в издательский отдел  
4 февраля 1980 года.