

Г.К. Лавренченко, С.Г. ШвецУкраинская ассоциация производителей технических газов «УА-СИГМА», а/я 271, г. Одесса, Украина, 65026
e-mail: uasigma@paco.net

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХТЕМПЕРАТУРНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Повышение эффективности компрессорных холодильных машин представляет собой актуальную задачу. Рассмотрены особенности новой холодильной машины, предназначенной для производства холода на двух температурных уровнях. Проанализированы предельные характеристики двухтемпературной компрессорно-эжекторной холодильной машины (КХМ). В ней энергия расширения пара хладагента, выходящего из высокотемпературного испарителя, используется для сжатия пара, покидающего низкотемпературный испаритель. Приведены схема и цикл КХМ, упрощённая методика расчёта её основных характеристик. Показано, что применение КХМ для переохлаждения жидкого аммиака перед его дросселированием в аммиачной холодильной машине более эффективно, чем в случае использования одной холодильной машины, производящей весь холод при самой низкой температуре. Определены предпочтительные области применения двухтемпературной КХМ.

Ключевые слова: Холодильная машина. Холодопроизводительность. Охлаждение. Аммиак. Эжектор. Холодильный коэффициент.

G.K. Lavrenchenko, S.G. Shvets

THE ANALYSIS OF POWER CHARACTERISTICS OF THE TWO-TEMPERATURE COMPRESSOR REFRIGERATING MACHINE

Increase of efficiency of compressor refrigerating machines sets out an actual problem. Features of the new refrigerating machine intended for manufacture of cold on two temperature levels are considered. Limiting characteristics of two-temperature compressor-ejector refrigerating machine (CERM) are analysed. Energy of expansion in it of the refrigerant gas leaving the high-temperature evaporator is used for the compression of steam leaving from low-temperature evaporator. The circuit and cycle of CERM, the simplified design procedure of its basic parameters are resulted. It is shown that application of CERM for overcooling of liquid ammonia before it throttling in the ammoniac refrigerating machine is more effective, than in case of use of one refrigerating machine making all cold at lowest temperature. Preferable scopes of two-temperature CERM are determined.

Keywords: Refrigerating machine. Refrigerating capacity. Cooling. Ammonia. Ejector. Refrigerating efficiency.

1. ВВЕДЕНИЕ

В различных отраслях промышленности широко применяются холодильные машины (ХМ), предназначенные для охлаждения потоков жидкостей и газов. На производство холода в них расходуются значительные количества электрической энергии. Указанное вынуждает различные организации и предприятия, использующие и выпускающие ХМ, искать пути повышения их энергетической эффективности. Наиболее известные из них — использование пластинчаторебристых теплообменников, применение более эффективных компрессоров, например, винтовых, а также более надёжных средств регулирования и управле-

ния. Циклы же, которые применяются в ХМ, остаются без изменения.

В работах [1,2] рассматривается возможность применения одной или двух дополнительных ХМ для переохлаждения жидкого хладагента (аммиака и диоксида углерода) перед его дросселированием в испаритель основной ХМ, чем обеспечивается снижение удельного энергопотребления на выработку холода. Расчётным путём доказано, что производство холода на двух уровнях, при прочих равных условиях, позволяет значительно снизить потери от внешней необратимости и, соответственно, повысить энергетическую эффективность ХМ.

В идеале охлаждение потоков в условиях измене-

ния температур необходимо проводить непрерывно или, по крайней мере, дискретно, т.е. с несколькими ступенями охлаждения. Однако, как показано в работе [3], рост числа ступеней охлаждения, начиная с 3-4-ой, не даёт заметного увеличения эксергетического КПД. Поэтому в большинстве случаев целесообразно ограничиться 2-3 ступенями охлаждения.

Идея создания однокомпрессорной двухтемпературной ХМ не нова. Например, в [4,5] рассматриваются энергетические характеристики производства холода на двух температурных уровнях с помощью компрессорно-эжекторной холодильной машины. Помимо этого авторами приводятся результаты экспериментальных исследований, подтверждающих высокую эффективность использованных технических решений.

Продолжая цикл публикаций на тему повышения эффективности выработки холода и, в частности, охлаждения потоков жидкостей и газов, рассмотрим особенности расчёта компрессорно-эжекторной холодильной машины (КХМ), проанализируем её предельные энергетические характеристики.

2. СХЕМА И ЦИКЛ ДВУХТЕМПЕРАТУРНОЙ КХМ

На основе компрессорно-эжекторной схемы можно создать КХМ с двумя и более температурами кипения. При этом поджатие паров хладагента будет осуществляться в отдельных эжекторах, размещённых после каждого испарителя, за счёт энергии паров хладагента, выходящих из предыдущих, более высокотемпературных аппаратов. Однако на практике, создание такой установки может оказаться экономически нецелесообразным из-за её громоздкости и сложности в регулировании. Исключением может быть случай, когда необходимо охлаждать поток жидкости или газа с большой разностью начальной и конечной температур.

Рассмотрим наиболее простую схему КХМ, содержащую два испарителя и один эжектор (см. рис. 1).

Прежде всего, остановимся на принципе действия данной схемы. Отметим, что точки на схеме (рис. 1,а) соответствуют точкам цикла, изображённого на рис. 1,б.

В компрессоре I сжимаются пары хладагента и подаются в конденсатор II. Жидкий хладагент после конденсатора переохлаждается в рекуперативном теплообменнике III. Затем жидкий переохлаждённый хладагент делится между высоко- (VI) и низкотемпературными IV испарителями в пропорциях, обеспечивающих требуемые холодопроизводительности на соответствующих температурных уровнях T_{x1} и T_{x2} . Пары хладагента из обоих испарителей с давлениями p_1 и p_2 поступают в эжектор VIII. Объединённый поток паров хладагента с давлением p_c через рекуперативный теплообменник III подаётся на всасывание в компрессор I.

Схема эжектора и процесс сжатия в нём представлены на рис. 2.

Как видно из рис. 2, рабочий поток, начальное

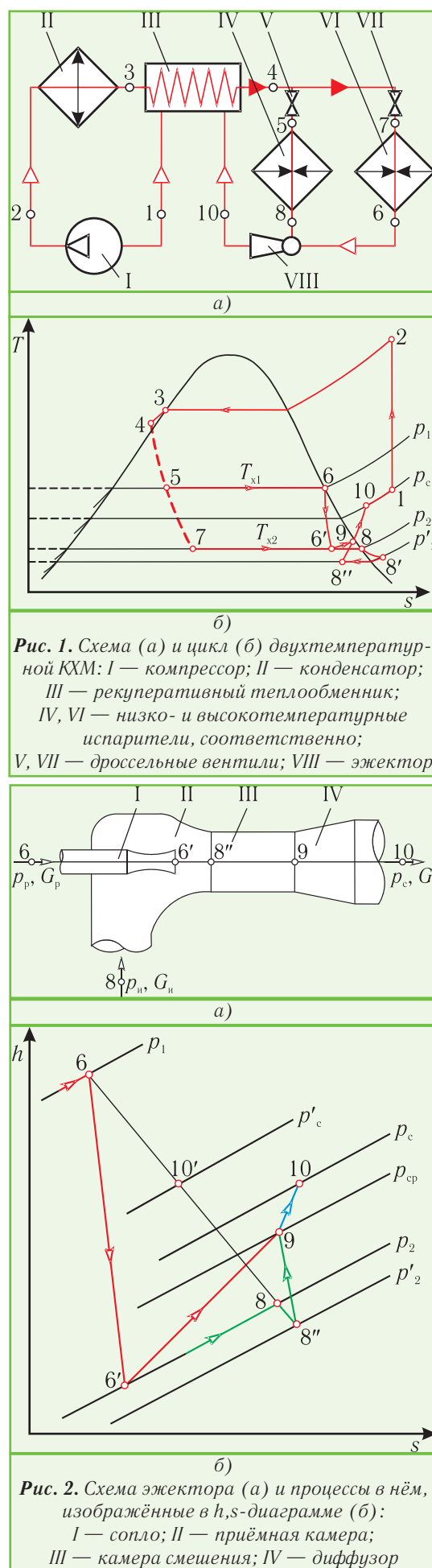


Рис. 1. Схема (а) и цикл (б) двухтемпературной КХМ: I — компрессор; II — конденсатор; III — рекуперативный теплообменник; IV, VI — низко- и высокотемпературные испарители, соответственно; V, VII — дроссельные вентили; VIII — эжектор

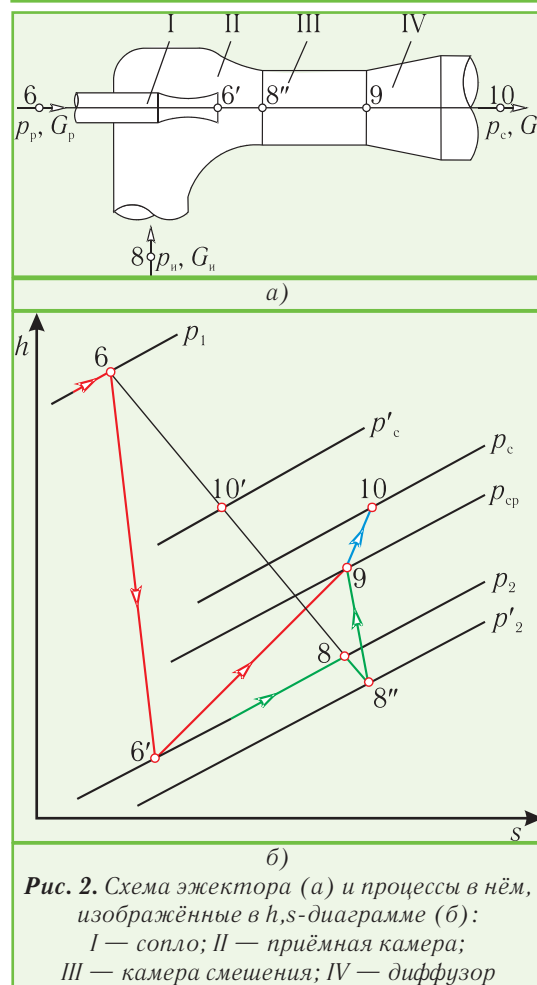


Рис. 2. Схема эжектора (а) и процессы в нём, изображённые в h,s -диаграмме (б): I — сопло; II — приёмная камера; III — камера смешения; IV — диффузор

состояние которого характеризуется точкой 6, расширяется в сопле I эжектора до давления, равного давлению инжектируемого потока p_2 . А инжектируемые пары хладагента расширяются в процессе 8-8'' на входном участке камеры смешения III от давления p_2 до p'_2 . В камере смешения происходит выравнивание скоростей и повышение давлений смешиваемых потоков до p_c . Точка 10' и, соответственно, давление p'_c отвечают процессу сжатия в идеальном эжекторе.

Основным параметром, характеризующим любой струйный аппарат, является коэффициент инжекции

$$u = G_u / G_p = G_8 / G_6, \quad (1)$$

где G_u и G_p — массовые расходы инжектируемого и рабочего потоков.

В случае рассматриваемой КХМ требуемая величина u будет определяться её холодопроизводительностью на двух температурных уровнях. С учётом этого выражение (1) примет вид:

$$u = \frac{Q_{x2}}{q_{x2}} \frac{q_{x1}}{Q_{x1}}, \quad (2)$$

где Q_{x1} , Q_{x2} и q_{x1} , q_{x2} — холодопроизводительности КХМ при температурах кипения T_{x1} и T_{x2} и их удельные значения, соответственно.

Располагая значением коэффициента инжекции, полученным из уравнения (2), можно определить энтальпию сжатого потока

$$i_c = i'_c = \frac{i_6 + ui_8}{1 + u}. \quad (3)$$

Из (3) следует, что при одном и том же значении энтальпии (см. рис. 2) давление сжатого потока может быть различным в зависимости от эффективности эжектора. Совершенство струйных аппаратов определяется значением эксергетического КПД, представляющим собой отношение эксергии, полученной инжектируемым потоком, к эксергии, затраченной рабочим потоком [6]:

$$\eta_c = \frac{u(e_c - e_u)}{e_p - e_c}, \quad (4)$$

где e_p , e_u , e_c — удельные эксергии рабочего, инжектируемого и сжатого потоков, соответственно.

При расчёте предельных энергетических показателей КХМ актуальной задачей является определение достижимого давления в идеальном процессе преобразования энергии. В указанных условиях

$$p_c = p_1^{1+u} p_2^{u/1+u}, \quad (5)$$

где коэффициент инжекции при заданной величине p_c

$$u = \ln \frac{p_1}{p_c} / \ln \frac{p_c}{p_2}. \quad (6)$$

Параметры p_1 и p_2 , входящие в состав выражений (5) и (6), определяются температурами кипения хладагента в соответствующих испарителях КХМ. Но если величина T_{x2} жёстко задана конечной температурой охлаждения, то T_{x1} (промежуточная температура охлаждения) должна быть определена в результате оптимизации энергетических характеристик всей системы, в состав которой входит КХМ. Выражение для расчёта оптимальной промежуточной температуры охлаждения было получено ранее в [3] в виде

$$T_{x1} = \sqrt{T_0 T_{x2}}. \quad (7)$$

Следует отметить, что применение формулы (7) будет справедливо только для КХМ, предназначенных для охлаждения потоков жидкостей или газов. При производстве холода на двух температурных уровнях для двух различных потребителей, например, с целью охлаждения двух холодильных камер, T_{x1} оказывается заданной и оптимизации не подлежит. Таким образом, используя известную методику расчёта показателей холодильных циклов, дополненную выражениями (2), (5) и (7), можно определить показатели эффективности КХМ.

Проанализируем основные характеристики двухтемпературной компрессорно-эжекторной холодильной машины, предназначенной для переохлаждения жидкого аммиака перед его дросселированием в аммиачной холодильной машине (АХМ). Расчёты будем проводить для условий примера, рассмотренного в работе [1].

3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВУХТЕМПЕРАТУРНОЙ КХМ

Рассмотрим использование КХМ для переохлаждения жидкого аммиака перед его дросселированием в АХМ. В этом случае в испарители VI и IV (см. рис. 1,а) последовательно подаётся жидкий аммиак. В испарителях за счёт кипения хладагента происходит его переохлаждение от температуры конденсации до температуры начала процесса дросселирования. В качестве рабочего вещества КХМ будем использовать R134a.

Примем следующий режим работы АХМ: температура охлаждения $T_x = -30$ °С, температура конденсации $T_k = 30$ °С.

При определении показателей КХМ будем использовать исходные данные, принятые в работе [1]. В качестве расчётного режима выберем такой, при котором достигается максимум холодильного коэффициента ϵ системы АХМ и двухтемпературной КХМ. Для такой системы машин

$$\epsilon = q_x / (l_{NH_3} + l), \quad (8)$$

где q_x — удельная холодопроизводительность аммиачной холодильной машины; l_{NH_3} , l — изоэнтропные работы, затрачиваемые на сжатие газообразных аммиака и R134a. Причём величина l_{NH_3} будет постоянной,

так как во всех рассматриваемых случаях расход аммиака, циркулирующего в АХМ, не изменяется. Значение же l определяется в зависимости от вида ХМ, применяемой для переохлаждения аммиака.

Для сравнения эффективности переохлаждения жидкого аммиака будем рассматривать также схему, в которой используются две холодильные машины, как это делалось в [1]. Основные параметры оптимального режима работы комплекса, состоящего из АХМ и двух последовательно включённых ХМ, переохлаждающих жидкий аммиак перед его дросселированием, приведены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные для расчёта КХМ

Параметр	Ед. изм.	Величина
Температуры кипения:		
– T_{x1}	°С	+10
– T_{x2}		–10
Давления кипения:		
– p_1	МПа	0,41
– p_2		0,2
Удельные холодопроизводительности ХМ на температурных уровнях T_{x1} и T_{x2} :		
– q_{x1}	кДж/кг	162,6
– q_{x2}		151
Удельные работы сжатия R134a в отдельных ХМ:		
– l_1	кДж/кг	12,8
– l_2		27,8
Удельные нагрузки на испарители КХМ:		
– Q_{x1}	кДж/кг	94,9
– Q_{x2}		92,3

Для условий, приведённых в табл. 1, максимально достижимая величина холодильного коэффициента АХМ составляет $\epsilon=3,43$, а аналогичный показатель при использовании для переохлаждения аммиака одной ХМ, производящей весь холод на температурном уровне $T_x=-10$ °С, не превышает 3,34. Что же касается холодильного коэффициента базовой АХМ (простой холодильный цикл без переохлаждения), то он равняется 3,13. То есть переохлаждение аммиака в АХМ существенно повышает её холодопроизводительность при небольшом росте затрачиваемой мощности. Так, холодопроизводительность АХМ при переохлаждении аммиака перед его дросселированием до -10 °С увеличивается более чем на 15 %, а её холодильный коэффициент при использовании одной ХМ возрастает на 6,7 %, двух ХМ — на 9,5 %.

Определим, какими будут показатели АХМ при использовании для переохлаждения жидкого аммиака двухтемпературной компрессорно-эжекторной холодильной машины.

Для этого, прежде всего, определим характер зависимости конечного давления сжатия в эжекторе p_c от возможных значений коэффициента инжекции u . С этой целью построим функцию $p_c=f(u)$, воспользовавшись уравнением (5) (см. рис. 3).

Из полученной кривой видно, что с ростом коэффициента инжекции величина p_c уменьшается. Аналогичный вывод можно сделать из совместного анализа уравнений (2) и (5): по мере увеличения нагрузки на низкотемпературный испаритель КХМ и снижения величины T_{x1} достижимая величина p_c будет падать.

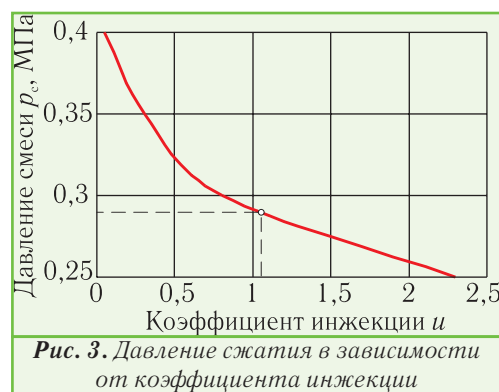


Рис. 3. Давление сжатия в зависимости от коэффициента инжекции

Рассчитаем коэффициент инжекции для условий табл. 1. Подставив соответствующие значения в (2), получим $u=1,05$. Зная u , можно либо по графику (рис. 3), либо с помощью (5) определить конечное давление сжатия в эжекторе. Полученная таким образом величина p_c равна 0,29 МПа. После этого, воспользовавшись формулой (3), найдём энтальпию смеси и рассчитаем изэнтропную работу сжатия фреона в компрессоре КХМ.

Результаты выполненных расчётов приведены в табл. 2.

Из анализа полученных данных следует, что ϵ , рассчитанный для цикла АХМ с учётом полученных ранее оптимальных температур переохлаждения аммиака находится на одном уровне с аналогичным показателем, характерным для системы из двух последовательно включённых ХМ, применяющихся для этих же целей. Несмотря на это, применение КХМ оказывается предпочтительней по целому ряду причин. Во-первых, КХМ более проста по сравнению с двумя от-

Таблица 2. Основные показатели АХМ

Параметр	Ед. изм.	Способ выработки холода для переохлаждения аммиака		
		одна ХМ	две ХМ	КХМ
Удельная работа, затрачиваемая на переохлаждение 1 кг жидкого аммиака, l	кДж/кг	34,5	24,5 ¹⁾	24,5
Холодопроизводительность, Q_x	кДж/кг	187,2		
Холодильный коэффициент, ϵ ²⁾	–	3,34	3,44	3,44
Рост холодильного коэффициента АХМ	%	6,7	9,5	9,5

Примечания: ¹⁾ Удельная работа сжатия для комплекса, состоящего из двух ХМ, равна сумме работ входящих в него холодильных машин. ²⁾ Имеется в виду холодильный коэффициент АХМ, рассчитанный по формуле (8).

дельными ХМ как в отношении исполнения, так и в эксплуатации, а с учётом всех видов потерь от необратимости она будет и более экономичной. Во-вторых, следует ожидать, что КХМ будет иметь более низкую стоимость, чем две отдельные ХМ. В-третьих, АХМ в комплексе с КХМ имеет эффективность на 3 % выше, чем АХМ с одной ХМ.

Дополнительные расчёты показали, что в том случае, если целевой функцией оптимизации АХМ выбрать не её холодильный коэффициент, а холодопроизводительность, то эффективность применения КХМ для переохлаждения аммиака, по сравнению с одной ХМ, увеличивается более чем в два раза. Указанное обусловлено тем, что в этом случае для обеспечения условия $Q_{\text{АХМ}} \rightarrow Q_{\text{АХМ}}^{\text{max}}$ необходимо проводить полное переохлаждение аммиака, т.е. охлаждать жидкий аммиак до температуры его кипения, равной -30°C .

Из проведённых расчётов следует, что эффективность использования КХМ будет тем выше, чем ниже температура охлаждения и больше температурный перепад.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные расчёты показали, что применение эжектора в схеме двухтемпературной компрессорной холодильной машины позволяет существенно повысить эффективность охлаждения потоков жидкостей. На примере аммиачной холодильной машины показано, что использование КХМ для переохлаждения жидкого аммиака перед его дросселированием обеспечивает увеличение её холодопроизводительности на 15 % при росте холодильного коэффициента на 9,5 %. С помощью одной ХМ не удаётся повысить холодильный коэффициент АХМ более чем до 3,34.

Определены условия для наиболее оптимального

использования КХМ: большие разности начальных и конечных температур охлаждения потоков, а также низкий температурный уровень конца процесса охлаждения. Указанное характерно для аммиачных холодильных машин, работающих в составе крупных установок реконденсации аммиака, а также всех без исключения криогенных установок, в том числе воздухоразделительных, установок сжижения природного газа и др.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Швец С.Г. Повышение эффективности крупных аммиачных холодильных машин// Технические газы. — 2008. — № 3. — С. 60-63.
2. Лавренченко Г.К., Швец С.Г., Копытин А.В. О резервах повышения эффективности производства низкотемпературного жидкого диоксида углерода// Технические газы. — 2008. — № 5. — С. 19-25.
3. Лавренченко Г.К. Повышение эффективности охлаждения потоков жидкостей и газов в низкотемпературных системах// Технические газы. — 2008. — № 6. — С. 56-60.
4. Лавренченко Г.К., Хмельнюк М.Г., Серебрянский П.В. Энергетические характеристики компрессорно-эжекторного агрегата для производства холода на двух температурных уровнях// Холодильная техника и технология. — 1989. — Вып. 49. — С. 3-6.
5. Экспериментальное исследование компрессорно-эжекторного агрегата на хладагоне R12 и R134a/ Г.К. Лавренченко, М.Г. Хмельнюк, С.А. Терентьев и др.// Холодильная техника и технология. — 1992. — Вып. 55. — С. 42-47.
6. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 351 с.



Повышение квалификации по специальности "Криогенная техника и технология",

организуемое Украинской ассоциацией производителей технических газов "УА-СИГМА"
на базе Одесской государственной академии холода



- изучаемые дисциплины: термодинамические процессы, циклы и схемы криогенных воздухоразделительных установок; снижение энергопотребления при эксплуатации ВРУ и новые технологии разделения воздуха; современные приборы контроля и автоматизация криогенных ВРУ; компрессорное оборудование ВРУ; охрана труда при производстве и использовании продуктов разделения воздуха;
- форма обучения — очно-заочная;
- начало обучения — 17-18 марта 2009 г. (установочные занятия);
- период самостоятельного обучения по предоставленным слушателям методическим материалам и учебным пособиям — 19 марта-13 апреля 2009 г.;
- лекционно-лабораторная и экзаменационная сессия — 14-17 апреля 2009 г.;
- контингент — инженеры и техники;
- по окончании выдается свидетельство Министерства образования и науки Украины

Условия приема по контактному тел./факсу: +380 (48) 777-00-87
и e-mail: uasigma@paco.net.
Наш сайт: www.uasigma.odessa.ua