

Устройства для ввода жидкого аммиака в охладители с термопрессором

Канд. техн. наук **В.И. ЖИВИЦА**
Одесская государственная академия
холода

В зависимости от назначения охладителя с термопрессором в холодильной установке к устройству для впрыска жидкого аммиака предъявляются следующие требования:

- обеспечение подачи необходимого количества жидкого аммиака для полного промежуточного или конечного охлаждения либо для неполного охлаждения нагнетаемой масляно-аммиачной смеси после винтового компрессора. При фиксированной геометрии устройства это требование должно выполняться для всех условий эксплуатации, в том числе для минимального перепада давлений;
- получение достаточно однородного мелкого распыла с целью интенсификации процесса испарения образовавшихся капель;
- максимальное снижение энергетических потерь при смешении охлаждающего и охлаждаемого потоков;
- достижение управляемости, высокой надежности, простоты конструкции и низкой стоимости устройства.

Эффективность всех контактных охладителей определяется динамикой процесса испарения охлаждающей жидкости. Особенно важна быстрота испарения для промежуточных охладителей с термопрессором в аммиачных холодильных установках, так как из-за опасности влажного хода или гидравлического удара совершенно недопустимо попадание жидкого хладагента во всасывающую линию и в полость сжатия компрессора.

Опыт эксплуатации подобных аппаратов в теплоэнергетике позволяет выделить два взаимосвязанных существенных требования, выполнение которых обеспечивает высокоинтенсивное испарение впрыскиваемых капель: достижение капельно-взвешенного режима течения потока в трубопроводе и качественного распыла испаряющейся охлаждающей жидкости,

при котором образуются капли минимального диаметра.

Для диспергирования жидкостей применяют устройства различных типов [1,3,4,10]. Поскольку при подаче (дресселировании) жидкого аммиака высокого давления в канал с меньшим давлением реализуется фазовый переход (адиабатное вскипание жидкого аммиака), представляется целесообразным использовать имеющиеся данные по расчету распыливающих устройств, разработанных для подобных условий [3,6,10].

В работах [5,6,8] даны теория, результаты экспериментальных исследований и примеры практической реализации принципа дискретно-импульсного ввода и трансформации энергии в теплотехнологиях. Подход, методы и результаты исследования адиабатно вскипающих потоков, приведенные в этих работах, с успехом могут быть применены и в холодильной технике. Анализ показывает, что в аммиачных холодильных установках выполняются необходимые и достаточные условия для реализации названного принципа при охлаждении потоков пара.

Для организации истечения вскипающих потоков воды в теплоэнергетике широко используются сопла Лаваля [1,4,5], струйные и центробежные форсунки [10]. Опыт эксплуатации термопрессоров в качестве промежуточных охладителей аммиачных холодильных установок [7,9] свидетельствует о возможности применения аналогичных устройств для подачи и распыла жидкого аммиака. При

The survey of works, which were carried out in thermal engineering, and related to characteristics of mixing contact heat exchangers is given, the condition to calculate nozzle diameter to inject liquid ammonia into evaporating chamber of thermopressor type intermediate cooler is shown. The properties of devices for liquid atomizing are considered, Laval nozzle has been grounded on the principle of discrete pulse energy input and transformation for injection and atomizing of adiabatically boiled up ammonia flow. The description of experimental layout is shown, also results, comparisons and conclusions are presented, calculated diameters presented in the table.

этом необходимо выполнить некоторые дополнительные условия:

- подавать жидкость с возможно большей относительной скоростью;
- свести к минимуму количество образующегося балластного пара.

Выполнение первого условия позволяет наиболее эффективно осуществить тепломассообменные процессы, а второго – рационально использовать жидкий аммиак высокого давления.

Применение для распыла жидкого аммиака сопел Лаваля способствует в значительной мере выполнению названных условий, поскольку процессы расширения в них протекают наиболее близко к адиабатным. Для определения геометрических характеристик впрыскивающего устройства можно применить известную формулу для бескризисных течений

$$G = \mu \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2\rho \cdot \Delta p}, \quad (1)$$

где G – массовый расход жидкости; μ – гидравлический коэффициент расхода;

D – диаметр впрыскивающего устройства;

ρ – плотность жидкости;

Δp – разность давлений до и после устройства.

При этом следует учесть, как изменяются необходимый расход жидкого аммиака, его плотность и перепад давлений в зависимости от режима работы установки. Значения коэффициента μ должны отражать характер поведения адиабатно вскипающего потока, в том числе с учетом явления запираания канала.

Искомой величиной является диаметр впрыскивающего устройства D , который даже для наихудших условий работы установки должен обеспечивать необходимый расход жидкого аммиака. Изменение этого расхода при изменении температурного режима установки достигается регулятором, например соответствующим по производительности аммиачным терморегулирующим вентилем без калиброванного отверстия (дросселирующей дюзы) на выходе. Регулятор устанавливается после фильтра до впрыскивающего устройства. Падение давления в регуляторе в этом случае незначительно – не выше 10 % от давления до него. Как показывают расчеты по балансным соотношениям, изменение расхода мало зависит от изменения температур кипения и конденсации, что дает основание рекомендовать применение ручного регулирующего вентиля с незначительной сезонной (зима – лето) подстройкой расхода.

Методики определения коэффициента μ при истечении вскипающего жидкого аммиака через сужающе-расширяющиеся сопла в технической литературе не обнаружено. Значения коэффициента μ для сопел Лавалю зависят от их геометрических характеристик и параметров расширяющейся жидкости. Экспериментально этот коэффициент принято определять в ходе гидравлических испытаний при истечении холодной воды через сопло выбранной геометрии. Для сопел, используемых в теплоэнергетике, значение коэффициента μ лежит в широких пределах – от 0,57... 0,86 [1,2,6] до 0,92 [5,10]. По-видимому, для рассматриваемых условий расширения жидкого аммиака, используя аналогичный подход и экспериментальные результаты для устройств ввода адиабатно вскипающей воды в теплоэнергетике [1], можно предположить, что значения μ должны находиться в диапазоне 0,5...0,7.

Теоретическому определению расходных характеристик различных каналов при вынужденном течении адиабатно вскипающих жидкостей посвящены весьма немногочисленные работы, например [5,6],

где предложена методика расчета производительности центров парообразования в канале заданной геометрии. Исследования потоков испаряющейся жидкости в соплах Лавалю показали, что процесс парообразования развивается в основном непосредственно за минимальным сечением. Паровая фаза первоначально образуется в пограничном слое и распространяется по оси сопла. На некотором расстоянии от минимального сечения жидкое ядро исчезает, а пузырьковая переходная структура преобразуется в парокпельную. По мере увеличения температуры жидкости перед соплом сокращается длина жидкостного ядра и возрастает равномерность распределения степени сухости по сечению сопла. Длина участка сопла, в котором происходит переход от жидкой структуры к парокпельной, мало зависит от его геометрических параметров (критического сечения и угла раскрытия) и определяется в основном недогревом жидкости. За этим участком структура потока полностью парокпельная (с неравномерным распределением паросодержания и размеров капель).

Количественный анализ структуры потоков вскипающей воды дан в работе [3], посвященной изучению дисперсного состава капель воды, расширяющейся в сопле Лавалю с углом раскрытия 4° (так как уже при угле раскрытия больше 6° резко возрастали потери энергии, связанные с отрывом потока от стенок сопла). Опыты выполняли при давлении воды перед соплом 0,2...0,9 МПа и начальной температуре воды 100...165 $^\circ\text{C}$. Согласно полученным данным независимо от исходных параметров воды стабилизация дисперсного состава ее расширенного потока наступает на расстоянии, равном приблизительно 10 диаметрам сопла. Как было установлено, основным критерием, определяющим дисперсный состав при истечении перегретой воды, служит ее начальная температура, увеличение которой приводит к интенсификации процесса диспергирования.

Данные о дисперсном составе

вскипающей в соплах Лавалю воды противоречивы. Так, в работе [4] указывается, что при тех же условиях, что и в [3], максимальный диаметр капель вскипающей воды достигал 200 мкм, а расчет фракционного состава капель, выполненный на основе теории прямоточных форсунок, дал результаты, близкие к экспериментальным данным. Если же оценить максимальный диаметр капель воды по зависимостям [3], то он не превысит 10 мкм. При диспергировании аммиака, расширяющегося от давления конденсации до промежуточного давления, значение максимального диаметра капель по [3] не превышает 20 мкм.

Для аммиачных холодильных установок предпочтительнее использовать сопла Лавалю, поскольку при истечении перегретой жидкости из форсунок других конструкций образуется большее количество балластного пара из-за более высокого гидродинамического сопротивления этих устройств по сравнению с соплами Лавалю.

К настоящему времени процессы во впрыскивающих охладителях для аммиачных холодильных установок изучены недостаточно, а имеющиеся модели построены со значительными упрощениями (не учтены наличие масла, обмен количеством движения между паром и испаряющимися каплями; охлаждаемые потоки трактуются как идеальные газовые). Несмотря на это, накоплен определенный опыт использования таких аппаратов. По данным автора, в эксплуатации находится около 60 различных аммиачных холодильных установок, оснащенных охладителями с термопрессором.

Для более точного описания процессов во впрыскивающих устройствах применительно к существующим условиям в аммиачных холодильных установках дополнительно необходимо учитывать:

- реальность паровых потоков, поскольку их состояние близко к насыщению;
- двухфазность и двухкомпонентность потоков (в нагнетаемом потоке содержится масло, количество и

D , мм	D_y , мм	d , мм	d_y , мм	d_ϕ , мм
76 x 3,5	70	38 x 2	32	1
89 x 3,5	80	45 x 2,5	40	1,5
108 x 4	100	57 x 3,5	50	2
133 x 4	125	76 x 3,5	70	2,2
159 x 4,5	150	89 x 3,5	80	2,5
219 x 7	200	108 x 4	100	3
273 x 7	250	133 x 4	125	3,5
325 x 9	300	159 x 4,5	150	4

дисперсный состав которого зависят от типа компрессора);

- наличие трения о стенки канала охладителя и обмен количеством движения между фазами;
- влияние параметров потока на динамику испарения капель жидкого аммиака и охлаждения капель масла;
- специфичность условий работы холодильной установки (влияние изменения температур кипения и конденсации на холодопроизводительность компрессора и, следовательно, на его массовую подачу).

Скорость истечения охлаждающего потока из сопла можно определить как

$$w_2 = \mu \sqrt{2(h_1 - h_2 + w_1^2)}, \quad (2)$$

где h_1, h_2 – энтальпии потока до и после сопла;

w_1, w_2 – скорость потока до и после сопла.

Скорость охлаждаемого потока определяется условиями эффекта тепловой компрессии [4,7].

В ходе экспериментов [7,9] были испытаны различные впрыскивающие устройства для двух разных диаметров проточной части аммиачного контактного охладителя. Распределение температур по длине аппарата измерялось с помощью термометров сопротивления, установленных на нижней и верхней образующих трубопровода на расстоянии 50, 200, 400 и 1000 мм от плоскости впрыска жидкого аммиака в поток перегретого пара. Отсутствие разности температур между верхним и нижним датчиками рассматривалось как свидетельство установления капельно-взвешенного режима течения потока. Если же течение было пленочным или переходным, то показания нижнего термометра соответ-

ствовали температуре насыщения и были всегда ниже показаний верхнего термометра. Для изготовления секции испарения применяли трубопроводы диаметром 100 мм (при этом $M < 0,1$) и 50 мм ($M < 0,4$).

Для впрыска использовали:

- обычную стальную трубку, в одном варианте установленную под прямым углом к потоку, в другом – соосно потоку, по центру, с распылом по направлению потока и против него;
- форсунку на основе сопла Лавалья с завихрителем, установленную в начале секции испарения, по ее центру и соосно ей, с распылом по направлению потока.

Во всех опытах с трубкой жидкий аммиак дросселировали в ручном регулирующем вентиле, а с форсункой – сначала в регулирующем вентиле (с понижением давления примерно на 100 кПа), затем в сопле (с дальнейшим понижением давления до промежуточного, примерно на 1 МПа).

Результаты сравнивали и по степени охлаждения потока пара при условии полного испарения капель впрыснутого аммиака, и далее по достигаемому эффекту тепловой компрессии. Полным считалось охлаждение потока до температуры на 10...15 °С выше, чем температура насыщения при давлении на выходе из охладителя, что соответствует требованиям правил техники безопасности.

Наилучшие показатели получены для короткого сужающе-расширяющегося сопла Лавалья с завихрителем. Так, полное охлаждение потока достигалось на расстоянии примерно 100 мм за тысячные доли секунды, а тепловая компрессия в зависимости от режима составляла единицы процентов.

Представленный выше подход позволил сформировать таблицу, в которой по 8 вариантам номинального диаметра трубопровода компрессора (D, D_y) определены диаметр секции испарения проточной части (d, d_y) и диаметр форсунки (d_ϕ) устройства ввода жидкого аммиака в контактный теплообменник термопрессорного типа для промежуточного охлаждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Блатов Э.Е. Определение гидродинамических показателей сужающих устройств // Теплоэнергетика. 2002. № 4.
2. Болтенко Э.А., Корниенко Ю.Н., Смирнов Ю.А., Болтенко Д.Э. Методы и средства для измерения характеристик термически неравновесного двухфазного потока // Теплоэнергетика. 2001. № 3.
3. Братута Э.Г. Классификация дисперсных потоков при внешних воздействиях. – Киев: Техника, 1989.
4. Вскипающие адиабатные потоки / Г.А. Баранов, В.А. Барилевич, Т.Н. Парфенова; Под ред. В.А. Зысина. – М.: Атомиздат, 1976.
5. Дискретно-импульсный ввод энергии в теплотехнологиях / А.А. Долинский, Б.И. Басок, С.И. Гулый, А.И. Накорчевский, Ю.А. Шурчкова – Киев: Научная книга, 1996.
6. Долинский А.А., Басок Б.И., Накорчевский А.И. Адиабатически вскипающие потоки. – Киев: Наукова думка, 2001.
7. Долинский А.А., Басок Б.И., Чумак И.Г., Живица В.И. Технологии в холодильной технике на основе принципа дискретно-импульсного ввода и трансформации энергии // Промышленная теплотехника. 2002. Т. 24. № 4.
8. Долинський А.А. Принцип дискретно-імпульсного вводу енергії та його використання в технологічних процесах // Вісн. АН УРСР. 1984. № 1.
9. Живица В.И. Промежуточные охладители с термопрессором для двухступенчатых аммиачных холодильных установок // Холодильная техника. 2002. № 5.
10. Пажжи Д.Р., Галустанов В.С. Распыливатели жидкостей. – М.: Химия, 1979.