

ISSN 0453-8307

ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНІ ПРОБЛЕМИ СУЧАСНОСТІ

**ХVІ ВСЕУКРАЇНСЬКА
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ МОЛОДИХ
УЧЕНИХ ТА СТУДЕНТІВ
(14 квітня 2016 р.)**

**Збірник наукових праць
Секція 2: «Теплофізика, теплоенергетика, наноматеріали та
нанотехнології»**



ОДЕСА 2016

УДК 547; 37.022

Еколого-енергетичні проблеми сучасності / Збірник наукових праць всеукраїнської науково - технічної конференції молодих учених та студентів. Одеса, 14 квітня 2016 р. – Одеса, Видавництво ОНАХТ, - 2016р. – 95 с.

Збірник включає наукові праці учасників, що об'єднані по темам: теплофізичні проблеми в різних галузях науки і техніки; енергетика і енергозбереження в сучасних виробництвах.

Матеріали подано українською, російською та англійською мовами.

ISSN 0453-8307 © Одеська національна академія харчових технологій

холодопроизводительности, увеличив количество аммиака в ВАР в зоне генерации. Так, аналогичные значения $q_0 = 2650$ кДж при $t_x = 25$ °С можно получить и при $t_{гр} = 95$ °С и $X_{\min} = 0,3$, и при $t_{гр} = 65$ °С и $X_{\min} = 0,5$.

Информационные источники:

1. Алексеев В.В., Чекарев К.В. Получение пресной воды из влажного воздуха // Аридные экосистемы. – 1996. – Т. 2. – № 2–3.
2. Перельштейн Б.Х. Новые энергетические системы [Текст]: монография / Б.Х. Перельштейн ; Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.

Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАИТ, д-р. техн. наук, профессор Титлов А.С.

УДК 621.5.043

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ И РАЗРАБОТОК ГЕНЕРАТОРОВ АБСОРБИЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ (АХА)

Осадчук Е.А., Богач В.В.

Одесская национальная академия пищевых технологий

Генератор в схемах современных АХА предназначен для получения пара холодильного агента с одновременным подъемом жидкого ВАР на заданную высоту. Известны и конструкции АХА [141], в которых процессы генерации и подъема разделены, однако они не нашли широкого применения из-за сложности конструкции.

Метод расчета подъема жидкости под воздействием собственных паров изложен в монографии В. Нибергала [1]. Для характеристики этого процесса введен специальный критерий – объемный коэффициент подачи генератора b ,

который представляет собой отношение объема поднятой жидкости V' к объему одновременно полученного пара V''

$$b = \frac{V'}{V''}. \quad (1)$$

При проведении расчетов термодинамических параметров цикла АХА используется также и массовый коэффициент подачи, который является отношением соответствующих масс или массовых расходов [2]

$$b^* = \frac{M}{M} = \frac{G}{G}. \quad (2)$$

Каттанео [3] отметил изменения в структуре двухфазного потока в процессе подачи – при малом диаметре трубы образуются паровые поршни или паровые «пробки», которые вытесняют в верхнюю часть соответствующие жидкостные «пробки». При увеличении диаметра трубы по ней течет смесь паровых пузырей и жидкости (смешанная подача), при этом смешанный режим течения можно достичь и увеличением тепловой нагрузки генератора.

Аналогичные результаты были получены и Нессельманом [4] на трубках с внутренними диаметрами 11...15 мм на воде при атмосферном давлении.

Анализируя результаты экспериментальных исследований [2, 3], Нибергал [1] отмечает неопределенность с распространением значений b на другие вещества и бинарные смеси и диапазоны режимных параметров. Тем не менее, результаты Каттанео и Нессельмана позволяют сделать ряд следующих выводов качественного характера.

Для увеличения значения b необходимо чтобы:

- а) высота подъемной части генератора должна быть настолько малой, насколько позволяет конструкция;
- б) во всех случаях предпочтительнее трубы малого внутреннего диаметра;
- в) температура жидкости на входе в генератор должна быть максимально близка к температуре насыщения.

Кроме этого, согласно Каттанео, b и b' практически не зависят от тепловой нагрузки подъемной трубы.

В настоящее время в основе существующих теоретических методик расчета генераторов АХА [1-3] лежат методы термодинамики, которые предполагают знание температурных полей элементов или, по крайней мере, температур в характерных точках (вход – выход). В связи с этим такие методы практически неприменимы при конструктивных расчетах новых моделей, а используются только при анализе энергетической эффективности циклов АХА.

При создании новых АХА специалисты отдают предпочтение опыту практических разработок или используют результаты широкомасштабных экспериментальных исследований конструкций генераторов [3-6].

Практически во всех современных конструкциях АХА, независимо от их назначения, используются в качестве генераторов трубки с внутренним диаметром 35...36 мм, в которых реализуется поршневой режим течения двухфазной смеси. Для таких генераторов может быть применен ряд аппроксимационных зависимостей, полученных в различных диапазонах режимных параметров.

Так, для работы АХА с давлением в системе $P = 8...12$ бар (режим имеет место при жидкостном охлаждении теплорассеивающих элементов [2])

$$G = G_0 \cdot \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\xi}, \quad (3)$$

$$G = G_0 \cdot \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\xi}, \quad (4)$$

где H – высота подъемной (транспортной) части трубки генератора, м;

P – давление в системе, бар;

ξ – массовая концентрация крепкого ВАР (на входе генератора).

Массовый расход паровой смеси для этих условий в диапазоне значений тепловых нагрузок генератора $Q_i = 60...130$ Вт определяют, как

$$G'' = G_f \cdot \frac{Q}{8r} \quad (5)$$

где G'' – массовый расход пара, рассчитанный по формуле (4), кг/с.

В диапазоне давлений 19...21 бар, что имеет место при воздушном охлаждении теплорассеивающих элементов, можно использовать рекомендации В.М. Янченко и др. [5, 6]

$$G'' = G_f \cdot \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\xi}, \quad (6)$$

$$G'' = G_f \cdot \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\xi}, \quad (7)$$

где G'' – массовый расход пара аммиака на выходе дефлегматора, кг/с;

G_f – массовый расход крепкого ВАР на входе в генератор, кг/с.

К сожалению, исследования [5, 6] не содержат всех сведений, необходимых для расчета b и b^* . В них не приведена информация о тепловой нагрузке дефлегматора, по которой можно было бы судить о суммарном расходе пара $G = G'' + G_f$ и величине коэффициента подачи в классическом определении [1]

$$b^* = \frac{G_f - G}{G}. \quad (8)$$

Эти результаты не позволяют судить и об энергетической эффективности того или иного режима работы генератора, что немаловажно при создании энергосберегающего оборудования.

Вместе с тем, исходя из самых общих соображений, можно отметить отличия режимов работы генераторов на чистых веществах и смесях, например, на водоаммиачных растворах.

Действительно, в случае чистого вещества при постоянном давлении увеличение тепловой нагрузки (Q_T) приводит только к дополнительному производству пара, увеличению паросодержания потока, росту выталкивающей силы и увеличению расхода поднятой жидкой фазы.

В случае бинарной смеси, например, ВАР, происходит изменение состава как паровой, так и жидкой фаз. Переход в новое равновесное состояние сопровождается снижением концентрации низкокипящего компонента (аммиака) в паровой и жидкой фазе и соответствующим ростом температур. Одновременно с этим претерпевают значительное изменение все термодинамические параметры и теплофизические характеристики смеси.

Такое изменение свойств рабочего тела обуславливает и различие в интенсивности процессов теплообмена при кипении. Так, для ВАР, согласно [7], снижение массовой концентрации от 0,35 до 0,15 (соответствует диапазону изменения термодинамических параметров цикла АХА) приводит к росту коэффициента теплообмена, как минимум, на 37 %.

Таким образом, анализ известных исследований показал, что в настоящее время отсутствуют теоретические разработки процессов в генераторе АХА, которые бы позволили определить энергосберегающие режимы подвода тепловой нагрузки. В этой связи для их определения был проведен анализ результатов экспериментальных исследований генераторов в составе серийных АХА производства ВЗХ.

Информационные источники:

1. Niebergal W. Sorptoin-kalte-maschinen / W. Niebergal. – Berlin : Springer, 1959. – 554 S.
2. Чайковский В. Ф. Экспериментальные исследования холодильных труб, реализующих абсорбционно-диффузионный холодильный цикл / В. Ф. Чайковский, А. С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1991. – № 52. – С. 3–7.
3. Тюхай Д. С. Снижение энергопотребления в аппаратах с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами путем организации рациональных тепловых режимов генераторного узла: дис...канд. техн. наук : 05.05.14 / Тюхай Денис Станиславович. – Одесса, 2000. – 147 с.
4. Янченко В. М. Определение основных характеристик генератора абсорбционно-диффузионной холодильной машины / В. М. Янченко, Э. А. Казаков, А. В. Котельников // Машины и аппараты холодильной, криогенной техники и кондиционирования воздуха. – 1977. – № 2. – С. 80–85.
5. Янченко В. М. Экспериментальное определение характеристик генераторов абсорбционно-диффузионной холодильной машины / В. М. Янченко, Э. А. Казаков, А. В. Котельников // Холодильная техника – 1978. – № 1. – С. 29–31.
6. Николаенко Ю. Е. Холодильный агрегат с двумя термосифонами / Ю. Е. Николаенко, Ю. М. Сергиенко // Холодильная техника. – 1989. – № 12. – С. 21–24.
7. Филаткин В.Н. Теплоотдача при кипении водоаммиачных растворов // Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред. –М. –Л.: Госэнергоиздат. – 1961. – С. 112–116.

Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАПТ, д-р. техн. наук, профессор Титлов А.С.

ГЛОСАРІЙ

<i>Алексеева В.А.</i>	3
<i>Агарков В.В.</i>	94
<i>Андерсон О.Ю.</i>	4
<i>Архипова Л.М.</i>	59
<i>Банде Т.М.</i>	31
<i>Білоус І.Ю.</i>	72
<i>Богач В.В.</i>	83
<i>Боднар І. О.</i>	5
<i>Бочкова О. Ю.</i>	41
<i>Будниченко А. А.</i>	9
<i>Вороненко Ю. Є.</i>	7
<i>Гарягдиев Б.</i>	10
<i>Гижко А. В.</i>	41
<i>Годунов П.А.</i>	12
<i>Горобченко Ю.С.</i>	30
<i>Григор'єв О. А.</i>	14, 16
<i>Гринюк В.І.</i>	38
<i>Гурбангельдиев Иляс</i>	19
<i>Двирный В.В.</i>	75
<i>Двирный Г.В.</i>	75
<i>Дідук К.А.</i>	77
<i>Евсюкова Д.Ю.</i>	50
<i>Єлгаєва М.О.</i>	74
<i>Жеплінська М.М.</i>	20
<i>Зайцев Д.В.</i>	52
<i>Іванов В.В.</i>	54
<i>Йоллыев К.</i>	22
<i>Карташова М.В.</i>	31
<i>Коваленко В.И.</i>	50
<i>Козаченко И. С</i>	23
<i>Крушенко Г.Г.</i>	75
<i>Кульгейко А. Н.</i>	39

<i>Лазарів І.Р.</i>	24
<i>Лещенко В. В.</i>	43
<i>Лук'янова О.С.</i>	56
<i>Мазуренко С.Ю.</i>	79
<i>Макеева Е.Н.</i>	57
<i>Манюк О.Р.</i>	59
<i>Морозов А.А.</i>	93
<i>Мельник Е.И.</i>	47
<i>Нгуєн Ван Фук</i>	61
<i>Нижников А.А.</i>	26
<i>Никитенко Д.А.</i>	27
<i>Озолин Н.Е.</i>	81
<i>Осадчук Е.А.</i>	83, 86
<i>Осипенко Н.С.</i>	63
<i>Павлів Л.В.</i>	65
<i>Петрикеев М.М.</i>	4
<i>Полторацкий М.И.</i>	29
<i>Помазкина А.Ю.</i>	63
<i>Привалова А.А.</i>	30
<i>Продан Я.М.</i>	33
<i>Радош С.А.</i>	57
<i>Решетникова С.Н.</i>	75
<i>Савинков П.В.</i>	79
<i>Сенчук В.О.</i>	34
<i>Сирбул А. О.</i>	77
<i>Снятков М.В.</i>	71
<i>Соколюк А.В.</i>	69
<i>Солодка А.В.</i>	67
<i>Спильная Е.А.</i>	69
<i>Стоянов С.В.</i>	71
<i>Суходуб І.О.</i>	61
<i>Тіхоненко Р. О.</i>	43

<i>Тумбуркат К.</i>	90, 92
<i>Тодосенко А.В.</i>	33
<i>Триль А.</i>	95
<i>Федичина А.В.</i>	36
<i>Феськова В.П.</i>	27
<i>Хмура А.А</i>	88

<i>Шарана В.И.</i>	91
<i>Шевченко О.М.</i>	72
<i>Шеламов А.А.</i>	29
<i>Юфанова Т.С.</i>	45
<i>Юшкевич А.В.</i>	30
<i>Янчев И.С.</i>	81

НТБ ОНАХТ

**ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНІ
ПРОБЛЕМИ СУЧАСНОСТІ**

**XVI ВСЕУКРАЇНСЬКА
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ МОЛОДИХ УЧЕНИХ ТА
СТУДЕНТІВ
(14 квітня 2016 р.)**

**Збірник наукових праць
Секція 2: «Теплофізика, теплоенергетика, наноматеріали та
нанотехнології»**

НТБ ОНАХТ

Підписано до друку 12.04.2016 р. Формат 60x84 1/16.
Гарн. Таймс. Умов.- друк. арк5,1. Тираж 25 прим.
Замовл. №.791
ВЦ «Технолог»