

Конденсаторы малых холодильных машин с увлажняемой динамично дисперсной средой

В.Т. Антуфьев, В.В. Пеленко, С.А. Громцев.

Санкт-Петербургский государственный университет
низкотемпературных и пищевых технологий, факультет техники
пищевых производств, кафедра техники пищевых производств
и торговли

Проведены экспериментальные исследования по гидродинамике и теплообмену на лабораторной установке конденсатора холодильной машины, помещенного в увлажняемый, динамично дисперсный слой (ДДС). Коэффициент теплоотдачи возрос до 150—220 Вт/м². В связи с интенсивным перемешиванием увлажнённого слоя и быстрым испарением поступающей воды температура воздуха по сухому термометру во всех точках измерения объема теплообменного аппарата близка к одинаковой и на 7—22 °С ниже температуры входящего воздуха. Этот фактор существенно повышает холодопроизводительность и надежность холодильной установки в жарком климате.

Ключевые слова: динамично дисперсный слой, конденсатор холодильной машины, коэффициент теплоотдачи, холодопроизводительность, надежность.

Проблема надежной работы холодильных установок при критических температурных условиях окружающей среды требует инженерного решения. Основной причиной отказов холодильной машины является недостаточный теплоотвод и зависимость температурного уровня конденсационного устройства от внешней среды. В простейшем случае — это конденсатор, охлаждаемый воздухом или водой из источника с бесконечным дебитом. Однако такие конденсаторы имеют и другие известные недостатки [1], снижающие ресурс холодильных машин.

В то же время анализ работ по теплообмену в воздушной среде показывает возможность существенной интенсификации процессов в теплообменных аппаратах.[3]

Нами были проведены экспериментальные исследования по гидродинамике и теплообмену на лабораторной установке[2,4] конденсатора холодильной машины с увлажняемой динамично дисперсной средой (ДДС).

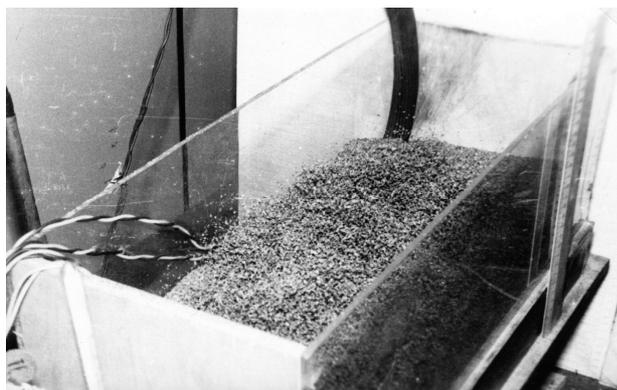


Рис.1. Общий вид модели конденсатора с увлажняемой динамично-дисперсной средой.

При этом наблюдается существенный рост коэффициента теплоотдачи, причем имеет место пиковый характер роста характеристик. Соответственно при одинаковой поверхности производительность конденсатора возрастает пропорционально росту коэффициента теплоотдачи. Опыты показали, что размещение теплообменного аппарата в увлажняемой динамично дисперсной среде снижает температуру воздуха у теплообменных поверхностей практически до температуры точки росы (на 7—14°С ниже входящего воздуха). В связи с интенсивным перемешиванием увлажнённого слоя и быстрым испарением поступающей воды температура воздуха по сухому термометру во всех точках измерения объема теплообменного аппарата близка к одинаковой. Именно эта цель и являлась основной, ожидаемой от увлажнённого слоя.

Этот фактор существенно повышает холодопроизводительность и надежность холодильной установки в целом.

Исследования проводились по программе, предусматривающей снятие характеристик при работе теплообменного аппарата в качестве:

- конденсатора воздушного охлаждения;
- конденсатора воздушного охлаждения с сухим ДДС;
- испарительного конденсатора с увлажняемым ДДС.

Основной величиной, подлежащей опытному исследованию, являлся коэффициент теплоотдачи от наружной стенки теплообменного аппарата к окружающей среде.

Результаты исследований представлены на рис.2 и 3.

В конденсаторах с постоянно увлажняемым ДДС относительная влажность выходящего воздуха, в зависимости от тепловой нагрузки слоя и скорости воздуха, повышалась на 5—15% и составляла 65—85%, т.е. водопоглотительная способность воздуха ещё не утрачивалась. Расчёты показывают, что конденсаторы с такой же нагрузкой можно эксплуатировать при влажности входящего воздуха близкой к 75—80%, причём большая цифра допустимой относительной влажности входящего воздуха, соответствует большей скорости воздуха.

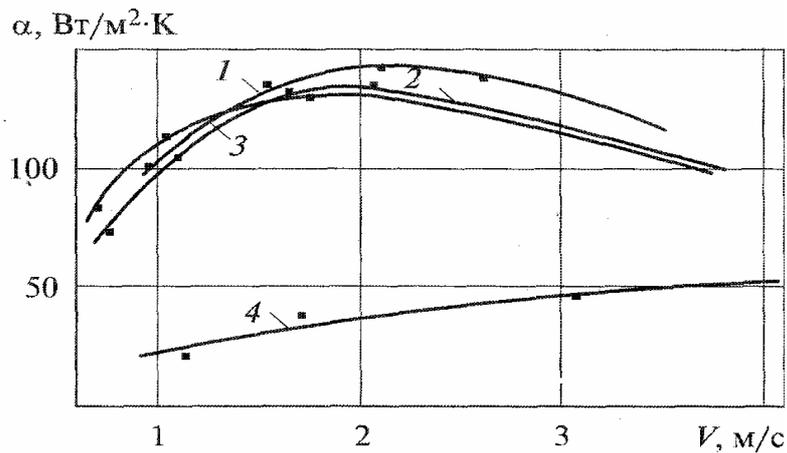


Рис.2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости воздуха в ДДС из различных гранулированных материалов:

1. Силикагель $d = 3,5\text{мм}$; 2. Капрон $d = 2,5\text{мм}$;
3. Полиэтилен $d = 3,0\text{мм}$; 4. Без наполнителя.

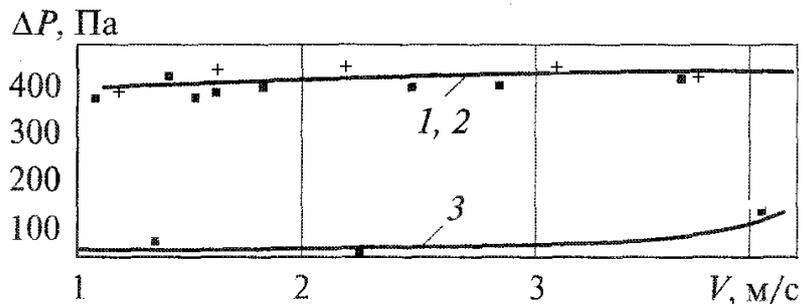


Рис.3. Зависимость гидравлического сопротивления конденсатора ХМ от скорости воздуха: 1. Сухая ДДС(+); 2. Постоянно увлажняемая ДДС(-); 3. ДДС отсутствует.

Таким образом, для практически независимой от погодных условий работы конденсатора с увлажняемым слоем, необходимо придерживаться больших скоростей воздуха в аппарате и применять ДДС из материала большей плотности.

При наблюдении качественной картины обтекания труб и рёбер ДДС, замечено, что с ростом скорости фильтрации газа от нуля до первой критической V , зернистый материал переходит в состояние оживения не сразу, как в свободном слое, а постепенно. Сначала, при скорости $0,85—0,9V$ от первой критической, оживение и даже фонтанирование отдельных частиц наблюдается только у поверхности трубы, затем у ребра. Увлажнение практически не влияло на скорость роста коэффициента теплоотдачи, так как подвижность частиц слоя визуально не нарушилась. Над трубами находилась зона неподвижного или медленно сползающего слоя частиц. Около боковых поверхностей рёбер можно было различить при скорости газа $0,8$ м/с более разряжённую пограничную зону частиц в 2 диаметра зёрен слоя. В целом, это является одной из причин интенсификации теплообмена на поверхности конденсатора. Причём, если при-

мерно две трети нижней поверхности труб соприкасаются преимущественно с газом и разбавленной фазой, то верхняя треть поверхности трубы со сползающим из «шапки» слоем частиц. Это показывает качественную картину обтекания труб и рёбер при неразвитом ожигении.

С увеличением скорости фильтрации воздуха до $2V$ у стенок и в ядре не просматривается и практически нет частиц, лежащих в верхней части трубы. Идёт равномерное перемещение ДДС, «сдирающее» и турбулизирующее воздух у поверхности труб и рёбер. Слой выходит за пределы объёма теплообменника, однако, ещё незначительно. Коэффициент теплоотдачи приближается к максимуму, что характерно для ожигения исследованных моделей. Дальнейшее увеличение скорости воздуха в живом сечении аппаратов несколько затрудняет визуальное наблюдение за движением частиц. Вместе с тем можно отметить сильное расширение слоя (на 50—70%), и выход значительной части зернистого материала из объёма, занимаемого собственно теплообменной поверхностью. При этом до половины межрёберного объёма занимает движущийся вверх поток зернистого разреженного материала, в остальном объёме наблюдалось проваливание с кипением частиц слоя. Коэффициент теплоотдачи аппарата при таком гидродинамическом режиме с увеличением скорости воздуха до $3,5V$ падал на 20—25% от максимального зарегистрированного коэффициента теплоотдачи. Таким образом, увеличение скорости движения частиц не компенсировало роста порозности слоя в межрёберном пространстве. При скорости ожигения $V = 4$, когда фонтанирование становится не только активным, но и чрезвычайно неустойчивым, большая часть слоя выходит за пределы теплообменника. Несмотря на сильно возросшую скорость газа у поверхности конденсатора, коэффициент теплоотдачи продолжает падать с небольшим ускорением, что ещё раз говорит о важной роли частиц-турбулизаторов.

Полученные коэффициенты теплоотдачи в режимах от начала ожигения до $2V$ оказались зависящими практически только от скорости воздуха в живом сечении моделей и, в меньшей степени, от геометрических характеристик поверхностей теплообмена и аппарата и целом, что согласуется с работами [2, 3]. Результаты, в целях облегчения выявления закономерностей теплообмена, были нанесены на графики вида $\alpha = f(V)$

Анализ данных графиков на рис.2 показывает, что, во-первых, все кривые с ростом скорости воздуха проходят через максимум. Для испытанных аппаратов он находится в интервале скорости воздуха в живом сечении $V = 1,7—2,3$ м/с, большие скорости соответствуют большим плотностям и диаметрам частиц. Так как плотность исследованных частиц отклонялась незначительно, а их аэродинамическое сопротивление примерно пропорционально этим отклонениям, т.е. создавалась близкая гидродинамическая обстановка, то узкий диапазон скорости воздуха для разных аппаратов, где проявляется максимум коэффициента теплоотдачи, вполне объясним.

Максимальное отклонение опытных значений коэффициента теплоотдачи от аппроксимирующих кривых наблюдается в области малых скоростей фильтрации воздуха (т.е. в области возможных максимальных погрешностей измере-

ния). Однако, такие скорости, нельзя считать характерными для эффективного использования ДДС в конденсаторах холодильных машин.

Снятие опытных данных по аэродинамическому сопротивлению моделей велось одновременно со всеми измерениями, что упрощает в дальнейшем аналитическое рассмотрение вычисленных зависимостей $P = f(Re)$ и $Nu = f(Re)$. Зависимости аэродинамического сопротивления аппаратов от скорости воздуха представлены на графиках. Так как исследовались, в основном, стандартные секции конденсаторов воздушного охлаждения, установленных горизонтально, то характерным размером здесь является эквивалентный размер газового канала, заключенного между трубами или ребрами и трубами, а скорость воздуха – в этом же канале.

В связи с незначительным увлажнением слоя (\approx на 2,5%) режимы с орошением, так и без орошения при одних и тех же скоростях фильтрации воздуха давали примерно одинаковые сопротивления. Разбег точек, определяющих сопротивление аппарата для «сухих» и «влажных» режимов, лежал в пределах точности эксперимента. Качественно же аппроксимирующие кривые для обоих режимов не отличаются.

Повышенное гидравлическое сопротивление исследованных аппаратов объясняется не только наличием ДДС, но также и решетки с малым живым сечением.

Сопротивление решетки заметно начинает сказываться на общем сопротивлении аппарата при скоростях ожигения $V > 1,5—2$ ДДС при этих скоростях и более не имеет тенденции к дальнейшему увеличению сопротивления.

Аэродинамическое сопротивление аппарата в значительной степени зависит от материала и характеристик наполнителя, которые выбираются от необходимой массовой скорости воздуха.

Анализ результатов исследований [4] позволяет создать конденсатор с ДДС [5] с высокими теплофизическими и энергетическими характеристиками. К ним относятся:

- высокий, в 2—4 раза больший коэффициент теплопередачи аппарата, чем у воздушного конденсатора;
- способность поддержания в аппарате постоянного давления конденсации с помощью увлажнения ДДС;
- расширенный диапазон регулирования давления конденсации в аппарате; при температурах окружающей среды, ранее невозможных (минусовых при неподвижном слое ДДС и $+50^\circ\text{C}$ и выше в режиме увлажнения);
- возможность работы в режиме устойчивого теплообмена при максимальных загрязнениях окружающего воздуха и увлажняющей жидкости; экспериментально подтверждено, что конденсаторы можно эксплуатировать при использовании воды засоленных источников и при высокой запыленности воздуха, так как они обладают свойством самоочистки;
- улучшенная компактность теплообменника (горизонтальное расположение).

В настоящее время спроектирована и изготовлена экспериментальная установка на базе бытового холодильника, которая позволила определить теплотехнические и эксплуатационные характеристики конденсатора, погруженного в виброкипящий динамично дисперсный слой (ВДДС) зернистого материала. При этом используются естественные колебания корпуса герметичного компрессора. Повышение частоты вибрации в интервале частот от 25 Гц до максимума, соответствующего значению $f = 50$ Гц, ведет к повышению коэффициента теплоотдачи во всем исследованном интервале в 2,7—4,0 раза. Получены критериальные уравнения для расчета вибротеплообменника в зависимости от частоты, изменения диаметра и плотности частиц, а также конструктивного фактора. Пиковый характер эффекта увеличения коэффициента теплоотдачи до максимального значения объясняется конкурирующим влиянием гидродинамических факторов — скорости колебаний слоя и перемешивания частиц в поперечном сечении аппарата. При этом образуется сотовая ячеистая структура слоя, обусловленная минимальными затратами энергии. При этом в центральной части ячейки частицы ВДДС движутся вверх, а на ее периферии — вниз [3]. Дальнейшее увеличение частоты вибрации ДДС приводит к разрушению пространственной структуры — возникает хаотический турбулентный режим, что в конечном итоге приводит к падению коэффициента теплоотдачи.

Список литературы

1. Кантарович В.Л. Надежность малых холодильных машин. М. 1979.
2. Баскаков А.П. Процессы тепло и массопереноса в кипящем слое. М.: 1978.
3. Боттерилл ДЖ. Теплообмен в псевдооживленном газом слое и их влияние на его теплообменные свойства. М.: Энергия.1980.
4. Антуфьев В.Т., Гришутин С.В., Исследование конденсаторов холодильных машин с псевдооживленным слоем. Сборник рефератов депонированных рукописей. Серия Б. Выпуск № 60. М.: ЦВНИ МО РФ.2002
5. Антуфьев В.Т. Заявка на изобретение № 2723529/06 (022753).
6. Гришутин С.В., Самогаев В.В., Антуфьев В.Т. Патент на изобретение: «Конденсатор холодильного агрегата бытового холодильника с естественной конвекцией воздуха и виброслоем» №2001117677 от 25.06.2001г.