

Для анализа закономерностей преобразования энергии, определения движущих сил, термодинамических свойств энергоносителей, установления условий фазовых равновесий, оценки энергетических характеристик теплоносителей и энергетической эффективности аппарата используются методы термодинамики. Универсальный моделирующий пакет (УМП) ChemCAD является программой, в которой используются принципы термодинамики. В данной программе была синтезирована термодинамическая модель тепло-массообменного устройства вихревого типа предназначенного для проведения численных экспериментов процесса конденсации в вихревых условиях [1]. Для проведения натуральных экспериментов по методике [2] процесса контактной конденсации в вихревых условиях, на кафедре МАХП КНИТУ, разработана экспериментальная установка теплообменное устройство вихревого типа [3, 4]. В данной статье рассматривается процесс фазового перехода (конденсация) в контактном аппарате вихревого типа, рабочей средой является вода и водяной пар, которые наиболее часто используются в качестве теплоносителей в химической промышленности и энергетике. Целью настоящей статьи – является определение: 1. зон работоспособности предлагаемого аппарата; 2. влияния конусообразного вихревого устройства (КВУ) на производительность; 3. к.п.д. предлагаемого аппарата и сравнение полученного к.п.д. с существующим конденсатором вихревого типа. Для определения зон работоспособности аппарата в зависимости от расхода и температуры охлаждающей воды при полной конденсации водяных паров составим материальный (1) и тепловой (энергетический) (2) балансы [5, 6]. (1) (2) где – расход и энтальпия поступающего пара, , ; – расход, температура и удельная теплоемкость охлаждающей жидкости на входе в аппарат, , К; ; - рас-ход и температура конденсата на выходе из аппарата, , К; – расход, температура и удельная теплоемкость воздуха, , К; QП – потери тепла в окружающую среду, Вт. Из уравнения теплового баланса (2) определяется расход охлаждающей жидкости необходимый для полной конденсации пара в предлагаемом аппарате, уравнение (3): (3) На графиках рис. 1, 2 показан расход охлаждающей жидкости, данные которого, являются экспериментальными– кривая 1. По формуле (3) и в УМП, рассчитан расход охлаждающей воды, необходимый для полной рис.1 и частичной рис.2 конденсации паров в вихревых условиях – кривые 2 и 3. При помощи кривых 2 и 3 рис. 1, 2 можно определить зоны работоспособности аппарата в зависимости от расхода и температуры охлаждающей воды для конденсации паров при различных плотностях орошения: $L/G = 10$ (полная), $L/G = 8$ (частичная). Кривые 2, 3 можно назвать кривыми равновесия. На рис. 1, 2 показаны 3 зоны характеризующие: I – полная конденсация, II – наличие несконденсированных паров, III – отсутствие конденсации пара и наличие процесса испарения. Пересечение кривых 1 и 2 в точке А (рис.1, 2) говорит о минимально возможной подаче охлаждающей жидкости, при которой будет

происходить полная конденсация в аппарате – зона I. Пересечение кривых 1 и 3 в точке В показывает наличие двух зон: II – наличие несконденсированных паров и III – конденсация отсутствует. Таким образом, процесс конденсации паров зависит, как от температуры, так и от расхода охлаждающей жидкости. Также по графикам (рис. 2, 3) видно, что с уменьшением подачи охлаждающей жидкости, кривая равновесия смещается выше и левее точки А приблизительно на 4°C.

Рис. 1 – Определение зон работоспособности аппарата в зависимости от расхода воды и её температуры для конденсации водяных паров при плотности орошения $L/G = 10$: 1 – эксперимент, 2, 3 – расчет

Рис. 2 – Определение зон работоспособности аппарата в зависимости от расхода воды и её температуры для конденсации водяных паров при плотности орошения $L/G = 8$: 1 – эксперимент, 2, 3 – расчет

С повышением температуры охлаждающей жидкости полная конденсация отсутствует. Для уменьшения количества несконденсированных паров разработано КВУ [3]. В расчете данных паров использовалась термодинамическая модель [1]. На рис. 3 представлена температура охлаждающей жидкости, при которой появятся неконденсируемые пары при различных условиях. На этих же графиках представлены экспериментальные точки, сопоставленные с расчетными кривыми. По данным кривым можно увидеть и оценить расход несконденсированных паров при определенной температуре охлаждающей жидкости. Экспериментальные точки укладываются на расчетные кривые с погрешностью до 15%, что говорит об адекватности термодинамической модели. При использовании КВУ количество несконденсированных паров становится меньше на 25-30%, что является явным преимуществом перед аналогичным аппаратом без КВУ. Уменьшение расхода несконденсированных паров при наличии КВУ говорит о том, что давление в аппарате создается выше, чем при отсутствии КВУ. Таким образом, наличие КВУ в контактных вихревых аппаратах повышает его производительность.

Рис. 3 – Зависимость расхода несконденсированных водяных паров G_{Hk} от температуры охлаждающей воды при $L/G = 10$: 1 – расчет без КВУ; 2 – расчет с КВУ; - эксперимент без КВУ; - эксперимент с КВУ

В случае расчета к.п.д. предлагаемого аппарата, то наиболее целесообразным, из соображений удобства выполнения расчетов, представляется использование энтальпийного коэффициента эффективности отнесенного к условной начальной разности энтальпий [5, 7].

$$\eta = \frac{h_{Hk} - h_{Hk2}}{h_{Hk} - h_{Hk1}} \quad (4)$$

где h_{Hk} – энтальпия водяного пара на входе в аппарат, кДж/кг; h_{Hk2} – энтальпия конденсата на выходе из аппарата, кДж/кг; h_{Hk1} – энтальпия воды на входе в аппарат, кДж/кг

По формуле (4) вычислена эффективность аппарата при различных температурах охлаждающей жидкости и построен график изменения усредненного к.п.д. при полной конденсации пара рис.4: 1. – предлагаемый аппарат с КВУ [3]; 2. – предлагаемый аппарат без КВУ [3]; 3. – конденсатор вихревого типа [8];

Рис. 4 – Изменение к.п.д. аппарата в зависимости от температуры охлаждающей воды при $L/G=10$: - эксперимент с КВУ; -

эксперимент без КВУ, - конденсатор вихревого типа [8] По графику рис. 4 наблюдается рост к.п.д., изменение которого происходит в зависимости от температуры охлаждающей жидкости. При сравнении эффективностей трех аппаратов видно преимущество применения КВУ. Преобладание предлагаемого аппарата над существующим конденсатором вихревого типа [8] составляет $4 \div 5\%$. При сравнении аппаратов с КВУ, без КВУ и существующего конденсатора вихревого типа наблюдается значительное повышение к.п.д. не только за счет начального закручивания, о котором говорится во многих литературных источниках [9, 10], но и за счет поддержания крутки потока внутренним закручивающим устройством.