

Математическое моделирование и численное исследование рециркуляционных мембранных и мембранно-рефрижераторных систем осушки сжатого воздуха

Н.И. Лагунцов¹, С.Н. Тихонов¹, М.Д. Карасева¹, А.А. Тишин^{1,2}

¹ПАО «Аквасервис», Каширское шоссе 3, к. 2, Москва, Россия, 115230

²Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ», Каширское шоссе 31, Москва, Россия, 115409

Аннотация. Проведены математическое моделирование и численное исследование процесса осушки сжатого воздуха в гибридной мембранно-рефрижераторной системе, которая состоит из компрессора с ресивером, рефрижератора на элементах Пельтье и газоразделительного мембранного модуля. Данная система позволяет получить сухой воздух, осушенный до точки росы -50°C и ниже без потерь сжатого воздуха, так как из системы выводится только сконденсировавшаяся вода. Показано, что приведенные энергозатраты уменьшаются с увеличением давления сжатия. Проведено сравнение гибридной мембранно-рефрижераторной системы с одномодульной мембранной системой, показаны преимущества гибридной системы.

1. Введение

Содержание паров воды в сжатом воздухе негативно влияет на пневматические системы. Некачественная осушка воздуха в тормозных системах транспорта может привести к катастрофе [1]. Конденсация паров воды в газотранспортной системе может приводить к быстрому износу дорогостоящего оборудования [2],[3]. За концентрацией паров воды в воздухе тщательно следят при производстве микроэлектронного оборудования, фармацевтических препаратов и в других отраслях промышленности. Для удаления паров воды из сжатого воздуха могут применяться различные методы: рефрижераторные [4] технологии, абсорбция [5], адсорбция [6], мембранные [7] и гибридные [8] технологии.

Перспективно рассмотреть мембранно-рефрижераторную систему для удаления паров воды из сжатого воздуха, поскольку мембранные технологии позволяют получить низкие точки росы. Преимуществом мембранных технологий является то, что в процессах мембранного газоразделения отсутствует фазовый переход. Однако, чтобы избежать конденсацию паров воды внутри мембранного модуля, газ должен быть предварительно очищен от механических примесей и осушен. Применение рефрижератора на входе в мембранный модуль позволит достичь требуемой концентрации паров воды в продуктивном потоке, уменьшив при этом стоимость установки и энергозатраты.

2. Постановка задачи

В данной работе рассмотрена гибридная мембранно-рефрижераторная система (рисунок 1), состоящая из компрессора с ресивером, осушителя на элементах Пельтье [9], мембранного модуля. Воздух подается на вход в систему, сжимается адиабатически, нагревается и поступает в ресивер. В ресивере газ охлаждается до начальной температуры, пары воды конденсируются, парциальное давление паров воды становится равным давлению насыщенных паров воды при комнатной температуре. Из ресивера газ подается в холодную область осушителя на элементах Пельтье, образуется конденсат, который выводится из системы с помощью циклонного сепаратора, осушенный до температуры точки росы рефрижератора газ нагревается до начальной температуры с помощью горячей области осушителя на элементах Пельтье и подается на вход в мембранный модуль. В мембранном модуле часть газа и пары воды проникают через селективную мембрану. Для большинства современных мембранных материалов проницаемость паров воды выше проницаемости других газов. Таким образом, из мембранного модуля выходит осушенный сжатый воздух. Концентрация паров воды в продуктивном потоке будет зависеть от температуры охлаждения в рефрижераторе и от параметров мембранного модуля: площади и проницаемости газов через мембрану. Данная система позволяет извлечь воду из влажного воздуха не меняя количество азота и кислорода.

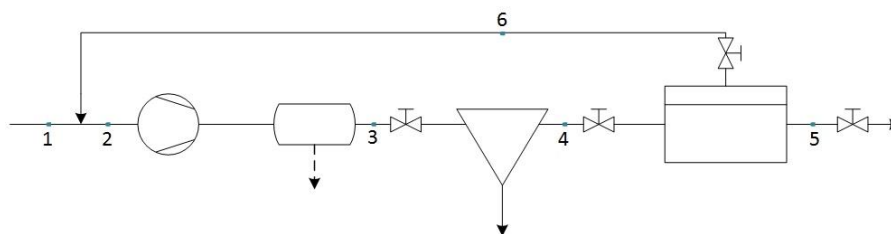


Рисунок 1. Гибридная мембранно-рефрижераторная система.

Будем считать, что воздух состоит из азота (N_2) – 78,00 об.%, кислорода (O_2) – 21,00 об.%, и паров воды (H_2O) – 1,00 об.%. С помощью системы (рисунок 1) необходимо получить воздух, осушенный до температуры точки росы $-50^\circ C$, производительность системы должна быть не менее 2000 н.л/ч. С помощью численных исследований нужно определить значения потоков и концентраций азота, кислорода и паров воды в каждой точке. В работе рассмотрены мембраны из ПВТМС и ПФО, проницаемости газов для этих мембран указаны в таблице 1.

Таблица 1. Проницаемость мембран, н.л/(атм·ч·м²).

Мембрана	N_2	O_2	H_2O
ПВТМС	120	430	33000
ПФО	55	261	2610

3. Математическая модель

Если парциальное давление паров превышает давление насыщенного пара воды в процессе охлаждения газа, то образуется конденсат. Экспериментально полученные значения давления насыщенного пара воды при температуре от -79.9 до $99.9^\circ C$ указаны в ГОСТ 8.524- 85 [10]. Согласно работе [11]. Давление насыщенного пара чистой фазы:

$$P'_s(t) = 6.112 \cdot \exp \frac{17.62 \cdot t}{243.12 + t}, \quad (1)$$

где t – температура насыщенного пара в $^\circ C$. Давление насыщенного пара воды во влажном воздухе рассчитывается по формуле

$$P_s = \left(1.0016 + 3.15 \cdot 10^{-6} \cdot P_h - \frac{0.074}{P_h} \right) * P'_s(t), \quad (2)$$

где P_h – давление сжатия компрессором. Давление P_s рассчитывается в гектопаскалях.

3.1. Компрессор и ресивер

При сжатии воздуха в компрессоре от начального давления P_l , (в данной работе $P_l = 1$ атм), до высокого давления P_h , парциальное давление паров воды и других компонентов (азота и кислорода) увеличится в $\varepsilon = P_h/P_l$ раз, ε – степень сжатия. После сжатия газ поступает в ресивер, в котором охлаждается до начальной температуры t_1 при высоком давлении. Если парциальное давление паров воды в ресивере превысит давление насыщенных паров воды при начальной температуре, то часть паров сконденсируется. Очевидно, что парциальное давление паров воды после ресивера зависит от степени сжатия ε и начальной концентрации паров воды в точке 2 (см. рисунок 1). Предполагается, что в точках 3, 4 и 5 сумма парциальных давлений всех компонентов (азота, кислорода и паров воды) равняется давлению после сжатия в компрессоре P_h .

На вход в компрессор поступает поток газа G_2 под давлением P_l с концентрацией паров воды $C_2^{H_2O}$, где C – объемная доля компонентов газа. В зависимости от концентрации паров воды в точке 2 и от степени сжатия ε в компрессоре, возможно два случая: первый – в ресивере не происходит конденсация и второй – в ресивере происходит конденсация.

Рассмотрим первый случай. Если парциальное давление паров воды в процессе сжатия в компрессоре увеличится в ε раз, но не превысит давления насыщенных паров воды P_s при температуре $t = t_1$, то конденсация не произойдет:

$$P_2^{H_2O} * \frac{P_h}{P_l} \leq P_s(t = t_1) \quad (3)$$

Давления насыщенных паров воды $P_s(t = t_1)$ при температуре в ресивере определяется по формуле (2). Важно учесть, что конденсация происходит в ресивере, в компрессоре конденсация маловероятна, так как газ в процессе сжатия нагревается, как правило, до 50-60°C [12].

Разделим левую и правую часть уравнения (3) неравенства на P_h , учитывая, что концентрация паров воды $C_2^{H_2O}$ в газе в точке 2 определяется, как отношение парциального давления паров воды $P_2^{H_2O}$ к общему давлению газа P_l . Тогда получим:

$$C_2^{H_2O} \leq \frac{P_s(t = t_1)}{P_h}. \quad (4)$$

В таком случае условие возможно сформулировать иначе. Если концентрация паров воды в точке 2 $C_2^{H_2O}$ меньше отношения давления насыщенных паров $P_s(t = t_1)$ при температуре газа в ресивере (комнатная или начальная температура) к высокому давлению после сжатия P_h , то конденсации паров воды после сжатия в компрессоре не происходит, поток G_3 не меняется и не меняется концентрация азота, кислорода и паров воды C_3^i :

$$G_3 = G_2 \quad (5)$$

$$C_3^i = C_2^i, \quad i = 1 \dots m, \quad (6)$$

В уравнении (6) и далее в работе обозначили число компонентов газа за m и, предположили, что последний компонент – пары воды.

Второй случай – после сжатия в компрессоре и охлаждения в ресивере происходит конденсация паров воды. Если концентрация паров воды $C_2^{H_2O}$ (в точке 2) больше отношения давления насыщенных паров $P_s(t = t_1)$ при температуре t_k в ресивере к высокому давлению после сжатия P_h , то пары воды конденсируются после охлаждения в ресивере, при этом меняется парциальное давление азота и кислорода. Изменение количества паров воды за счет конденсации приводит к изменению объемных концентраций компонентов газа, причем, отношение парциального давления азота к парциальному давлению кислорода остается тем же, что в точке 2. Парциальное давление паров воды становится равным давлению насыщенных паров при начальной температуре:

$$P_3^{H_2O} = P_s(t = t_1), \quad (7)$$

Учитывая, что сумма парциальных давлений азота, кислорода и паров воды равна давлению после сжатия в компрессоре P_h и отношение парциальных давлений азота к кислороду не меняется после сжатия и конденсации паров воды, запишем систему уравнений:

$$\begin{cases} P_{sC} + P_3^{N_2} + P_3^{O_2} = P_h \\ \frac{P_3^{N_2}}{P_3^{O_2}} = \frac{P_2^{N_2}}{P_2^{O_2}} = \frac{C_2^{N_2}}{C_2^{O_2}} \end{cases} \quad (8)$$

Решив систему (8) относительно $P_3^{N_2}$, значение парциального давления азота или кислорода можно записать в виде:

$$P_3^i = \frac{(P_h - P_s(t = t_1))C_2^i}{1 - C_2^{H_2O}}, \quad i = 1 \dots m - 1. \quad (9)$$

Изменение парциального давления приводит к изменению концентраций:

$$C_3^i = \frac{\left(1 - \frac{P_s(t = t_1)}{P_h}\right) C_2^i}{1 - C_2^{H_2O}}, \quad i = 1 \dots m - 1 \quad (10)$$

$$C_3^{H_2O} = \frac{P_s(t = t_1)}{P_h} \quad (11)$$

Так как количество азота и кислорода после сжатия сохраняется, то можно определить поток G_3 (в точке 3):

$$G_3 = G_2 \frac{1 - C_2^{H_2O}}{1 - \frac{P_s(t = t_1)}{P_h}} \quad (12)$$

Таким образом на вход в компрессор поступает поток газа G_2 с концентрацией компонентов C_2^i , на выходе из ресивера получаем поток G_3 и концентрации C_3^i , которые определяются по формулам (5) и (6) если выполняется условие (4) и конденсация не произошла или по формулам (10)-(12), если не выполняется условие (4) и конденсация произошла.

Энергозатраты на сжатие газа в компрессоре при адиабатическом сжатии находятся из формулы:

$$W_c = \frac{G_2}{\eta_{ад}} \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT \left[\left(\frac{P_h}{P_l}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}\mu} - 1 \right] \quad (13)$$

где $\eta_{ад} = 0.85$ – коэффициент полезного действия компрессора, работающего в режиме адиабатического сжатия; R , – универсальная газовая постоянная [Дж/моль К]; $T = 297$ К – температура газа [К]; $\kappa = 1.4$ – показатель адиабаты для воздуха, в данной работе воздух рассматривается в приближении идеального газа, поэтому коэффициент сжимаемости $\mu=1$.

3.2. Рефрижератор на элементах Пельтье

Рефрижератор на элементах Пельтье состоит из холодной и горячей областей и выполняет две функции. Первая – охлаждение газа до температур, при которой конденсируются пары воды, вторая – нагрев осушённого в холодной области газ до начальной температуры.

Рефрижератор перед мембранным модулем установлен, чтобы снизить энергозатраты. Важно отметить, что температура, до которой охлаждается газ, должна быть положительной, чтобы не образовывался лед, как правило это 3°C.

На вход в рефрижератор поступает поток газа G_3 под давлением P_h с концентрацией паров воды $C_3^{H_2O}$. В зависимости от концентрации паров воды в точке 3 и от температуры, до которой газ охлаждается в рефрижераторе, возможно два случая: первый – в рефрижераторе не происходит конденсация и второй – в рефрижераторе происходит конденсация.

Рассмотрим первый случай. Если парциальное давление паров воды на входе в рефрижератор (в точке 3) не превышает давления насыщенных паров воды $P_s(t = t_r)$ при температуре, до которой газ охладился в рефрижераторе t_r , то конденсация не произойдет. Давления

насыщенных паров воды $P_s(t = t_r)$ при температуре охлаждения в рефрижераторе определяется по формуле (2). Аналогично условию для компрессора можно записать условие для рефрижератора. Если концентрация паров воды $C_3^{H_2O}$ (в точке 3) меньше отношения давления насыщенных паров $P_s(t = t_r)$ при температуре охлаждения газа в рефрижераторе к высокому давлению P_h , то конденсации паров воды после охлаждения в рефрижераторе не происходит. Поток G_4 можно определить по формулам аналогичным (4)-(6)

Второй случай – после охлаждения в рефрижераторе происходит конденсация паров воды.

Если концентрация паров воды $C_3^{H_2O}$ (в точке 3) больше отношения давления насыщенных паров $P_s(t = t_r)$ при температуре охлаждения газа в рефрижераторе к высокому давлению P_h , то пары воды конденсируются после охлаждения в рефрижераторе, при этом меняется парциальное давление азота и кислорода (аналогично (7)). Изменение количества паров воды за счет конденсации приводит к изменению объемных концентраций компонентов газа. При этом, отношение парциального давления азота к парциальному давлению кислорода остается тем же, что в точке 3. Парциальное давление паров воды после охлаждения и конденсации становится равным давлению насыщенных паров при температуре охлаждения газа в рефрижераторе (8).

Аналогично уравнениям для компрессора, значение парциального давления азота или кислорода после охлаждения в рефрижераторе можно получить переписав уравнение (10). Сумма парциальных давлений всех компонентов – это давление газа после сжатия P_h . Изменение парциального давления приводит к изменению концентраций согласно уравнениям (11), (12). Так как количество азота и кислорода после сжатия сохраняется, то можно определить поток G_4 (в точке 4 уравнение (13)). Таким образом, на вход в рефрижератор поступает поток газа G_3 с концентрацией компонентов C_3^i , на выходе из рефрижератора имеем поток G_4 с концентрацией C_4^i , которые определяются по формулам (5) и (6), если выполняется условие (4), в обратном случае используются формулы (10)-(13). После охлаждения газ нагревается до начальной температуры с помощью горячей области рефрижератора.

Из полученных уравнений для компрессора и рефрижератора можно заметить закономерность и связать выходные параметры (поток и концентрации) из блока с входными – потоком и концентрацией паров воды. Введем вспомогательную функцию B_{out} , которая показывает во сколько раз выходной поток из блока меньше входного потока. Любой осушительный (рефрижераторный) блок, в котором процесс осушки происходит за счет снижения парциального давления паров воды до давления насыщенных паров при температуре в осушителе, можно рассчитать с помощью функции:

$$B_{out} = \min\left(1; \frac{1 - C_{in}^{H_2O}}{1 - \frac{P_s(t)}{P_h}}\right) \quad (14)$$

где $C_{in}^{H_2O}$ – концентрация паров воды на входе, P_s – давление насыщенных паров воды, его значение определяется из уравнения (2) или из ГОСТ [10]. Значения потоков и концентраций на выходе из блока можно записать через функцию B и концентрацию паров воды $C_{in}^{H_2O}$:

$$G_{out} = G_{in} \cdot B_{out} \quad (15)$$

$$C_{out}^i = \frac{C_{in}^i}{B_{out}} \quad (16)$$

$$C_{out}^{H_2O} = 1 - \frac{1 - C_{in}^{H_2O}}{B_{out}} \quad (17)$$

Если парциальное давление на входе P_{in} в осушитель меньше давление насыщенных паров при температуре в осушителе $P_s(t)$, то конденсация не происходит, потоки и концентрации не меняются. Если парциальное давление на входе P_{in} в осушителе больше давление насыщенных паров при температуре в осушителе P_s , то происходит конденсация.

Охлаждение в рефрижераторном модуле осушки происходит за счет работы модулей Пелетье, которые представляют собой тепловой насос. Мощность теплового насоса зависит от

энтальпии газа, подаваемого на рефрижератор. Разность энтальпии начального (в точке 3) и конечного (в точке 4) состояния осушаемого газа определяет энергозатраты рефрижератора W_r . Энтальпии определяется температурой газа и его влагосодержанием. Зависимость влагосодержания от парциального давления паров воды и давления P_h определяется как:

$$d = 621.98 \frac{P_3^{H_2O}}{P_h - P_3^{H_2O}} \quad (18)$$

Энтальпия смеси газов равна сумме энтальпий компонентов воздуха, удельная энтальпия влажного воздуха представляет сумму энтальпий сухого воздуха и водяного пара.

$$J = J_c + J_n \cdot \frac{d}{1000}, \quad (19)$$

где J_c – удельная энтальпия сухого воздуха, кДж/кг с.в.; J_n – удельная энтальпия водяного пара, кДж/кг п.

Учитывая (18) и (19) запишем энтальпию влажного воздуха в виде:

$$J = 1,006t + \frac{(2501 + 1,85t)d}{1000}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \text{ с.в.} \quad (20)$$

Энергозатраты на работу рефрижератора определяются по формуле:

$$W_r = (J_4(d_4, t_r) - J_3(d_3, t_1)) \cdot G_3 \cdot \frac{P_h M}{RT} \quad (21)$$

где $J_4(d_4, t_r)$ – энтальпия смеси газов на выходе из рефрижератора в точке 4, d_4 – влагосодержание в воздухе в точке 4; t_r – температура охлаждения в рефрижераторе; $J_3(d_3, t_1)$ – энтальпия смеси газов на входе в рефрижератор в точке 3, d_3 – влагосодержание в воздухе в точке 3; t_1 – начальная температура газа; M – молярная масса воздуха; $T = t_1 + 273$ – температура газа на входе в рефрижератор.

3.3. Мембранный модуль

На вход в мембранный модуль поступает поток G_4 с концентрацией C_4^i под давлением P_h . За счет разности давлений в области высокого давления и в области низкого давления, часть газа проникает через селективную мембрану, образует поток пермеата (точка 6), как правило давление потока пермеата $P_l = 1$ атм, не проникший поток, выходящий из мембраны – поток ретентата (точка 5). Разделение происходит за счет разности проницаемостей одного газа по сравнению с другим для данного материала мембраны (таблицу 1.).

Для расчета мембранного модуля выбрана математическая модель «перпендикулярный отток» («поперечный ток» или «crossflow») [13],[14]. Данная модель предполагает, что падение давления вдоль волокна отсутствует, проницаемость компонента постоянна при любых значениях давления и температуры, в рамках поставленной задачи такие предположения допустимы, так как концентрация паров воды много меньше концентраций азота и кислорода. Модель описывает процесс разделения в полволоконных мембранных модулях и имеет вид:

$$\frac{dZ^i}{dS} = -\pi^i P_h (C_q^i - \gamma C_l^i), \quad (22)$$

$$C_l^i = \frac{\pi^i (C_q^i - \gamma C_l^i)}{\sum_j \pi^j (C_q^j - \gamma C_l^j)}, \quad (23)$$

$$\sum_{i=1}^m Z_i = q, \quad (24)$$

$$C_q^i = \frac{Z_i}{q}, \quad (25)$$

где q – локальный поток в области высокого давления, C_q^i – концентрация i -ого компонента в потоке q , S – элемент площади, π^i – проницаемость i -ого компонента, $\gamma = P_l/P_h$ C_l^i – концентрация проникшего через мембрану i -ого компонента. При этом выполняются условия: Начальные условия к уравнениям (32) и (35) имеют вид:

$$Z^i(s = 0) = G_4 C_4^i \quad (26)$$

Задача Коши (22) -(26) решается численно методом Рунги-Кутты четвертого порядка. Заданными параметрами являются поток питания G_4 , концентрация компонентов в этом потоке C_4^i , проницаемости каждого компонента π^i , давления P_h и P_l , площадь мембранного модуля S . Решая задачу Коши находим значение потока и концентрации в ретенате:

$$Z^i(s = S) = G_5 C_5^i. \quad (27)$$

Для мембранного модуля и для других блоков выполняются балансы потоков и количества вещества и условие смешения (30),(31):

$$G_4 = G_5 + G_6 \quad (28)$$

$$G_4 C_4^i = G_5 C_5^i + G_6 C_6^i \quad (29)$$

$$G_2 = G_1 + G_6 \quad (30)$$

$$C_2^i = \frac{G_1 C_1^i + G_6 C_6^i}{G_1 + G_6} \quad (31)$$

Численное решение для гибридной мембранно-рефрижераторной системы находится методом итераций.

4. Результаты и обсуждение

Проведены численные исследования гибридной мембранно-рефрижераторной системы (рисунок 1) при комнатной температуре 20°C , температуре охлаждения газа в рефрижераторе 3°C , концентрация паров воды на входе в систему 1 об. %, производительность системы 2000 н.л/ч, точка росы осушенного газа -50°C , давление в области низкого давления 1 атм. В ходе исследования варьировалось давление сжатия в компрессоре от 5 до 10 атм. Расчеты проведены для мембран из ПВТМС и ПФО. Определена зависимость приведенных энергозатрат компрессора w_c/G_5 , рефрижератора w_r/G_5 и их сумма от давления P_h .

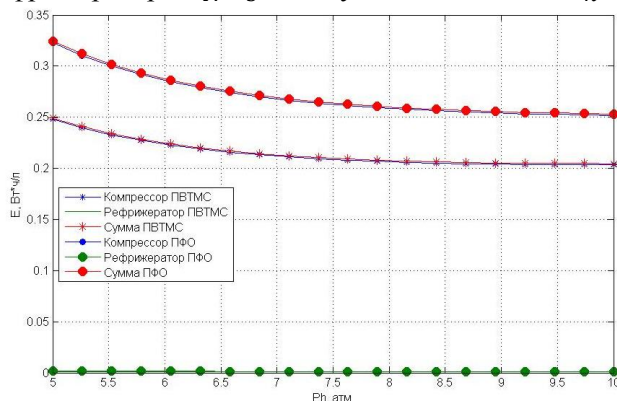


Рисунок 2. Зависимость энергозатрат компрессора и рефрижератора от давления сжатия P_h .

Из рисунка 2 видно, что приведенные энергозатраты на охлаждение в рефрижераторе меньше приведенных энергозатрат компрессора. Приведенные энергозатраты компрессора убывают с ростом высокого давления. Применение мембраны с большей проницаемостью паров воды уменьшает энергозатраты компрессора, так как уменьшается поток пермеата.

Стоит отметить, что при концентрации паров воды в потоке питания системы, равной 1 об. % и комнатной температуре 20°C , конденсация происходит в ресивере и в рефрижераторе, причем состав смеси после ресивера и рефрижератора в большей степени зависит от температур в ресивере и в рефрижераторе, а не от давления сжатия P_h (см. уравнения (1) и (2)). На рисунке 3 приведена зависимость энергозатрат компрессора и рефрижератора при условии, что комнатная температура 20°C , температура охлаждения газа в рефрижераторе 3°C , концентрация паров воды на входе в систему 0.1 об. %, производительность системы 2000 н.л/ч, точка росы осушенного газа -50°C , давление в области низкого давления 1 атм для мембраны из ПВТМС.

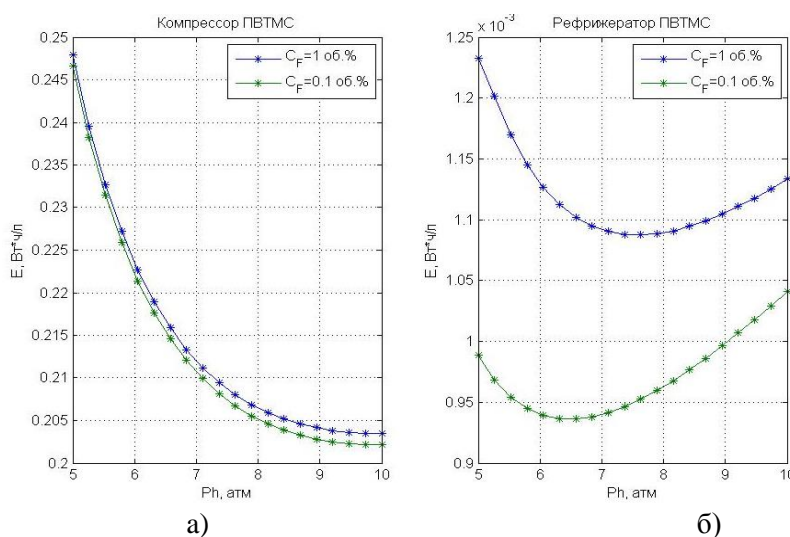


Рисунок 3. Зависимость энергозатрат блоков в гибридной мембранно-рефрижераторной системе с мембраной из ПВТМС от давления сжатия P_h при различных значениях концентрации паров воды в потоке питания: а) – компрессор; б) рефрижератор.

Из рисунка 3 видно, что снижение входной концентрации паров воды в 10 раз незначительно снижает приведенные энергозатраты компрессора, так как поток на входе в компрессор уменьшается при этом несильно. Приведенные энергозатраты рефрижератора при уменьшении концентрации паров воды на входе в 10 раз уменьшаются в 1.2 раза. При этом, энергозатраты рефрижератора не линейно зависят от давления, это видно из уравнения (31).

Применение мембраны ПФО с проницаемостью паров воды в 12.6 раз меньше приводит к необходимости увеличить площадь в 2.6 раза чтобы достичь требуемой точки росы в осушенном потоке воздуха.

Важно показать, что применение гибридной мембранно-рефрижераторной система, в которой поток пермеата мембранного модуля возвращается на вход в систему энергетически выгоднее, чем применение мембранных технологий без рефрижератора и без рециркуляционных потоков. Одномодульная мембранная система состоит из компрессора с ресивером и мембранного модуля. Воздух сжимается в компрессоре до давления P_h и нагревается, затем охлаждается до начальной температуры в ресивере, при этом пары воды конденсируются, сжаты воздух разделяется и осушается в мембранном модуле. К недостаткам такой системы можно отнести то, что в потоке ретентата мембранного модуля (на выходе из системы) содержится около 95 об.% азота и только 5 об.% кислорода. Энергозатраты компрессора в одномодульной мембранной системы больше чем суммарные энергозатраты гибридной мембранно-рефрижераторной система, это показано на рисунке 4.

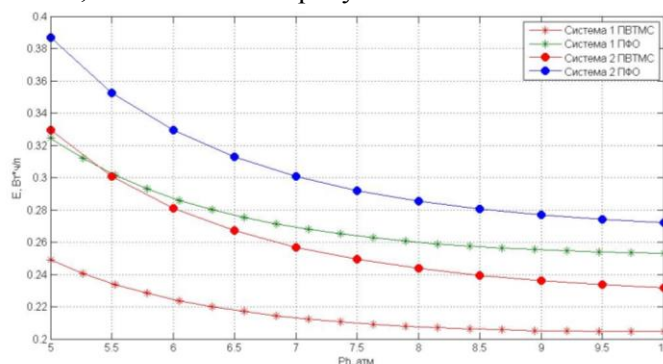


Рисунок 4. Зависимость суммарных энергозатрат гибридной мембранно-рефрижераторной системы (система 1) и одномодульной мембранной системы (система 2) с мембранами и ПВТМС и ПФО.

Расчет энергозатрат проводился при условии, что содержание паров воды в потоке питания системы $C_1^{H_2O} = 1$ об. %. В результате исследования получено, что для осушки до точки росы -50°C необходим поток газ равный 2000 н.л/ч, кроме того с помощью одномодульной мембранной системы необходимо затратить больше электроэнергии и использовать мембрану большей площади, чем для гибридной мембранно-рефрижераторной системы.

5. Заключение

В работе предложена гибридная мембранно-рефрижераторная система осушки сжатого воздуха, которая состоит из компрессора с ресивером, рефрижератора и мембранного модуля и имеет рециркуляционный поток. Данная система позволяет получить сухой воздух, осушенный до точки росы -50 и ниже без потерь сжатого воздуха, так как из системы выводиться только сконденсировавшаяся вода.

Приведены математические модели для расчета гибридной мембранно-рефрижераторной системы. Описаны процессы конденсации в компрессоре с ресивером, осушки в рефрижераторе и разделения многокомпонентного газа (воздуха) в мембранном модуле. Показано, что математические модели процесса конденсации в компрессоре с ресивером и осушки в рефрижераторе идентичны и описываются одной математической моделью. Так как для каждого блока существует отдельная математическая модель, гибридные и системы осушки могут состоять из любого числа таких блоков и иметь несколько рециркуляционных потоков.

Проведены численные исследования предложенной системы. Показано, что приведенные энергозатраты уменьшаются с увеличением давления сжатия. Высокая проницаемость паров воды позволит уменьшить площадь мембраны в мембранном модуле и снизить энергозатраты мембранного модуля. Проведено сравнение гибридной мембранно-рефрижераторной системы с одномодульной мембранной системой, показаны преимущества гибридной системы.

6. Литература

- [1] Редин, А.Л. Анализ методов подготовки сжатого воздуха для пневматических систем подвижного состава // Железнодорожный транспорт. – 2010. – № 3. – С. 45-47.
- [2] Mokhatab, S. Handbook of Liquefied Natural Gas / S. Mokhatab, J.Y. Mak, J.V. Valappil, D.A. Wood. – Oxford: Elsevier Inc., 2014. – 624 p.
- [3] Усачев, М.Н. Применение методов ГХ-МС и ВЭЖХМС/МС для анализа примесей в триэтиленгликоле, накапливающихся в процессе осушки природного газа / М.Н. Усачев, Ю.А. Ефимова, Т.В. Мануйлова // Тонкие химические технологии. – 2015. – Т. 10, № 4. – С. 64-69.
- [4] Кузнецов, Ю.В. Рефрижераторная осушка сжатого воздуха на компрессорной станции в условиях холодного и умеренно-холодного климата России / Ю.В. Кузнецов, А.Г. Никифоров // Компрессорная техника и пневматика. – 2016. – № 4. – С. 34-34.
- [5] Сиренко, Е.В. Определение токсичности органических веществ на основе гликолей с использованием тканевых культур // Клиническая лабораторная диагностика. – 2005. – № 1. – С. 50-50.
- [6] Паранук, А.А. Промышленное применение молекулярных сит / А.А. Паранук, В.А. Хрисониди // Интерактивная наука. – 2016. – № 5.
- [7] Woods, J. Membrane processes for heating, ventilation, and air conditioning // Renew. Sustain. Energy Rev. – 2014. – Vol. 33. – P. 290-304.
- [8] Laguntsov, N.I. Efficiency of Recirculation Membrane Sorption Systems for Producing Oxygen-Enriched Air / N.I. Laguntsov, I.M. Kurchatov, M.V. Korolev // Petroleum Chemistry. – 2015. – Vol. 55(9). – P. 738-740.
- [9] Торгаев, С.Н. Осушитель воздуха на элементе Пельтье // Вестник науки Сибири. – 2015. – Спецвыпуск.
- [10] ГОСТ 8.524- 85 Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Таблицы психрометрические. Построение, содержание, расчетные соотношения.

- [11] World meteorological organization (Geneva). Guide to meteorological instruments and methods of observation. – Secretariat of the World Meteorological Organization, 2008.
- [12] Саун, И.А. Винтовые компрессоры. – Рипол Классик, 2013.
- [13] Лагунцов, Н.И. Оптимизация мембранного процесса получения азота из воздуха / Н.И. Лагунцов, Е.В. Таланцева, В.В. Тепляков // Теор. основы хим. технол. – 1997. – Т. 31, № 5. – С. 510.
- [14] Кудинов, А.Н. О возможности повышения энергоэффективности газоразделительных процессов за счет применения гибридных мембранно-сорбционных технологий / А.Н. Кудинов, Н.И. Лагунцов, Ю.П. Нецименко // Международный научный журнал “Альтернативная энергетика и экология”. – 2013. – Т. 02/2, № 120. – С. 68.

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ, соглашение №14.576.21.0097. Уникальный идентификатор проекта RFMEFI57617X0097.

Mathematical modelling and numerical study of recirculation membrane and membrane-refrigerated systems of compressed air dehydration

N.I. Laguntsova¹, S.N. Tikhonov¹, M.D. Karaseva¹, A.A. Tishin^{1,2}

¹Public joint-stock company “Aquaservice”, Kashirskoe sh. 3/2 st. 3, Moscow, Russia, 115230

²National Research Nuclear University MEPhI, Kashirskoe sh. 31, Moscow, Russia, 115409

Abstract. Mathematical modelling and numerical investigation of the process of drying compressed air was carried out in a hybrid membrane-refrigeration system, which consists of a compressor with a receiver, a Peltier refrigerator and a gas-separation membrane module. This system allows you to get dry air, dried to a dew point of -50°C and below without loss of compressed air, since only condensed water is removed from the system. It is shown that the reduced energy consumption decreases with increasing compression pressure. A comparison of the hybrid membrane-refrigerator system with a single-module membrane system has been carried out, the advantages of the hybrid system are shown.