

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЯ ПО
РАСЧЕТУ АБСОРБЦИОННОЙ БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ
ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

1. ОПИСАНИЕ И ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

1.1. Назначение и область применения

Теплоиспользующая абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина АБХМ предназначена для получения холода за счет использования теплоты от солнечных нагревателей или других источников. Возможно использование машины по теплонасосной схеме для получения греющей среды.

В качестве греющей среды может быть использована тепловая энергия сбросной горячей воды с температурой на входе в генератор от +90 до +120 °С, перегретого водяного пара, сгорания природного газа, мазута, других нефтепродуктов. АБХМ характеризуются наличием термохимического компрессора.

Машина может использоваться для охлаждения воздуха или воды за счет циркуляции охлажденного хладагента в герметичной системе. Как правило, холодильная машина работает при температуре охлажденной воды от +4 до +12 °С, охлаждающей воды от +20 до +30 °С.

Номограмма для определения относительных характеристик АБХМ при различных условиях работы приведены на рисунке 1 и 2 (где Q_0 – холодопроизводительность, t_w – температура охлаждающей воды, t_s – температура охлажденной воды или температура промежуточного теплоносителя, t_r – температура греющей среды).

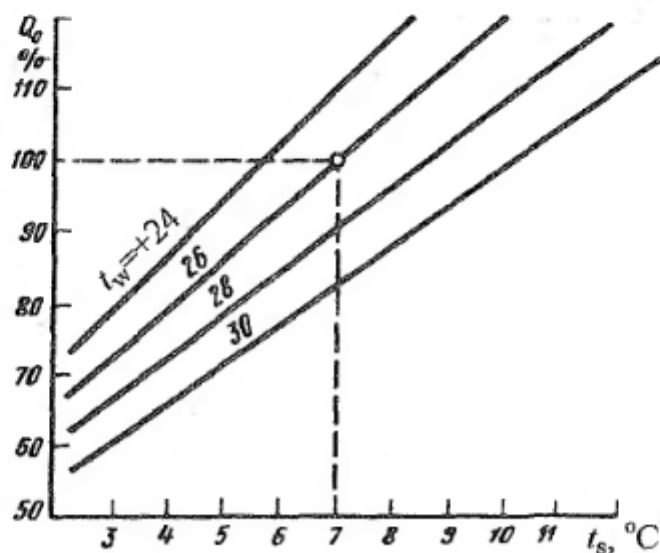


Рис. 1.1. Характеристика АБХМ при обогреве паром или горячей водой с температурой +120 °С

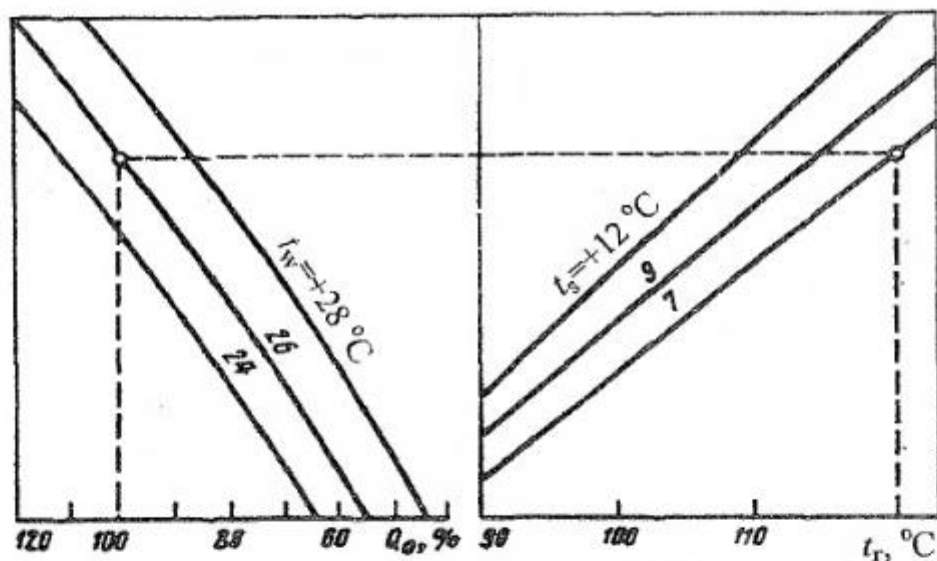


Рис. 1.2. Характеристика АБХМ в диапазоне температур горячей воды +90...120 °С.

При разработке основных аппаратов АБХМ учитываются следующие требования:

- использование греющих источников с более низкими параметрами для получения нормальной холодопроизводительности, что позволит более эффективно использовать бросовое и вторичное тепло технологических процессов;
- снижение емкости системы по раствору;
- использование в качестве конструкционного материала углеродистой стали с защитой ее ингибиторами

Так, в качестве основного конструкционного материала корпусов, трубных решеток используется сталь ВстЗ, перегородок, внутренних устройств - сталь 08Х13, жалюзийных решеток, перфорированных поддонов - сталь 08Х18Н10Т, трубки теплообменных аппаратов изготовлены из меди МЗр.

В качестве ингибитора для раствора бромистого лития применяется хромат лития по ТУ6-22-14-89. Поверхностно активные вещества - И, ИН, 5Н-октафторпентанол-1 по ТУ6-09-50-2290-74.

1.2. Особенности рабочих процессов

В АБХМ в качестве абсорбента используется водный раствор соли бромистого лития, а холодильным агентом является вода. К достоинствам использования раствора относятся: применение в качестве хладагента воды; высокий тепловой коэффициент благодаря отсутствию ректификации паров; взрывобезопасность и снижение металлоемкости тепло- и массообменных аппаратов машины.

Недостатком применения раствора бромистого лития является его агрессивность по отношению к черным металлам в присутствии кислорода. Однако опыт эксплуатации АБХМ показал, что при работе аппаратов на вакууме, соблюдении правил эксплуатации и введении в раствор ингибиторов коррозионное воздействие раствора на металл устраняется.

1.3. Схема АБХМ

Машина состоит (рис. 1.3) из генератора 2, конденсатора 1, абсорбера 6, испарителя 4, теплообменника растворов 7, воздухоотделителя 3, насосов слабого раствора, рециркуляционной воды и смешанного раствора 8.

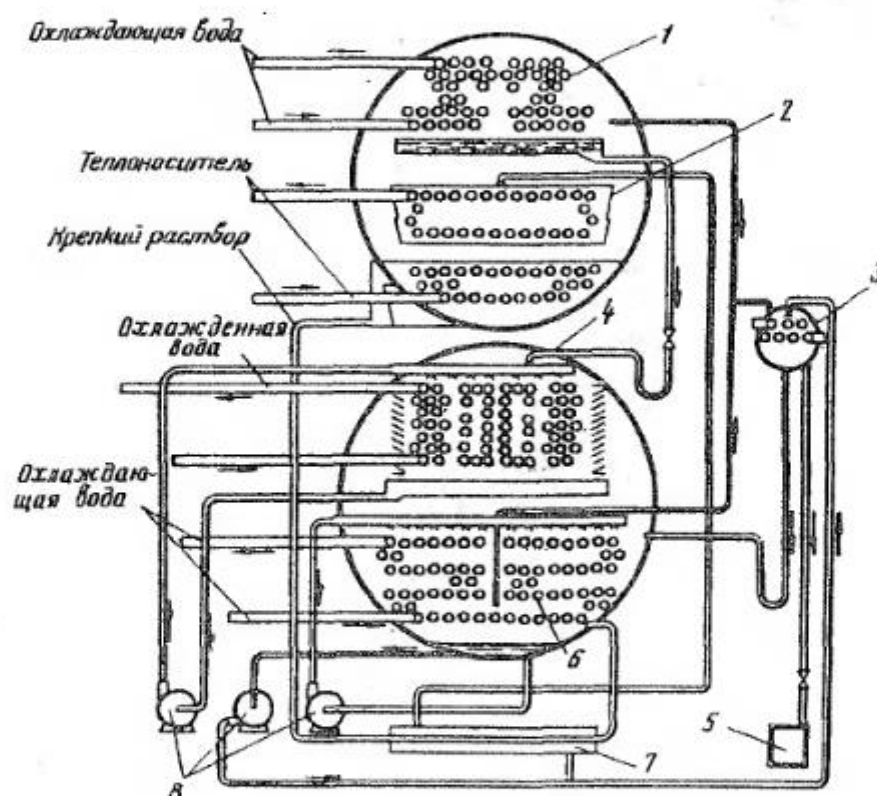


Рис. 1.3. Конструктивная схема АБХМ

За счет тепла промежуточного теплоносителя, поступающего в трубное пространство испарителя, в межтрубном пространстве кипит хладагент (вода) при давлении 5...8 мм.рт.ст. (1 мм.рт.ст. = 133,3 Па). Гидростатическое давление столба жидкости отрицательно влияет на кипение хладагента. Так, давление слоя кипящей воды, равное нескольким десяткам мм.вод.ст. (1 мм.вод.ст. = 9,81 Па), приводит к повышению температуры кипения в нижних слоях на несколько градусов. Поэтому в АБХМ применяют испаритель оросительного типа.

Водяные пары из испарителя проходят жалюзийную решетку, где отбивается капельная влага, и поступают в межтрубное пространство абсорбера. В связи с наличием перепада давления между упругостью пара в испарителе и равновесной упругостью пара раствора, соответствующей его концентрации и температуре, раствор абсорбирует водяные пары и приближается к своему равновесному состоянию. В процессе абсорбции выделяется тепло, которое отводится охлаждающей водой, протекающей внутри труб.

Количество раствора, поступающего на абсорбцию, недостаточно для необходимой плотности орошения поверхности и отвода тепла абсорбции. Поэтому часть образовавшегося слабого раствора (раствор с малым содержанием бромистого лития, но с большим содержанием воды) из емкости абсорбера подмешивается к крепкому раствору (с большим содержанием бромистого лития) и смесь промежуточной концентрации распыляется форсунками над поверхностью абсорбера.

Слабый раствор из абсорбера отбирается насосом и направляется через теплообменник растворов, где он нагревается встречным потоком горячего крепкого раствора, в генератор. За счет тепла греющей среды раствор кипит при остаточном давлении 35...50 мм.рт.ст., которое определяется температурой охлаждающей воды, направляемой в конденсатор. Уровень раствора в генераторе поддерживается переливным устройством (гидрозатвором).

В связи с большой разностью температур кипения воды и соли бромистого лития из раствора выпариваются практически чистые водяные пары, что исключает необходимость их ректификации. Через жалюзийную решетку, ограждающую паровое пространство генератора. Теплота конденсации отводится охлаждающей водой, а конденсат по гидрозатвору сливается в испаритель.

Объема конденсатора недостаточно, чтобы обеспечить необходимую плотность орошения трубного пучка оросительного испарителя. В связи с этим вводится рециркуляция жидкости через испаритель: из емкости испарителя рециркуляционным насосом жидкий хладагент подается к форсункам и распыляется над поверхностью теплообмена.

При работе агрегата воздух и неконденсирующиеся газы из аппаратов удаляются с помощью системы, включающей воздухоотделитель и вакуумный насос. В воздухоотделителе, представляющем собой вспомогательный абсорбер, охлаждаемый водой с более низкой температурой (за счет смешивания с охлажденной водой), водяные пары поглощаются раствором из паровоздушной смеси, а воздух отсасывается вакуумным насосом.

Для контроля за работой агрегата на основных технологических линиях и аппаратах установлены приборы контроля, регулирования и защиты. Предусмотрен местный и дистанционный контроль температуры.

При отклонении действительной температуры охлажденной воды от заданной подается сигнал на регулирующий клапан для изменения расхода греющей среды. Система автоматического регулирования имеет ограничение по расходу греющей среды, связанное с системой защиты от кристаллизации. При нарушении вакуума в аппаратах, аварийной остановке насосов или нарушении подачи сжатого воздуха для приборов КИП и автоматики прекращается подача греющей среды в генератор.

1.4. Конструкция АБХМ.

Блок абсорбер-испаритель выполнен в одном корпусе (рис. 1.4)

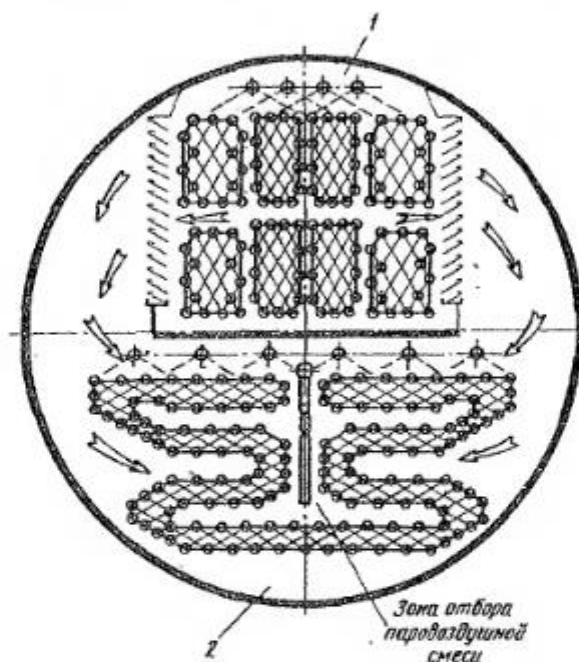


Рис. 1.4. Конструктивная схема блока абсорбер-испаритель:

1 – испаритель; 2 – абсорбер.

Трубный пучок испарителя расположен симметрично относительно продольной оси, причем диаметр труб на периферии пучка больше. Такая компоновка позволяет снизить скорость пара на выходе из трубного пучка и соответственно уменьшить гидравлическое сопротивление пучка.

Трубный пучок абсорбера отделяет зону отбора паровоздушной смеси, обеспечивая кратчайший путь инертным газам в зоны отбора, что не нарушает процесса абсорбции на смежных участках. Гребенка коллектора отбора неконденсирующихся газов способствует эффективному удалению газов из системы.

В блоке генератор-конденсатор (рис. 1.5) кипение раствора происходит в двухъярусном слое для снижения потерь от «недовыпаривания» раствора, определяемых влиянием гидростатического

давления столба жидкости на температуру кипения. Поддон верхнего яруса выполнен с двойными боковыми стенками для перелива наиболее горячего раствора из нижних слоев. Уровень раствора в нижнем ярусе устанавливается переливным устройством, конструкция которого позволяет отводить из генератора наиболее концентрированный и горячий раствор из нижних слоев.

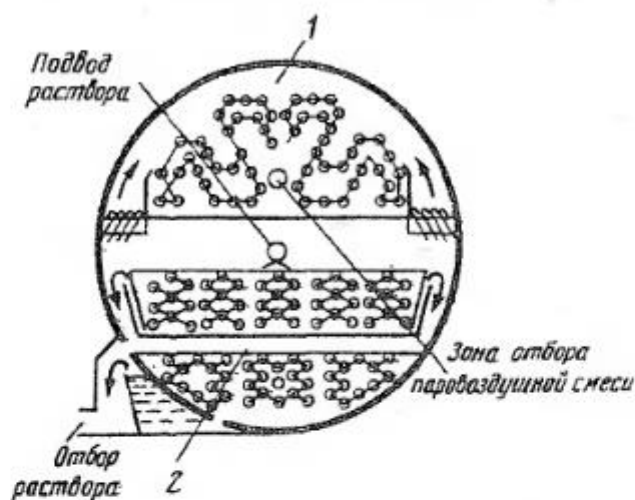


Рис. 1.5. Конструктивная схема блока генератор-конденсатор:
1 - конденсатор; 2 - генератор.

Во избежание заброса капель раствора в конденсатор предусмотрено ограждение генератора жалюзийной решеткой. В конденсаторе блока конденсируется выпаренный в генераторе пар при остаточном давлении, соответствующем условиям отвода тепла конденсации охлаждающей водой.

Ленточная компоновка трубного пучка конденсатора позволяет снизить гидрпотери и эффективно отбирать паровоздушную смесь из аппарата.

Теплообменная группа (рис. 1.6) включает три теплообменника: подогреватель-рекристаллизатор 1, водорастворный переохладитель 2 и теплообменник растворов 3.

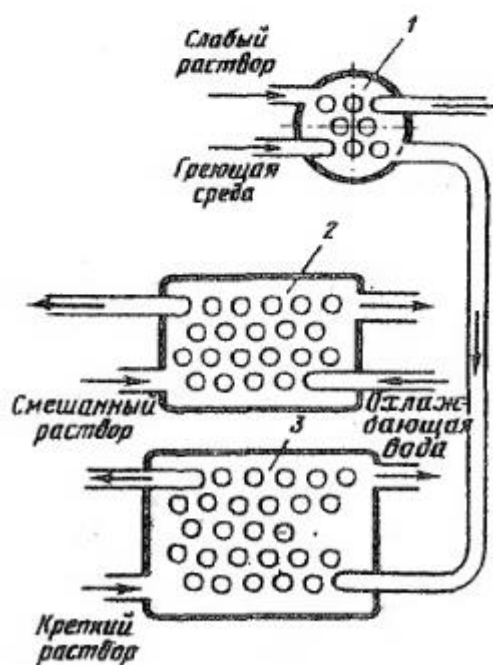


Рис. 1.6. Теплообменная группа.

Включение в дополнение к теплообменнику растворов двух других аппаратов направлено на повышение эффективности работы агрегата в весенне-осенний период работы при температурах охлаждающей воды ниже +22 °С. Подогреватель-рекристаллизатор предназначен для подогрева холодного раствора из абсорбера.

Агрегат АБХМ компоновается в единую конструкцию (рис. 1.7). К опорам фундамента крепятся насосы.

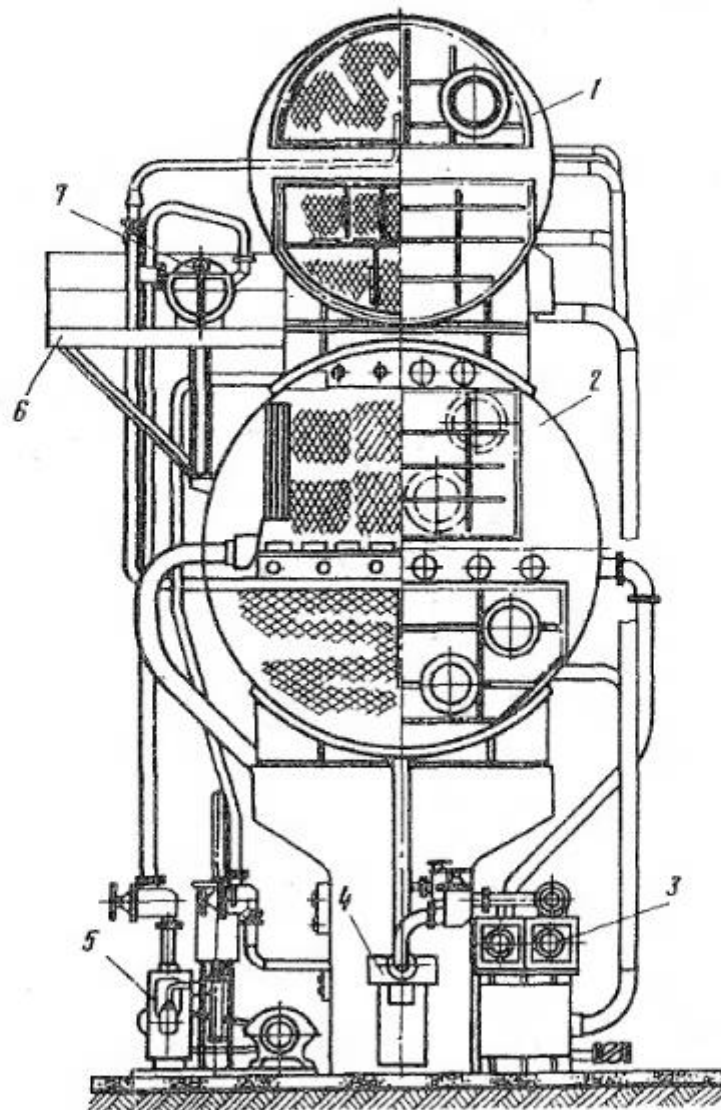


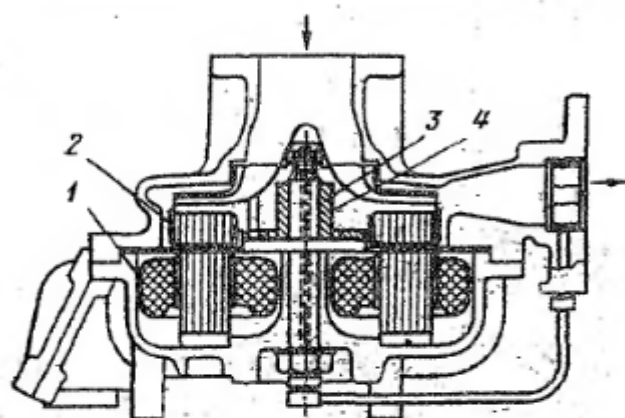
Рис. 1.7. Компоновка агрегата:

1 – блок генератор-конденсатор; 2 – блок абсорбер-испаритель; 3 – теплообменная группа; 4 – насос растворов; 5 – вакуум-насос; 6 – площадка обслуживания; 7 – воздухоотделитель.

Повышение температуры слабого раствора позволяет работать при максимальной рабочей концентрации раствора 54,64,5 % независимо от температуры охлаждающей воды.

Водорастворимый переохладитель служит для переохладения водой смешанного раствора перед абсорбером для повышения производительности за счет интенсификации изобарно-адиабатной абсорбции в зоне распыления раствора. При этом снижается металлоемкость машин.

Теплообменная группа размещается на отдельном фундаменте и вписывается в контур основных блоков. Для обслуживания крышек водяных камер предусмотрены специальные площадки.



В качестве растворных насосов могут быть применены центробежные насосы, оригинальная конструкция которого представлена на рисунке 1.8. Статор 1 и ротор 2 имеют плоское взаимодействие магнитных полей. Конструктивно ротор и статор выполнены в виде отдельных катушек.

Рис. 1.8. Растворный насос.

Вал насоса 3 небольшой длины, и в связи с этим насос имеет только один подшипник скольжения 4. Смазка и охлаждение – перекачиваемой жидкостью.

1.5. Условия работы.

Для предотвращения опасности замерзания температуру охлаждаемой воды на выходе следует ограничить нижним пределом $+4,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Максимальная температура охлаждающей воды не должна превышать $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$, а минимальная не должна быть ниже $+7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Нагрев охлаждающей воды равен примерно 5,6 К в абсорбере и примерно 4,4 К в конденсаторе, что в сумме дает 10 К. Потери давления в этом контуре составляют от 0,02 до 0,18 МПа. Номинальное значение холодопроизводительности соответствует чистой охлаждающей воде с коэффициентом загрязнения $0,00009\text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$. Для загрязненной воды с коэффициентом $0,00035\text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ холодопроизводительность уменьшится на 25%.

Если для нагрева генератора используется сухой насыщенный пар, то его давление на входе в кипятильник должно быть в пределах 0,08 МПа. При наличии пара более высокого давления применяются генераторы двухступенчатого типа. Для любого типа генераторов давление пара не

должно быть менее 0,01 МПа. Регулирование расхода пара осуществляется в зависимости от желаемой температуры охлаждаемой воды.

При использовании вместо пара другой среды ее температура не должна превышать +180 °С, а при использовании солнечной энергии нужно располагать нагревающей средой при минимальной температуре +80 °С. Потери давления в нагревательном контуре не превышают 0,12 МПа.

АБХМ может работать в режиме холодильной машины, например для получения холодной воды, или повышения температурного уровня источника теплоты низкого потенциала (режим теплового насоса) с использованием тепловой энергии от солнечных нагревателей, геотермальных скважин, теплоутилизационных установок и т.п. Такая АБХМ, работающая по принципу термотрансформатора, может найти применение в системах теплохладоснабжения жилых и общественных зданий, сельскохозяйственных объектов, для охлаждения молока, фруктов, овощей перед транспортировкой.

В летнее время года такой термотрансформатор (рис. 1.9) служит для производства холода (+7...12 °С). Для этой цели необходим теплоноситель (+85...95 °С), который может быть получен в простейших солнечных коллекторах без концентраторов энергии. В зимнее время за счет солнечной энергии теплоноситель нагревается до температуры, не превышающей +30 °С, и подается в испаритель. В адсорбере и конденсаторе происходит нагрев вторичного теплоносителя до +60...70 °С, что позволяет использовать его в системах теплоснабжения.

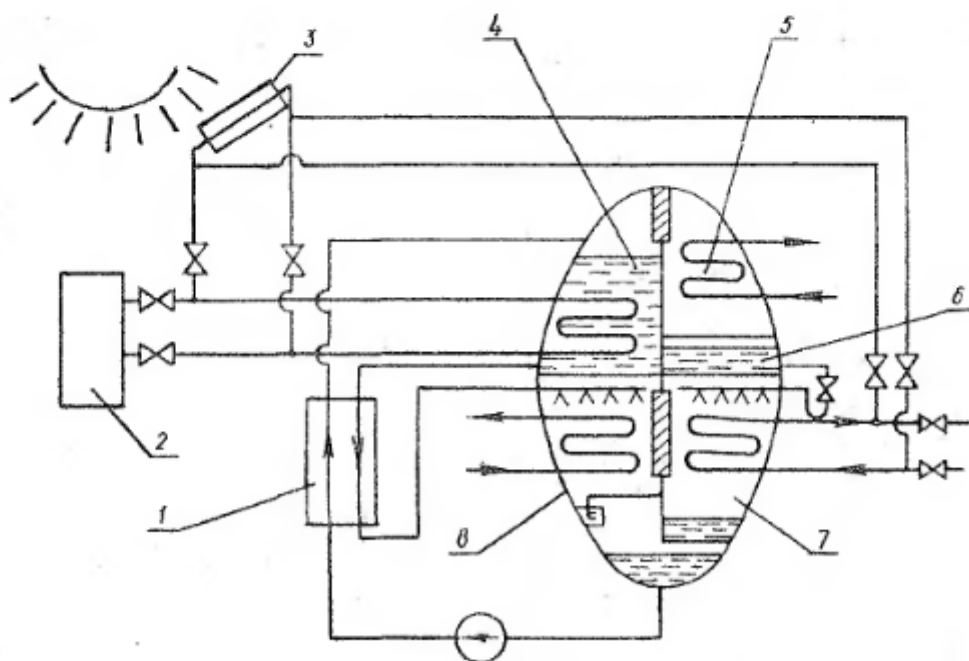


Рис. 1.9. Принципиальная схема системы солнечного теплохладоснабжения.

В трубном пространстве испарителя 7 охлаждается хладоноситель, отдавая тепло кипящему на наружной поверхности труб хладагенту.

Образовавшиеся пары хладагента в абсорбере 8 поглощаются водным раствором бромистого лития. Разбавленный раствор через теплообменник растворов 1 подается в генератор 4, восстанавливает свою концентрацию и через теплообменник возвращается в абсорбер.

Пар из генератора направляется в конденсатор 5, где конденсируется. Конденсат поступает в ресивер 6 и далее в испаритель. Обогревается генератор теплоносителем от гелионагревателя 3. Теплота абсорбции и конденсации отводится водой, охлаждаемой в градирне.

В теплонасосном режиме теплоноситель из гелиосистемы подается в трубное пространство испарителя. Обогревается генератор от дополнительного источника, например, от котла 2. Нагрев вторичного теплоносителя происходит в абсорбере и конденсаторе.

При расчетах на этапе предварительного проектирования можно исходить из того, что для производства 1 МВт холода требуется 0,67 кг/с пара и 0,065 кг/с охлаждающей воды при перепаде температур 9 К между входом и выходом.

1.6. Регулирование холодопроизводительности

Холодопроизводительность АБХМ Q_0 можно регулировать от 10 до 100%, что особенно актуально при работе ее в режиме кондиционирования воздуха. Регулирование может производиться путем изменения концентрации раствора в абсорбере или путем изменения температуры испарения.

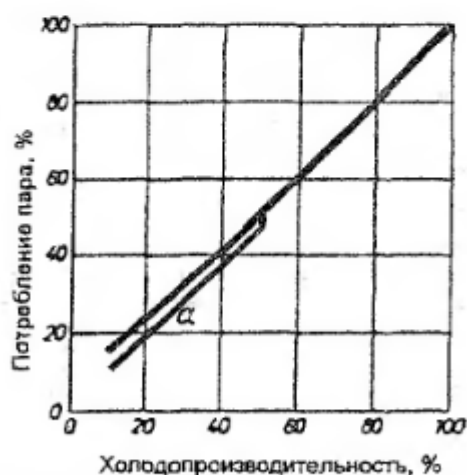


Рис. 1.10. Потребление пара при частичной нагрузке АБХМ.

Потребление пара при частичной нагрузке (рис. 1.10) является осредненным значением, так как оно меняется в зависимости от типа теплообменников, системы регулирования, t_w . С помощью экономайзера (кривая *a*) можно сэкономить до 50 кг пара на 1 МВт холода. Работа АБХМ может остановлена автоматикой в случае сильного падения расхода хладоносителя (охлажденной воды) или в случае избыточного давления в генераторе. Надежность работы АБХМ повышается эффективной защитой от кристаллизации, которая без остановки машины позволяет устранить нарушение технологического режима.

Так как любое отклонение t_s от расчетного значения приводит к изменению Q_o , то управление с помощью термореле может проводиться одним из следующих способов:

- путем отвода обедненного раствора, при котором часть раствора проходит мимо генератора и возвращается в абсорбер, в результате чего экономится нагревающая среда;
- путем изменения расхода нагревающей среды;
- путем комбинированного регулирования, т.е. сначала изменением расхода нагревающей среды, затем отводом раствора.

Причиной кристаллизации раствора в системе являются: прекращение работы насосов, накапливание в системе неконденсирующихся газов или низкая температура охлаждающей воды. Для рекристаллизации служит U-образный гидрозатвор, соединяющий генератор и абсорбер. При забивании трубы теплообменника уровень раствора в генераторе повышается и раствор по гидрозатвору поступает в абсорбер, где растворяет кристаллы.

2. РАСЧЕТ АБХМ

Принципиальная схема АБХМ с одноступенчатой генерацией пара представлена на рисунке 2.1.

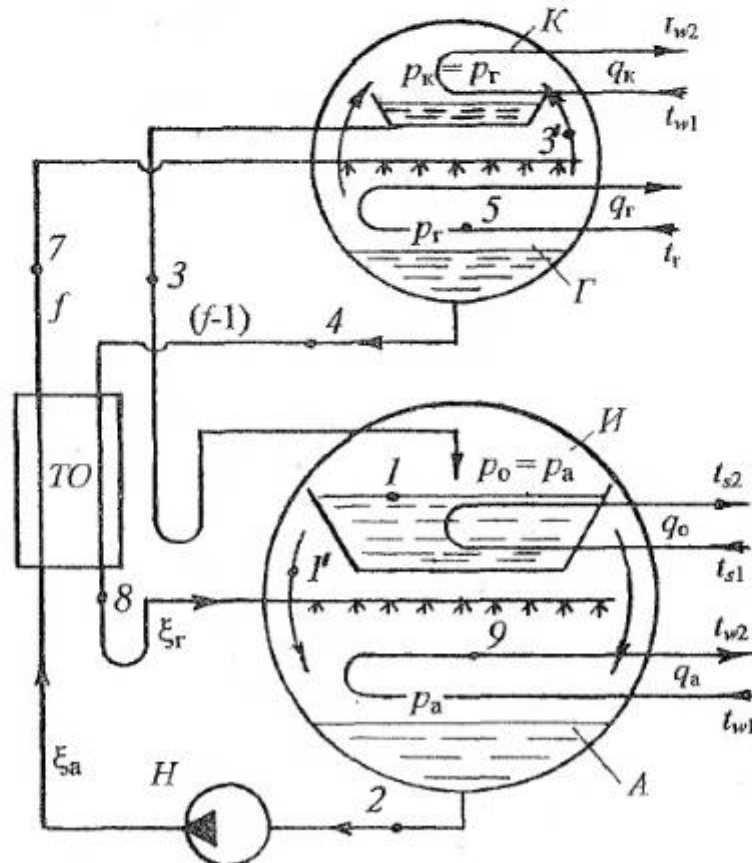


Рис. 2.1. Принципиальная схема АБХМ.

Исходные данные для расчета:

- холодопроизводительность АБХМ заданная Q_o , кВт;
- температура кипения воды t_o , °С, (температура охлажденной воды);
- температура охлаждающей воды t_w , °С;
- температура греющей воды на входе в генератор t_{r1} , °С.
- температурные напоры, °С:
 - охлажденной воды $\Delta t_o = \Delta t_s$ (обычно $\Delta t_o = 5$ °);
 - охлаждающей воды Δt_w ($\Delta t_w = 6,5 \dots 8$ °);
 - греющей воды Δt_r ($\Delta t_r = 15$ °).

Рабочий цикл АБХМ построен в диаграмме $\lg p-i$ (рис. 2.2).

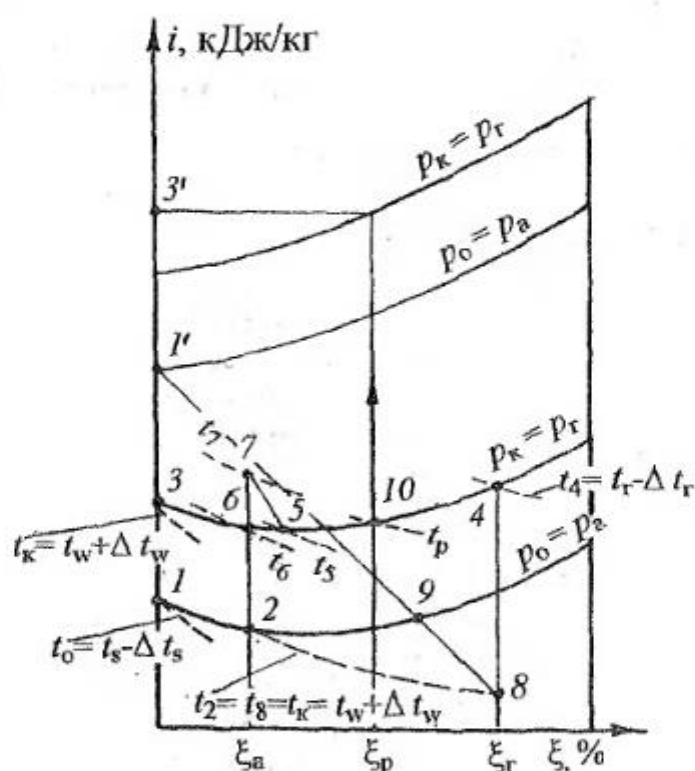


Рис. 2.2. Рабочий цикл АБХМ.

Цикл состоит из следующих основных процессов:

- 2 – 7 – нагрев слабого раствора в теплообменнике;
- 7 – 5 – адиабатно-изобарная десорбция;
- 5 – 4 – кипение раствора в генераторе;
- 4 – 8 – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике;
- 8 – 9 – 2 – адиабатно-изобарная абсорбция водяного пара;
- 3' – 3 – отвод теплоты перегрева и конденсация пара в конденсаторе;
- 1' – 1 – кипение воды в испарителе.

При расчете АБХМ принимаются следующие допущения:

- потери от неполноты насыщения и неполноты выпаривания отсутствуют;
- в теплообменнике растворов ТО происходит полная рекуперация, т.е. $t_2 = t_8$;
- гидросопротивления между основными аппаратами $\Delta p = 0$, хотя реально они равны 6...7 кПа;
- высшая температура в конце кипения $t_4 = t_r - \Delta t_r$;
- низшая температура абсорбции $t_2 = t_k$; $t_k = t_w + \Delta t_w$;
- температура кипения воды в испарителе $t_0 = t_s + \Delta t_s$;
- состояние пара, поступающего из генератора в конденсатор определяются при давлении $p_r = p_k$ и среднем значении концентрации ξ_{cp} .

Расчет начинается с определения с помощью диаграммы давлений конденсации p_k и кипения p_0 . Давление p_k определяется в области жидкости на левой оси диаграммы ($\xi = 0$) на пересечении с изотермой t_k , а давление p_0 на той же оси при пересечении с изотермой t_0 . Причем $t_2 = t_8 = t_k = t_3$ ($t_k = t_w + \Delta t_w$). Принимается $p_k = p_r$ и $p_0 = p_a$.

На пересечении изобары p_0 и изотермы t_2 получаем положение точки 2, которой соответствует концентрация слабого раствора ξ_a , поступающего из абсорбера в генератор, а на пересечении изобары p_k и изотермы t_4 — точку 4, определяющей концентрацию крепкого (по соли) раствора ξ_r , который поступает обратно из генератора в абсорбер.

Кратность циркуляции f , кг/кг, можно определить из материального баланса генератора по бромистому литию:

$$f \cdot \xi_a = (f - 1)\xi_r + g_{II} \cdot \xi_{II},$$

где g_{II} — количество водяного пара, выпариваемого в генераторе и поступающего в конденсатор,

ξ_{II} — концентрация бромистого лития в паре (практически $\xi_{II} = 0$).

Тогда

$$f = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a}.$$

С целью обеспечения нормальной устойчивой работы насоса степень дегазации $\Delta \xi_{дл} = \xi_r - \xi_a$ должна быть не менее 0,04 (4%).

Положение точки 8 определяется на пересечении линии постоянной концентрации ξ_r и изотермы $t_2 = t_8 = t_k = t_3$. Таким образом значений энтальпий в точках 2, 4 и 8 известны.

Тогда из теплового баланса теплообменника

$$q_T = (f - 1) \cdot (i_4 - i_8) = f \cdot (i_7 - i_2)$$

можно определить энтальпию в точке 7

$$i_7 = i_2 + \frac{(f - 1)(i_4 - i_8)}{f}$$

Так как слабый раствор на входе в генератор перегрет, а в генераторе осуществляется сначала адиабатно-изобарный процесс десорбции (процесс 7-5), в результате которого концентрация соли в растворе увеличивается, то температура раствора уменьшается до равновесной температуры t_5 . Температура t_5 определяется из условия $t_5 = t_6 + 2^\circ$, а сама температура t_6 задается положением точки b , лежащей на пересечении изобары p_k с линией концентрации ξ_a . Тогда средняя температура раствора, кипящего в генераторе

$$t_p = \frac{t_4 + t_5}{2}$$

По значению температуры t_p и давления p_r определяется положение точки 10.

Энтальпия перегретого пара на выходе из генератора i_3' соответствует состоянию бинарной смеси, состоящей практически из чистой воды. Точка 3' находится на левой оси ($\xi=0$) и ее положение находится графическим построением от точки 10 вверх до изобары p_r и влево до пересечения с левой осью. Точка 1', характеризующая состояние водяного пара, выходящего из испарителя, также находится на левой оси на пересечении с изобарой p_o в области пара.

Бинарный раствор на поверхности охлаждающих трубок в абсорбере (точка 9) находится в равновесии с состоянием пара, поступающего из испарителя в абсорбер (точка 1'), и раствора промежуточной концентрации ξ_r , разбрызгиваемого через форсунки над поверхностью абсорбера (точка 8), т.е. точка 9 получается пересечением прямой, соединяющей точки 1' и 8 и изобары $p_o = p_a$ в области жидкости.

Параметры узловых точек заносятся в таблицу 1.

Таблица 1

№№ точки	Концентрация ξ , %	Давление p , мм.рт.ст.	Температура t , °С	Энтальпия i , кДж/кг
1				
...				
10				

Значения удельных тепловых нагрузок на аппараты получаются из тепловых балансов этих аппаратов:

- генератор - $q_r = i_3' + (f-1)i_4 - f i_7$;
- конденсатор - $q_k = i_3' - i_3$;
- испаритель - $q_o = i_1' - i_3$;
- абсорбер - $q_a = i_1' + (f-1)i_8 - f i_2$.

Работа насоса $q_n = v \cdot f(p_r - p_a)$ мала по сравнению с холодопроизводительностью АБХМ и теплом, вносимым насосом в цикл машины, можно пренебречь. Абсорбция состоит из двух процессов: адиабатно-изобарного (8-9) и изобарного (9-2).

Сумма подведенного тепла равна $q_r + q_o$, а сумма отведенного тепла – $q_k + q_a$, тогда тепловой баланс всей машины будет иметь вид

$$q_r + q_o = q_k + q_a.$$

Тепловой коэффициент $\zeta = \frac{q_o}{q_r}$

Необходимое количество хладагента (воды) с учетом запаса

$$m_o = 1,05 \frac{Q_o}{q_o},$$

где Q_o – полная заданная холодопроизводительность АБХМ, кВт, определяемая по техническому заданию.

3. РАСЧЕТ АППАРАТОВ АБХМ

3.1. Расчет нагрузок на аппараты

Тепловые нагрузки, кВт

испарителя (расчетная) $Q_o^p = m_o \cdot q_o$

конденсатора $Q_k = m_o \cdot q_k$

абсорбера $Q_a = m_o \cdot q_a$

генератора $Q_r = m_o \cdot q_r$

теплообменника растворов $Q_r = m_o \cdot q_r$

Количество циркулирующего слабого раствора, $m_a = f \cdot m_o$

Количество циркулирующего крепкого раствора, $m_r = (f - 1) \cdot m_o$

3.2. Расчет основных аппаратов.

Генератор.

Расход греющей воды, кг/с, $m_{w,гр}$ определяется из соотношения

$$m_{w,гр} = \frac{Q_o \cdot 0,67}{1000}$$

Температура греющей воды на выходе из генератора, °C

$$t_{r2} = t_{r1} - \frac{Q_r}{m_r \cdot c_w},$$

где c_w – теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Тогда среднелогарифмический перепад температур на генераторе, °C

$$\theta_r = \frac{(t_{r2} - t_5)(t_{r1} - t_4)}{\ln \frac{t_{r2} - t_5}{t_{r1} - t_4}}$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны греющей воды, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{w,гр} = \frac{0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43}}{d_{вн}}$$

где $d_{вн}$ - внутренний диаметр трубки, м

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{d_{вн} \cdot w_{г} \cdot \rho_w}{\mu}$$

Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_w}{\lambda}$$

(для воды $Pr \approx 2,2$)

Скорость греющей воды в трубке $w_{w,гр}$ (число труб в ходу, например, $n = 11$, а $d_{вн} = 0,018$ м), м/с.

$$w_{w,гр} = \frac{4m_{w,гр}}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot n}$$

Удельная теплоемкость воды c_w , кДж/(кг·К), коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К), плотность воды ρ_w , кг/м³, и динамическая вязкость воды μ , Па·с, определяются в зависимости от температуры по таблице 2 (для $\xi=0$).

Коэффициент теплоотдачи со стороны пленки раствора бромистого лития определяется по данным [1,2]

$$\alpha_p = \frac{Nu \cdot \lambda}{\delta}$$

где критерий Нуссельта без добавки поверхностно-активных веществ (ПАВ)

$$Nu = 1.03 \left(Pe \frac{\delta}{L} \right)^{0.46};$$

с добавкой ПАВ

$$Nu' = 82 \left(Pe \frac{\delta}{L} \right)^{0.49};$$

толщина пленки δ , м,

$$\delta = \left(\frac{3\mu\Gamma}{2\rho^2} \right)^{1/3},$$

(обычно толщина пленки δ составляет $\approx 1,5 \cdot 10^{-4}$ м),

а плотность орошения Γ , кг/(м·с),

$$\Gamma = \frac{m_a}{2 \cdot l \cdot n}$$

Таблица 2

$t, ^\circ\text{C}$	Массовая концентрация LiBr $\xi, \%$			
	60	40	20	0
Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$				
0	-	1391	1164	1000
20	1719	1381	1159	998
40	1706	1371	1151	992
60	1692	1361	1141	983
80	1679	1351	1129	972
100	1665	1341	1116	958
Удельная теплоемкость $c, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$				
0	-	2,22	3,14	4,23
20	1,84	2,39	3,27	4,19
40	1,93	2,47	3,27	4,19
60	1,97	2,51	3,31	4,19
80	2,01	2,51	3,31	4,19
100	2,01	2,51	3,31	4,23
Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$				
0	-	0,44	0,50	0,55
20	0,41	0,48	0,55	0,59
40	0,43	0,50	0,57	0,63
60	0,44	0,51	0,59	0,65
80	0,45	0,53	0,60	0,67
Динамическая вязкость $\eta, 10^{-3} \text{Па}\cdot\text{с}$				
0	-	34,92	22,17	1,75
20	84,76	22,07	13,83	1,00
40	54,15	15,40	9,42	0,66
60	38,55	11,58	7,06	0,47
80	29,04	9,22	5,79	0,35
100	24,13	7,75	4,80	0,28

Расход раствора через генератор принимаем равным расходу циркулирующего слабого раствора $m_a = f \cdot m_o$; длину труб l , м, в первом приближении можно принять равной 0,5 м, а число труб $n=11$.

Значения вязкости, плотности и теплопроводности выбираем по таблице 2 для бромистолитиевого раствора данной концентрации ξ_a .

Число Пекле

$$Pe = \frac{\Gamma \cdot l \cdot \rho}{\lambda}$$

Линейный параметр, м

$$L = \frac{\pi \cdot d_n}{2},$$

а наружный диаметр труб $d_n = 0,02$ м.

Принимаем величину термического сопротивления загрязнений поверхности труб $R_3 = 0,086 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/кВт}$, тогда коэффициент теплопередачи в генераторе без ПАВ, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$,

$$K_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + (R_3 + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}) + \frac{1}{\alpha_p}}$$

Коэффициент теплопередачи в генераторе с добавкой ПАВ

$$K_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + (R_3 + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}) + \frac{1}{\alpha'_p}}$$

Поверхность теплообмена F без применения ПАВ, м^2

$$F = \frac{Q_r}{K_r \cdot \theta_r}$$

Поверхность теплообмена F' с добавкой ПАВ, м^2

$$F' = \frac{Q_r}{K'_r \cdot \theta_r}$$

Абсорбер.

Охлаждающая вода подается параллельно : одним потоком в абсорбер, а другим потоком в конденсатор.

Общий расход охлаждающей воды принимается из рекомендаций: на 1000 кВт холода необходимо 0,065 кг/с воды. причем 60% этого расхода направляется в абсорбер, а 40% - в конденсатор. Тогда расход охлаждающей воды через абсорбер $m_{w,a}$ будет равен, $\text{м}^3/\text{с}$

$$m_{w,a} = 0,6 \frac{Q_o \cdot 0,065}{1000}$$

Температура воды на выходе из абсорбера, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{Q_a}{m_{w,a} \cdot \rho_w \cdot c_w}$$

Температура начала абсорбции - t_9

Среднегеометрический перепад температур, $^{\circ}\text{C}$

$$\theta_a = \frac{(t_9 - t_{w2})(t_2 - t_{w1})}{\ln \frac{t_9 - t_{w2}}{t_2 - t_{w1}}}$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей воды

$$\alpha_w = \frac{0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.43}}{d_{\text{вн}}}$$

Внутренний диаметр трубки $d_{\text{вн}} = 0,018$ м, число трубок $n = 11$.

Скорость воды в каждой трубке, м/сек

$$w_w = \frac{m_{w.a}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n}$$

Внутренний диаметр труб $d_{\text{вн}} = 0,018$ м, а $n = 11$.

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{d_{\text{вн}} \cdot w_w \cdot \rho}{\mu}$$

(Критерий Прандтля для воды при расчете абсорбера может быть $\text{Pr} \approx 5,8$).

Коэффициент теплоотдачи со стороны пленки раствора бромистого лития определяется по данным [1,2]

$$\alpha_p = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{\delta},$$

где $\text{Nu} = 1.03 \left(\text{Pe} \frac{\delta}{L} \right)^{0.46}$ - без добавки ПАВ

$\text{Nu}' = 1.82 \left(\text{Pe} \frac{\delta}{L} \right)^{0.49}$ - с добавкой ПАВ

При расчете плотности орошения длину трубок l можно также принимать, исходя из конструктивных соображений, в пределах $0,5 \dots 1,0$ м.

Линейный параметр $L = \frac{\pi \cdot d_n}{2}$, а $d_n = 0,02$ м

Толщина пленки δ в абсорбере получается равной $2 \cdot 10^{-4}$ м.

Коэффициент теплоотдачи без ПАВ, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$,

$$\alpha_p = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{\delta}$$

Коэффициент теплоотдачи с ПАВ

$$\alpha'_p = \frac{\text{Nu}' \cdot \lambda}{\delta}$$

Принимаем величину термического сопротивления загрязнений $R_3 = 0,086$ ($\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$, тогда коэффициент теплопередачи без ПАВ

$$K_a = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \left(R_3 + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \right) + \frac{1}{\alpha_p}}$$

Коэффициент теплопередачи с добавкой ПАВ

$$K'_a = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + (R_3 + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}) + \frac{1}{\alpha'_p}}$$

Поверхность теплообмена без применения ПАВ, м²

$$F = \frac{Q_a}{K_a \cdot \theta_a}$$

Поверхность теплообмена с добавкой ПАВ, м²

$$F' = \frac{Q_a}{K'_a \cdot \theta_a}$$

Конденсатор.

Расход охлаждающей воды $m_{w.к} = 0,4 \frac{Q_o \cdot 0,065}{1000} \text{ м}^3/\text{с}$

Температура воды на выходе из конденсатора, °С

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{Q_k}{m_{w.к} \cdot \rho_w \cdot c_w}$$

Среднеарифметический перепад температур, °С

$$\theta_k = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}}$$

С учетом экспериментальных данных коэффициент теплопередачи при расчете конденсатора можно принять $K_k = 1,8 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Поверхность теплообмена в конденсаторе, м²

$$F_k = \frac{Q_k}{K_k \cdot \theta_k}$$

Теплообменник растворов.

Коэффициент теплопередачи при расчете теплообменника растворов рекомендуется принимать $K_T = 1,5 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Перепад температур, °С

$$\theta_T = \frac{(t_4 - t_7)(t_8 - t_2)}{\ln \frac{t_4 - t_7}{t_8 - t_2}}$$

Поверхность теплообмена, м²

$$F_T = \frac{Q_T}{K_T \cdot \theta_T}$$

Испаритель.

Расчет испарителя проводится по той же методике, что и расчет конденсатора, если в качестве хладоносителя применяется чистая вода. В противном случае необходимо учитывать свойства другого хладоносителя.

Расчет системы воздухоотделения.

В качестве исходных данных принимается:

Давление инжестируемой среды $p_o = 700$ Па

Давление рабочей среды (напор, создаваемый насосом) $p_p = 150000$ Па

Давление среды на выходе из эжектора $p_c = 6500$.

Расчет эжектора.

Оптимальное соотношение сечения камеры смешения и сопла

$$\frac{f_3}{f_1} = 0.9 \frac{p_p}{p_c} + 1$$

Максимальное и минимальное давление раствора, Па

$$p_{pmin} = \frac{p_c}{2} \left(\frac{f_3}{f_1} \right) \quad p_{pmax} = 1.5 p_c \left(\frac{f_3}{f_1} \right)$$

Область устойчивой работы эжектора

$$1.2 p_{pmin} < p_p < p_{pmax}$$

Объемный коэффициент эжекции

$$u_o = 0.72 \sqrt{\frac{p_p}{p_c}}$$

Количество отбираемой паровоздушной смеси принимаем $V_{см} = 4 \cdot 10^{-5}$ м³/с.

Объемный расход раствора, м³/с

$$V_p = \frac{V_{см}}{u_o}$$

Скорость истечения раствора из сопла w_p , м/с

$$w_p = 4.5 \cdot 10^{-2} \cdot \varphi \sqrt{p_p - p_c},$$

где скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0.95$.

$$\text{Диаметр сопла эжектора } d_1 = \sqrt{\frac{4V_p}{\pi \cdot w_p}} \text{ м.}$$

$$\text{Диаметр камеры смешения } d_3 = d_1 \sqrt{\frac{f_3}{f_1}} \text{ м.}$$

$$\text{Длина камеры смешения } l = 28 \left(1 - 0.5 \frac{p_o}{p_c} \right) \cdot d_3$$

Расстояние от выходного сечения сопла до входного отверстия камеры $l_c = (3 \div 7) d_3$, м.