Введение

В нефтеперерабатывающей промышленности получили большое распространение воздушные холодильники и конденсаторы-холодильники различных технологических потоков.

Применение аппаратов воздушного охлаждения (АВО) дает ряд эксплуатационных преимуществ, главными из которых являются экономия охлаждающей воды и уменьшение количества сточных вод, сокращение затрат труда на чистку аппарата ввиду отсутствия накипи и солеотложения, уменьшение расходов на организацию оборотного водоснабжения технологических установок.

Трубки в АВО применяются с наружним спиральным оребрением, в результате чего существенно улучшается теплопередача. Интенсификация теплообмена с помощью оребрения поверхности труб может быть достигнута только при условии хорошего подвода тепла от стенок труб к ребрам, что обеспечивается изготовлением ребристых труб из материалов с высоким коэффициентом теплопроводности или изготовлением ребристых труб из биметалла, причем материал ребер должен обладать большим коэффициентом теплопроводности, чем материал трубы.

В данной работе производится проектный расчет воздушного холодильника горизонтального типа.

1. Использование низкопотенциальных вторичных энергоресурсов

Наиболее сложно найти применение низкопотенциальным тепловым ВЭР (<100 °С). В последнее время их используют для отопления и кондиционирования промышленных и жилых зданий, применяют тепловые насосы для повышения температурного потенциала или для получения холода. Такие ВЭР используют только на отопление близко расположенных теплиц или рыбоводных хозяйств.

В промышленных условиях охлаждение дымовых газов до температуры ниже 100 °С весьма затруднительно прежде всего из-за конденсации водяных паров. Холодные стенки труб, по которым циркулирует нагреваемая среда, запотевают и подвергаются интенсивной коррозии. Чтобы исключить коррозию, промышленные подогреватели воздуха иногда изготавливают из некорродирующихся стеклянных труб. Если нет вибрации, такие трубы работают достаточно долго.

Для подогрева воды низкотемпературными газами (t< 100 °С) начинают использовать контактные экономайзеры, представляющие собой обычные смесительные теплообменники типа градирни (рис. 1.1).

Вода в них нагревается за счет теплоты контактирующих с ней газов. Поверхность контакта капель воды с газом большая, и теплообменник получается компактным и дешевым по сравнению с рекуперативным (трубчатым), но вода насыщается вредными веществами, содержащимися в дымовых газах. В некоторых случаях это допустимо, например, для воды, идущей в систему хим-водоподготовки в котельных или на ТЭС. Если загрязнение воды недопустимо, то ставят еще один теплообменник, в котором «грязная» вода отдает теплоту «чистой» и возвращается в контактный экономайзер. Змеевики, по которым циркулирует «чистая» вода, можно установить и внутри контактного экономайзера вместо насадки.

Рис. 1.1 - Схема смесительного теплообменника (градирни): 1 — насадка (кольца Рашига); 2— каплеотбойник; 3— вытяжной вентилятор

1.1 Направление и общие схемы использования отработавшего пара

Отработавший производственный пар имеет давление 0,1—0.3 МПа, а иногда и 1 МПа, т. е. колеблется в широких пределах. Однако, несмотря на широкий диапазон колебания давления отработавший (иногда называют мятым) пар в основном имеет низкое давление.

Отработавший пар многих производств загрязнен механическими и агрессивными химическими примесями. Некоторые производственные агрегаты работают с переменной нагрузкой, что ведет к образованию прерывистых потоков отработавшего пара. Все это усложняет использование отработавшего пара и вызывает необходимость предварительной очистки пара от загрязнения, преобразования прерывистых потоков отработавшего пара в постояный поток тепла, а также повышения давления отработавшего пара с помощью тепловых трансформаторов.

Отработавший производственный пар используют для технологических целей, теплоснабжения, выработки электроэнергии, комбинированно для целей выработки электроэнергии и теплоснабжения, получения холода.

Использование отработавшего пара для технологических целей чрезвычайно разнообразно и определяется в каждом отдельном случае характером технологического процесса. Например, пропарка бетона, подача пара в газогенератор при получении смешанного или водяного газа, нагрев аммиака на заводах азотной промышленности, разофев вязкого мазута, увлажнения доменного дутья и т.п.

Это направление является наиболее простым по исполнению, капитальные затраты и эксплуатационные расходы не значительны, а энергетический эффект весьма высок, так как коэффициент регенерации тепла и зависит только от температуры отводимого конденсата и состав ляет не менее 85%, а при использовании конденсата в технологическом процессе равен 100%.

По схеме использования отработавшего пара для теплоснабжения (рис. 1.2) отходящий от производственной установки 1 отработавший пар проходит через очистительное устройство 2 и направляется к тепловому потребителю 3. При резких колебаниях количества пара,потребляемого производственной установкой, на линии острого пара применяется установка пароводяного аккумулятора 4. При несоответствии режимов отхода отработавшего пара и тепловых нагрузок теплового потребителя устанавливается аккумулятор 5.

Рис. 1.2 - Принципиальная схема использования отработавшего газа для теплоснабжения

Рис. 1.3 - Теплоутилизационная установка с подогревателями смешения

По схеме теплоутилизационной установки с подогревателями смешения (рис. 1.3) отработавший пар, пройдя пароочиститель 1 поступает в пленочный подогреватель смешения 2. От потребителей 4 и 5 сетевая вода направляется в коллектор 3 и подогреватель смешения 2, где подогревается отработавшим паром. Из подогревателя вода поступает в сборный бак 9, откуда насосами S подается в тепловую сеть 6. При повышенном расходе тепла у потребителей вода дополнительно подогревается острым паром в пиковом подогревателе 7. Эту схему можно применять при высококачественной очистке пара от загрязнений и отсутствия требования о возврате конденсата. Если конденсат подлежит возврату в котельную, то установка выполняется с поверхностными подогревателями.

Отработавший пар для выработки электроэнергии может использоваться в турбинах мятого пара, в турбинах двойного давления, а также в теплофикационных турбинах с промежуточным подводом пара.

Рис. 1.4 - Схема использования отработавшего пара для выработки электроэнергии:

1 — производственный агрегат; 2 — пароочиститель; 3 — турбина мятого пара; 4— турбина двойного давления; 5, 6 — тепловые аккумуляторы; 7— парогенератор; 8 — теплофикационная турбина

Установки с турбиной мятого пара (рис. 1.4,а) предназначены для выработки электроэнергии только за счет отработавшего пара. В связи с тем, что возможны перерывы в поступлении отработавшего пара от производственного агрегата, тепловые аккумуляторы, особенно аккумулятор 5 должны выполнятся со значительной аккумулирующей способностью. Работа установки с турбинами двойного давления протекает в более благоприятных условиях, так как в турбину 4 (рис. 1.4,6) не зависимо от работы производственного агрегата / обеспечено непрерывное поступление пара, и аккумулятор 6 обычно в этом случае не устанавливается. Если на предприятии имеется местная ТЭЦ, отработавший пар используют в теплофикационных агрегатах (рис. 1.4,в).

Энергетическая эффективность использования отработавшего пара для выработки электроэнергии, как правило, не зависит от общей схемы энергоснабжения данного предприятия. Это обусловлено тем, что утилизационная электрогенерирующая установка замещает в общем случае соответствующую мощность конденсационной электростанции.

В связи с тем, что электроснабжение сезонного характера не имеет, а избытки выработанной электроэнергии всегда могут быть переданы в общую электросеть, это значительно облегчает круглогодичное использование отработавшего пара и делает весьма перспективными комбинированные установки для теплоснабжения и выработки электроэнергии.

По схеме комбинированного использования тепловой потребитель включается на линии между пароочистителем и турбиной. В теплоутилизационной установке (рис. 1.5) пар из парогенератора 1 поступает на производственный агрегат 3, на турбину двойного давления 12 и паровой привод питательного насоса 10. Летом отработавший пар используется в основном в турбине 12 для производства электроэнергии, зимой в теплообменнике 7 для подогрева сетевой воды.

Рис. 1.5 - Схема теплоутилизационной установки для выработки теплоэнергии и теплоснабжения:

1 — парогенератор; 2— промежуточный пароперегреватель; 3 — производственный агрегат; 4— пароочиститель; 5— тепловой аккумулятор; 6— потребители тепла; 7— теплообменник; 8— бак питательной воды; 9— химводоочистка; 10— питательный насос; 11— конденсатор; 12— турбина двойного давления

Схема дает возможность свободно перераспределять потоки отработавшего пара между электрогенерирующей установкой и тепловыми потребителями.

Рис. 1.6 - Схема комплексного использования тепла отработавшего пара летом и зимой:

1 — пароочиститель; 2 — производственный агрегат; 3 — парогенератор; 4— теплофикационная турбина; 5— потребитель электроэнергии; 6— потребитель тепла; 7— потребитель холода; 8 — конденсатор; 9 — теплообменник; 10 — абсорбционная холодильная установка; 11 — бак ниппельной воды; 12 — питательный насос

Получение холода. Потребности промышленности в холоде непрерывно возрастают. Крупными потребителями холода являются заводы химической, металлургической, пищевой и других отраслей промышленности. Холод все больше применяется в технологических процессах, для кондиционирования воздуха, получения искусственного льда, а также для процессов, связанных с низкими температурами.

Подавляющее большинство предприятий оснащено в настоящее время компрессионными холодильными машинами. Эти машины сложны и дороги, а главное — для производства холода затрачивают очень много электрической энергии. Электрическую энергию могут заменить тепловые отходы, имеющиеся в избытке почти на каждом химическом, металлургическом, нефтехимическом предприятии, т. е. как раз в тех отраслях производства, которые являются основными потребителями холода. Холод за счет тепловых отходов получают в абсорбционных холодильных машинах. Перспективным является также использование для этих целей сезонных излишков тепла ТЭЦ.

Абсорбционные холодильные машины могут устанавливаться как самостоятельные автономные установки, так и в сочетании с установками теплоснабжения и выработки электроэнергии. Применение автономных холодильных установок может быть оправданно лишь тогда, когда холодоснабжение осуществляется круглогодично. Поскольку в большинстве случаев холодоснабжение носит сезонный (летний) характер, то более рационально осуществлять комплексное использование тепла отработавшего пара (рис. 1.6). Отработавший пар от производственного агрегата 2 после пароочистителя 1 направляется в магистраль, в которую поступает также пар из промышленного отбора теплофикационной турбины 4. Из этой магистрали в летний период пар поступает в абсорбционную холодильную установку 10, снабжающую холодом потребителя 7. В зимний период включается в работу теплообменник 9 для снабжения теплом потребителя 6.

Преимуществом данной схемы является возможность эффективного круглогодичного использования отработавшего пара, а также круглогодичная работа турбины но теплофикационному циклу.

1.2 Принципиальные схемы использования теплоты производственной воды

Вода широко применяется для охлаждения конструктивных элементов огнетехнических установок, а также в производственных процессах, протекающих при низких температурах, для искусственного охлаждения технологического продукта или аппаратуры. Примерами могут служить: водяное охлаждение металлургических печей, печей химических производств; охлаждения горячей серной кислоты после контактного аппарата или конденсатора; охлаждение водой различных нефтепродуктов; охлаждение конденсаторов паровых турбин, масло- и воздухоохладителей генераторов на электростанциях, конденсаторов смешивающего типа выпарных батарей алюминиевых растворов на глиноземных заводах; охлаждение рубашек цилиндров двигателей внутреннего сгорания и т.д.

Конечная температура охлаждающей воды колеблется в интервале 293—363 К, не превышая в большинстве случаев 232—433 К.

Нагретую производственную воду можно использовать для теплоснабжения и горячего водоснабжения, агротеплофикации и для выработки электроэнергии.

Теплоснабжение. Использование нагретой производственной воды для теплоснабжения часто затруднено из-за сезонного характера отопительной нагрузки. График потребления такой воды можно несколько выровнять, внедряя горячее водоснабжение. Большие избытки неиспользованной нагретой воды, особенно в летний период, рационально утилизировать в абсорбционно-холодильных установках.

Возможным вариантом использования производственной воды для теплоснабжения является нагревание вентиляционного воздуха, поступающего в производственные помещения. Интересны комбинированные схемы, предусматривающие одновременное использование охлаждающей воды и какого-либо другого вида ВЭР, например использование тепла горячего воздуха из колчеданных печей и тепла охлаждающей воды из сернокислотных холодильников. По этой схеме (рис. 1.7) горячий воздух из валов колчеданных печей 1 с температурой 473 К используют в первой зоне теплообменника 2 для нагрева воды на нужды централизованного теплоснабжения комбината и жилого поселка. Температура горячего воздуха после теплообменников составляет 343 К. Охлаждающую воду из сернокислотных холодильников используют для восполнения утечек из тепловых сетей и покрытия нагрузок горячего водоснабжения поселка и комбината. Воду для охлаждения кислоты подают из реки в холодильники 3, в которых она нагревается до 313 К. Затем отправляют в промежуточный сборный бак 4, откуда насосом перекачивают к водоподготовительной установке 5. После очистки от механических приме сей устранения временной жесткости и деаэрации подпиточную воду подают в теплообменник 2, где она подогревается до 335 К. Подпиточную и обратную воду после смешения подают насосом во вторую зону теплообменника 2, где она подогревается до 355 К и поступает в тепловые сети.

Рис. 1.7 - Комбинированная схема использования тепла горячего воздуха охлаждающей воды

Рис. 1.8 - Принципиальные схемы использования физического тепла нагретой производственной воды для выработки электроэнергии

В рассмотренной схеме надежно обеспечено требуемое охлаждение кислоты до 308—313 К, так как режим работы сернокислотных холодильников не зависит от температурного графика регулирования тепловых сетей. В летнее время установка работает с использованием тепла только от холодильников кислоты для горячего водоснабжения.

Выработка электроэнергии. Значительные количества нагретой производственной воды на промышленных предприятиях не всегда можно использовать для теплоснабжения в связи с ограниченной потребностью в тепле и сезонным характером теплоснабжения. Иногда эффективно применять этот вид ВЭР для выработки электроэнергии.

Возможная доля годового выхода тепла нагретой воды для выработки электроэнергии почти всегда выше, чем при направлении его в систему теплоснабжения. Особенно эффективны электроэнергетические методы использования горячей воды в комплексе с другими энергоресурсами в условиях энергоснабжения промышленных предприятий по комбинированной схеме.

Рассмотрим две схемы использования нагретой воды с замкнутой циркуляцией теплоносителя (рис. 1.8). Нагретая вода от производственных охлаждаемых установок 1 поступает в испаритель 2. В испарителе поддерживается давление ниже давления насыщения при температуре теплоносителя. Благодаря этому часть воды испаряется, и полученный насыщенный пар поступает по схеме а в первую ступень конденсационной турбины 3. Сконденсированный в конденсаторе 4 пар и оставшаяся после испарения вода насосами 5 подаются снова на производственные охлаждаемые установки. Этими установками могут быть агрегаты, имеющие систему охлаждения конструктивных элементов, а также оборудование для охлаждения производственных отходов и технологической продукции. Для сооружения установки по схеме а требуется специальная утилизационная турбина низкого давления с соответственным комплексом сооружений систем водоснабжения, электрического оборудования, зданий и прочих устройств, а также персонал для обслуживания турбоагрегатов и связанных с ним вспомогательных устройств. Более простыми в сооружении, с минимальными капитальными затратами и эксплуатационными расходами являются установки, выполненные по схеме б. В этом случае предполагается размещение испарителей непосредственно на заводской ТЭЦ и подача вторичного пара в часть низкого давления теплофикационной турбины с промежуточным впуском пара 6 [1].

2. Расчет теплообменника

2.1 Тепловая нагрузка холодильника

Тепловая нагрузка аппарата определяем по формуле:

 = G1 ⋅ (qTвх – qТвых)

где qTвх; qТвых – энтальпия керосинового дистиллята при температуре входа и выхода соответственно, определяется по таблицам приложения 2 [2].

 кДж/ч = 1289 кВт.

2.2 Массовый и объемный расход воздуха

Из уравнения теплового баланса холодильника

,

где G1 – производительность аппарата, кг/час;

qTвх; qТвых – энтальпия конденсата при температуре входа и выхода соответственно, кДж/кг;

G2 – количество необходимого воздуха, кг/час;

С’’р, С’р – теплоемкость воздуха при начальной (Т’’2, °С) и конечной температуре (Т’2, °С), кДж/кг⋅К.

Объемный секундный расход воздуха:

,

Где ρв – плотность воздуха при его начальной температуре, кг/м3, определяется по табл. 2.1 [2].

 (м3/с).

Для проектируемого аппарата выбираем осевой вентилятор ЦАГИ УК-2М, с регулируемым углом установки наклона лопастей [2].

2.3 Характеристика труб

Для холодильника выбираем оребренные биметаллические трубы. Отечественная промышленность выпускает оребренные трубы для воздушных холодильников длиной 4 и 8 м. для дальнейшего расчета принимаем трубы длиной 4 м. материал внутренней трубы – латунь ЛО-70-1. Материал оребрения – алюминиевый сплав АД1М. количество ребер, приходящихся на 1 м трубы, Х=286. Коэффициент оребрения φ=9.

Для сравнения для гладких труб принимается тот же материал, что и у оребренных.

2.4 Коэффициент теплоотдачи со стороны керосинового дистиллята

Коэффициент теплоотдачи со стороны керосинового дистиллята будет одинаков для оребренных и гладких труб.

Средняя температура керосинового дистиллята в АВО:

.

Коэффициент теплопроводности:

Вт/(м·К),

Вт/(м·К).

Теплоемкость:

кДж/(кг·К),

кДж/(кг·К).

Относительная плотность:

,

Кинематическую вязкость принимаем по практическим данным [2]:

м2/с.

Минимальная скорость движения керосинового дистиллята, при которой обеспечивается устойчивый турбулентный поток (Re=104):

 м/с.

Для проектируемого холодильника выбираем м/с >. Тогда

.

Re > 104, коэффициент теплоотдачи со стороны керосинового дистиллята:

 Вт/(м2·К),

Где - критерий Прандтля при температуре Тср1=356 К,

- критерий Прандтля при температуре стенки трубы со стороны керосинового дистиллята Тω1,

 - поправочный коэффициент, учитывающий отношение длины трубы к ее диаметру. Для нашей трубы =1.

Находим критерий Прандтля при температуре Тср1=356 К:

.

Предварительно принимаем температуру стенки трубы со стороны керосинового дистиллята Тω1=354 К. определяем критерий Прандтля при этой температуре:

.

Коэффициент теплоотдачи со стороны керосинового дистиллята:

 Вт/(м2·К).

2.5 Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха в случае применения гладких труб

Скорость воздушного потока в сжатом сечение:

 м/с,

где VД – действительный секундный расход воздуха из паспорта на вентилятор, м3/с,

Fс – площадь сжатого сечения в пучке труб, через которое проходит воздух, (подробно рассчитывается в [2]), м2.

Средняя температура воздуха:

.

Кинематическую вязкость воздуха принимаем по [2]:

м2/с.

Величина критерия Рейнолдса:

.

Коэффициент теплоотдачи:

 Вт/(м2·К),

где =1 - поправочный коэффициент, учитывающий угол атаки;

λ =0,0273 Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности воздуха при его средней температуре [2].

 Вт/(м2·К).

2.6 Расчет коэффициента теплопередачи для пучка гладких труб

Для биметаллических труб и загрязненной поверхности теплообмена:

, Вт/(м2·К),

где - тепловое сопротивление внутреннего слоя загрязнения, 0,00035 (м2·К)/Вт [2],

 - тепловое сопротивление латунной стенки, 0,000022 (м2·К)/Вт [2],

 - тепловое сопротивление алюминиевой трубы, 0,000073 (м2·К)/Вт [2],

 - тепловое сопротивление наружного слоя загрязнения, 0,00060 (м2·К)/Вт [2],

 Вт/(м2·К).

2.7 Расчет среднего температурного напора

Средний температурный напор определяется по методу Белоконя [2]:

 - соответственно большая и меньшая разность температур, определяемая по формулам:

,

,

Где - разность среднеарифметических температур горячего и холодного теплоносителей

,

А ΔТ – характеристическая разность температур:

,

где ΔТ1 – перепад температур в горячем потоке;

ΔТ2 – перепад температур в холодном потоке;

Р – индекс противоточности.

ΔТ1=393-343=50 К

ΔТ2 =315-295=20 К

К

К

К,

К,

К.

Температура стенки трубы со стороны керосинового дистиллята:

К,

Найденная температура близка к ранее принятой.

2.8 Расчет коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании воздухом пучка оребренных труб

Коэффициент теплоотдачи при спиральном оребрении труб:

,

где - коэффициент теплопроводности воздуха при его средней температуре, Вт/(м·К) [2];

 - скорость воздушного потока в сжатом сечении одного ряда труб оребренного пучка, м/с [2];

 - динамическая вязкость воздуха при средней температуре, Па·с [2];

Pr – критерий Прандтля при средней температуре [2];

 - средняя толщина ребра, м [2].

Подставив значения всех величин:

 Вт/(м2·К).

2.9 Расчет приведенного коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха в случае пучка оребренных труб

Приведенный коэффициент теплоотдачи для круглых ребер:

,

где Fр – поверхность ребер, приходящаяся на 1 м длины трубы, м2/м [2];

Fn – полная наружная поверхность 1 м трубы, м2/м [2];

Е – коэффициент эффективности ребра, учитывающий понижение температуры по мере удаления от основания, находится по рис. 2.6 [2];

 - коэффициент, учитывающий трапецивидную форму сечения ребра, определяется по рис. 2.7 [2];

 - экспериментальный коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра;

 - тепловое сопротивление загрязнения наружной поверхности трубы, 0,0006 м2·К/Вт.

 Вт/(м2·К).

2.10 Расчет коэффициента теплопередачи для пучка оребренных труб

Ведем расчет на единицу гладкой поверхности трубы по [2]:

, Вт/(м2·К),

где Fст - поверхность гладкой трубы по наружному диаметру, приходящаяся на на 1 м ее длины. Все остальные величины и обозначения см. выше.

 Вт/(м2·К).

Можно сделать вывод о том, что при прочих равных условиях оребрение гладкой поверхности трубы со стороны воздуха приводит к значительному увеличению коэффициента теплопередачи.

2.11 Расчет поверхности теплообмена холодильника

.

Количество труб

.

В случае отсутствия оребрения:

.

Количество труб

.

2.12 Расчет аэродинамического сопротивления пучка труб

Аэродинамическое сопротивление пучка труб определяется по формуле:

где ρв – плотность воздуха при его начальной температуре, кг/м3;

Wуз – скорость воздуха в узком сечении трубного пучка, 10,6 м/с;

nв – число горизонтальных рядов труб в пучке (по вертикали);

dн = 0,028 м – наружный диаметр трубы;

Sр = 0,0035 м – шаг ребер.

Рисунок 2.1 – Оребренная биметаллическая труба

Критерий Рейнольдса, отнесенный к диаметру труб dн, определяется по формуле:

где νср – кинематическая вязкость воздуха при средней температуре воздуха, м2/с.

;

Па.

2.13 Расчет мощности электродвигателя к вентилятору

Мощность, потребляемая вентилятором, находится по формуле:

,

где η – к.п.д. вентилятора, принимается в пределах η = 0,62 – 0,65.

 кВт.

При подборе электродвигателя расчетную мощность следует увеличить на 10 % для обеспечения пуска двигателя. Поэтому действительная мощность двигателя:

Nэ.д.=1,1·N;

Nэ.д.=1,1·10,6= 11,7 кВт.

3. Тепловой и эксергетический балансы холодильника

3.1 Тепловой баланс аппарата

Тепловой баланс аппарата:

,

Где - количество тепла, поступающего в АВО с керосиновым дистиллятом,

- количество тепла, уходящего с керосиновым дистиллятом, находятся по формулам:

 кДж/ч,

, кДж/ч.

где - количество тепла, приходящее и уходящее с воздухом:

кДж/ч,

кДж/ч,

,

.

Тепловой баланс сошелся.

Тепловая диаграмма представлена на рисунке 2.2.

Рис. 2.2 – Тепловая диаграмма АВО

3.2 Эксергетический баланс потоков

Эксергетический баланс теплообменника:

,

где , кВт – уменьшение эксергии горячего теплоносителя,

, кВт – увеличение эксергии холодного теплоносителя.;

 - потери эксергии, кВт.

Эксергия нагреваемого потока рассчитывается следующим образом:

 кВт,

 кВт.

 кВт.

Эксергия охлаждаемого потока:

 кВт,

 кВт,

кВт.

Потери эксергии в АВО:

 кВт.

Эксергетический КПД АВО:

.

Эксергетическая диаграмма представлена на рис. 2.3.

Рис. 2.3 – Эксергетическая диаграмма

Список использованных источников

1 Латыпов Р.Ш., Шарафиев Р.Ф. Техническая термодинамика и энерготехнология химических производств. – М.: Энергоатомиздат. – 1995. – 344 с.

2 Кузнецов А.А., Кагерманов С.М., Судаков Е.Н. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. Ленинград.: Химия. – 1974. – 344 с.