

Министерство высшего и среднего специального
образования Республики Узбекистан

Ташкентский государственный технический университет
им. Абу Райхана Беруни

**ЭКСПЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ,
КАСКАДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ИХ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

Методическое пособие по практическим занятиям
(для магистров специальности 5А520711 «Машины и
агрегаты холодильной и криогенной техники, систем
кондиционирования»)

Ташкент 2007

Составители: С.Г. Закиров, К.Ф. Каримов.

Эксергетический анализ двухступенчатых, каскадных холодильных установок и их теплообменных аппаратов. Методическое пособие по практическим занятиям. / Сост. С.Г. Закиров, К.Ф. Каримов. Ташкент. ТашГТУ; 2007. 28 с.

Настоящее методическое пособие составлено в соответствии с учебным планом специальности 5А520711, утвержденным в 05.07.2002 г.

В пособии рассматриваются вопросы эксергетического метода термодинамического анализа пароконденсационных холодильных установок и их испарителей, а также конденсаторов.

В работе использованы результаты научно-исследовательских испытаний, выполненных сотрудниками кафедры «Технологические машины и оборудования» по гранту Ф-2.3.5 Центра по науке и технологиям РУз.

Печатается по решению научно-методического совета

ТашГТУ.

Рецензенты: проф. Нурмухамедов Х.С., (ТХТИ)
 проф. Цоколаев И.Б., (ТашГТУ)

1. МЕТОДИКА АНАЛИЗА ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

На рис. 1 показаны принципиальная схема и процесс в T, s -диаграмме двухступенчатой холодильной установки с двумя ступенями испарения. Установка вырабатывает холод двух различных параметров при T'_0 и T''_0 .

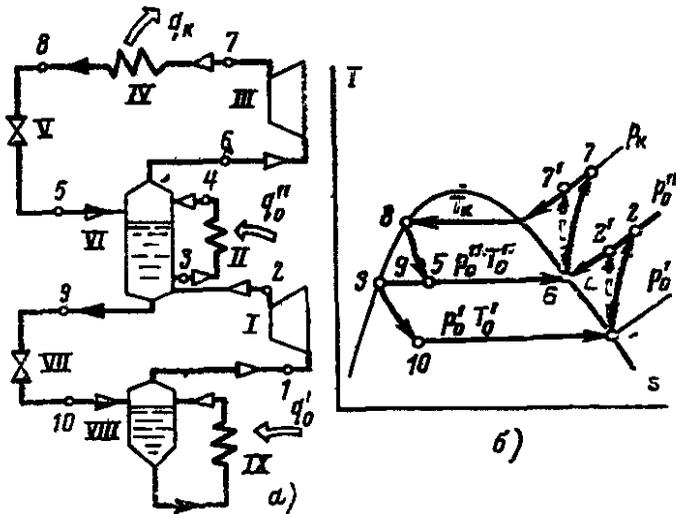


Рис. 1. Принципиальная схема (а) и процесс работы на T, s -диаграмме (б) с

Тепло q'_0 при более низкой температуре T'_0 подводится в испаритель нижней ступени IX, откуда рабочий агент в состоянии 1 при давлении p'_0 и

температуре T'_0 поступает в компрессор I нижней ступени и сжимается в нем до давления p''_0 , равного рабочему давлению p''_0 в испарителе II верхней ступени. Пар из компрессора нижней ступени в состоянии 2 попадает в промежуточный сосуд VI, где он охлаждается вследствие теплообмена с жидким хладагентом. Жидкий хладагент из промежуточного сосуда в состоянии 3 поступает в испаритель верхней ступени, а пар из испарителя в состоянии 4 возвращается в промежуточный сосуд, откуда в состоянии 6 подается в компрессор II верхней ступени и сжимается в нем до давления p_k и в состоянии 7 поступает в конденсатор IV, где конденсируется за счет отвода тепла q_k во внешнюю среду. Жидкий хладагент из конденсатора в состоянии 8 поступает в дроссельный вентиль V верхней ступени и после дросселирования в состоянии 5 - в промежуточный сосуд, откуда выходит двумя потоками. Один поток (точка 3), как уже было указано, попадает в испаритель II верхней ступени. Второй (точка 9) - в дроссельный вентиль VII нижней ступени, а из него через сепаратор VIII - в испаритель IX нижней ступени.

Для расчета установки должны быть заданы или выбраны:

1) расчетные холодопроизводительности нижней Q'_0 и верхней ступеней Q''_0 ;

- 2) температуры испарения нижней t_o' и верхней ступеней t_o'' ;
- 3) температура конденсации t_k ;
- 4) хладагент;
- 5) схема установки.

Предварительно оценивают индикаторные (адиабатные) η_i и электромеханические $\eta_{эм}$ КПД компрессоров. Наносят процесс работы установки на термодинамическую диаграмму.

Расчетная температура испарения в испарителе нижней ступени

$$t_o = t_{u2} - \Delta t_u \quad (1.1)$$

Удельная нагрузка испарителя

$$q_o = i_1 - i_2 \quad (1.2)$$

Расход рабочего агента, тепловая нагрузка отдельных аппаратов и энергетическая эффективность двухступенчатой холодильной установки рассчитываются по следующим формулам:

расход хладагента через испаритель и компрессор нижней ступени

$$G' = Q_o' / (i_1 - i_9) \quad (1.3)$$

расход хладагента через испаритель верхней ступени

$$G'' = Q_o'' / (i_4 - i_3) \quad (1.4)$$

расход хладагента через компрессор верхней

ступени

$$G = G'(i_2 - i_9)/(i_6 - i_8) + G''(i_4 - i_3)/(i_6 - i_8) \quad (1.5)$$

в частном случае при отсутствии испарителя верхней ступени $Q''_0 = 0$ и $G'' = 0$;

расчетная тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_k = G(i_7 - i_8) \quad (1.6)$$

объемные производительности компрессоров нижней и верхней ступеней

$$V'_0 = G'v_{1'}; V''_0 = Gv_B \quad (1.7)$$

Удельная внутренняя работа компрессора

$$l_B = i_2 - i_1 \quad (1.8)$$

мощности компрессоров нижней и верхней ступеней при отсутствии охлаждения

$$N'_3 = G'(i_2 - i_1)/\eta_{ЭМ} \quad (1.9)$$

$$N''_3 = G(i_7 - i_6)/\eta_{ЭМ} \quad (1.10)$$

коэффициент полезного действия установки при расчетном режиме

$$\eta_{\varepsilon,p} = \frac{\sum \varepsilon_u Q_0}{(N'_3 + N''_3)} = \frac{\sum Q_{e,u}}{(N'_3 + N''_3)}, \quad (1.11)$$

где ε_u — удельный расход электроэнергии на выработку холода в идеальном цикле.

При температуре окружающей среды, равной температуре воды на входе в конденсатор, коэффициент

работоспособности по $T_{н.ср}$

$$(\tau_q) = 1 - (T_{o.c}/T_{н.ср}) \quad (1.12)$$

Коэффициент полезного действия установки по затратам электроэнергии на компрессор

$$\eta_e = \frac{q_0(\tau_q)_н}{l_{км}} \quad (1.13)$$

Значения удельных эксергий хладагента в характерных точках процесса могут быть определены по e, i - диаграмме или по формуле

$$e = i - i_{o.c} - T_{o.c}(s - s_{o.c}) = i - T_{o.c}s - (i_{o.c} - T_{o.c}s_{o.c}) \quad (1.14),$$

где $i_{o.c}, s_{o.c}$ - энтальпия и энтропия аммиака при параметрах окружающей среды $T_{o.c}$ и $p_{o.c}$.

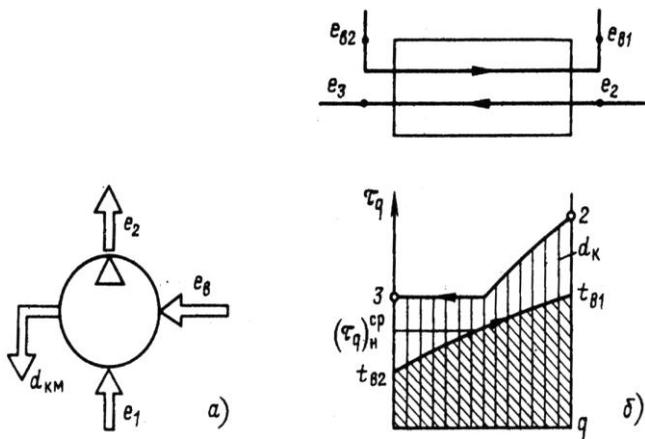


Рис. 2. Потери эксергии в компрессоре и конденсаторе: а) в компрессоре; б) в конденсаторе

Удельное количество эксергии, подведенное к установке, по измерениям на зажимах электродвигателя компрессоров

$$e'_{\text{ВХ}} = N'_{\text{Э}}/G' \quad (1.15)$$

$$e''_{\text{ВХ}} = N''_{\text{Э}}/G'' \quad (1.16)$$

Электрохимические потери эксергии

$$d'_{\text{ЭМ}} = e'_{\text{ВХ}} - e'_{\text{ВХ}}\eta'_{\text{ЭМ}} = e'_{\text{ВХ}}(1 - \eta'_{\text{ЭМ}}) \quad (1.17)$$

$$d''_{\text{ЭМ}} = e''_{\text{ВХ}} - e''_{\text{ВХ}}\eta''_{\text{ЭМ}} = e''_{\text{ВХ}}(1 - \eta''_{\text{ЭМ}}) \quad (1.18)$$

Удельная эксергия, подводимая к компрессорам

$$e'_{\text{В}} = e'_{\text{ВХ}} - d'_{\text{ЭМ}} \quad (1.19)$$

$$e''_{\text{В}} = e''_{\text{ВХ}} - d''_{\text{ЭМ}} \quad (1.20)$$

Внутренние потери эксергии в компрессорах (рис. 2,а)

$$d'_{\text{КМ}} = e'_{\text{В}} - (e_2 - e_1) = \eta'_{\text{ЭМ}} e'_{\text{ВХ}} + e_1 - e_2 \quad (1.21)$$

$$d''_{\text{КМ}} = e''_{\text{В}} - (e_7 - e_8) = \eta''_{\text{ЭМ}} e''_{\text{ВХ}} + e_7 - e_8 \quad (1.22)$$

Потери эксергии в конденсаторе (рис. 2,б): эксергия, отданная хладагентом

$$\nabla e_{2-3} = e_7 - e_8 \quad (1.23)$$

эксергия, полученная охлаждающей водой,

$$\Delta e_{88-87} = q_k (\tau_q)_H^{cp} \quad (1.24)$$

где

$$\Delta e_{88-87} = 1 - \left(T_{o.c} / T_8^{cp} \right) \quad (1.25)$$

потери эксергии вследствие необратимого теплообмена

$$d_{k.T} = \Delta e_{7-8} - \Delta e_{88-87} \quad (1.26)$$

(КПД конденсатора $\eta_k = \Delta e_{88-87} / \Delta e_{7-8}$).

Так как эксергия охлаждающей воды после конденсаторов компрессионных установок обычно не используется, то суммарные потери эксергии в конденсаторе составят

$$d_k = d_{k.T} + \Delta e_{88-87} \quad (1.27)$$

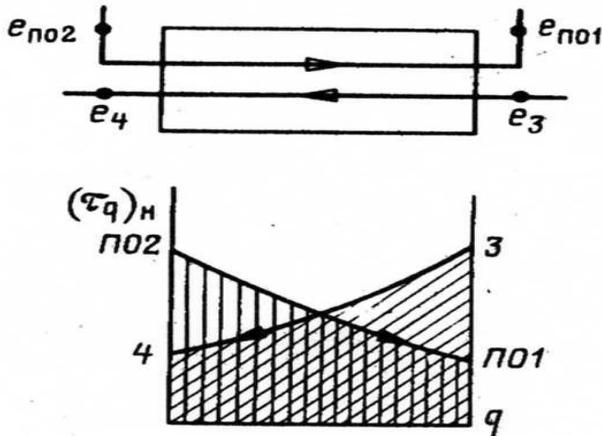


Рис. 3. Потери эксергии в охладителе

Потери эксергии в охладителе (рис. 3): эксергия, отданная хладагентом,

$$\nabla e_{3-4} = e_3 - e_4 \quad (1.28)$$

эксергия, полученная артезианской водой,

$$\Delta e_{no2-1} = q_{no} \cdot (\tau_q)_H^{cp}, \quad (1.29)$$

где $(\tau_q)_H^{cp} = 1 - \left(T_{o.c} / T_{no1-2}^{cp} \right)$ (1.30)

$$t_{no1} = t_{no2} + \Delta t_{no} \quad (1.31)$$

$$T_{no1-2}^{cp} = \frac{t_{no1} + t_{no2}}{2} + 273 \quad (1.32)$$

баланс эксергии в охладителе

$$e_3 + e_{no2} = e_4 + e_{no1} + d_{no} \quad (1.33)$$

Потери эксергии в охладителе

$$d_{no} = e_3 - e_4 + e_{no2} - e_{no1} = \Delta e_{3-4} + e_{no2-1} \quad (1.34)$$

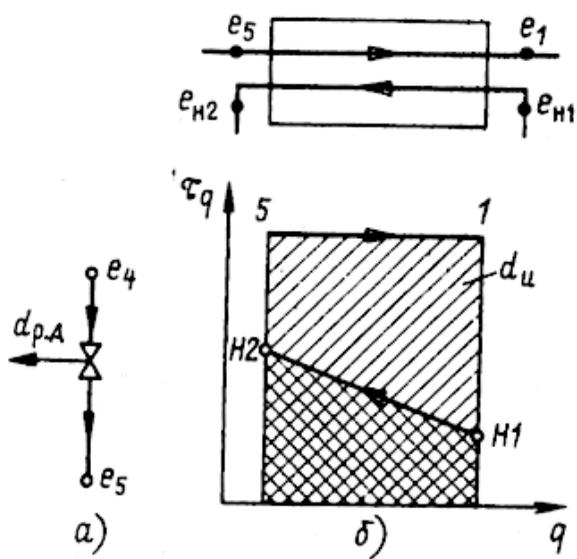


Рис.4. Потери эксергии в дросселе и

Потери эксергии в регулирующих клапанах (дросселях): (рис. 4, а)

$$d'_{рв} = e_8 - e_9 \quad (1.34)$$

$$d''_{рв} = e_3 - e_{10} \quad (1.35)$$

КПД дросселя:

а) на основе абсолютных значений

$$\eta'_{др} = e_9 / e_8; \eta''_{др} = e_{10} / e_3 \quad (1.36)$$

б) по разности эксергии

$$\eta'_{др} = (e_9 - e_6) / (e_8 - e_6); \eta''_{др} = (e_{10} - e_1) / (e_3 - e_1) \quad (1.37)$$

Потери эксергии в испарителе (рис. 4, б)

эксергия отданная парами хладагента (аммиака),

$$\nabla e_{3-1} = e_3 - e_6 \quad (1.38)$$

$$\nabla e_{10-1} = e_{10} - e_1; \quad (1.39)$$

эксергия полученная жидким хладоносителем,

$$\Delta e_{H2-1} = e_{H2} - e_{H1} = q_0 (\tau_q)_H^{cp} \quad (1.40)$$

потери эксергии вследствие необратимого теплообмена

$$d_{и} = \nabla e_{3-6} - \Delta e_{H2-1} \quad (1.41)$$

$$\eta_{и} = \Delta e_{H2-1} / \nabla e_{3-6} \quad (1.42)$$

Коэффициент полезного действия компрессоров

$$\eta'_{км} = \Delta e_{2-1} / e'_в \quad (1.43)$$

$$\eta''_{км} = \Delta e_{7-6} / e''_в \quad (1.44)$$

Коэффициент полезного действия установки

$$\eta'' = e_0 / e_{вх} \quad (1.45)$$

В том случае, когда разность температур нижней и верхней ступеней испарения невелика, а нижняя ступень

испарения должна работать, не постоянно, а эпизодически, для удешевления и упрощения установки иногда устанавливают в нижнюю ступень компрессор струйного типа.

При работе на аммиаке NH_3 и на некоторых фреонах двухступенчатые компрессионные холодильные установки применяются обычно в диапазоне температур испарения нижней ступени $-30^\circ\text{C} > t'_0 > -60^\circ\text{C}$. При более низких температурах испарения применяются трехступенчатые, каскадные и регенеративные на смесях холодильные установки.

2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

На рис. 5 показаны принципиальная схема и процесс на T, s -диаграмме двухступенчатой теплонасосной установки с двумя ступенями конденсации.

Тепло Q_0 от теплоотдатчика вводится в установку на температурном уровне T_0 и выводится из установки на двух разных температурных уровнях: T'_k в количестве Q'_k и T''_k в количестве Q''_k .

Расход рабочего агента, тепловая нагрузка отдельных аппаратов и энергетическая эффективность двухступенчатой теплонасосной установки

рассчитываются, как в рефрижераторных установках.

Общий КПД двухступенчатой теплонасосной установки при расчетном режиме

$$\eta_{eTH} = \frac{\sum \dot{Q}_e}{\sum \dot{Q}_e} = \frac{\sum \dot{Q}_e}{\sum \dot{Q}_e} \quad (2.1)$$

где \dot{Q}_e —удельный расход электрической энергии на

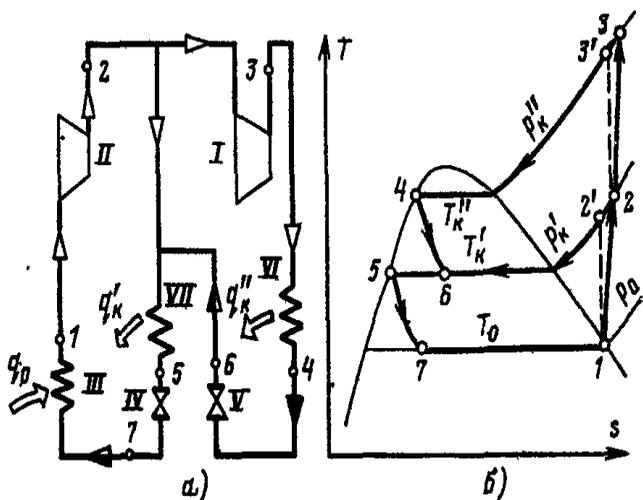


Рис. 5. Схема двухступенчатой компрессионной теплонасосной установки (а) и процесс ее работы на T, s -диаграмме (б). I, II - компрессоры верхней и нижней ступеней; III - испаритель; IV, V - дроссельные вентиля; VI - конденсатор; VII - дроссельный вентиль; VIII - конденсатор. Трансформация тепла в идеальном цикле.

3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КАСКАДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Для получения более низких температур с

помощью парожидкостных циклов могут быть применены каскадные холодильные установки.

Для иллюстрации на рис. 6 показаны принципиальная схема однокаскадной рефрижераторной установки (а) и процесс ее работы на T, s -диаграмме (б)

Примечание. В дальнейшем используется традиционная терминология, т. е. каждая ступень такой установки называется каскадом. Любой каскад представляет собой последовательность ступеней. Отдельную ступень, строго говоря, называть каскадом нельзя.

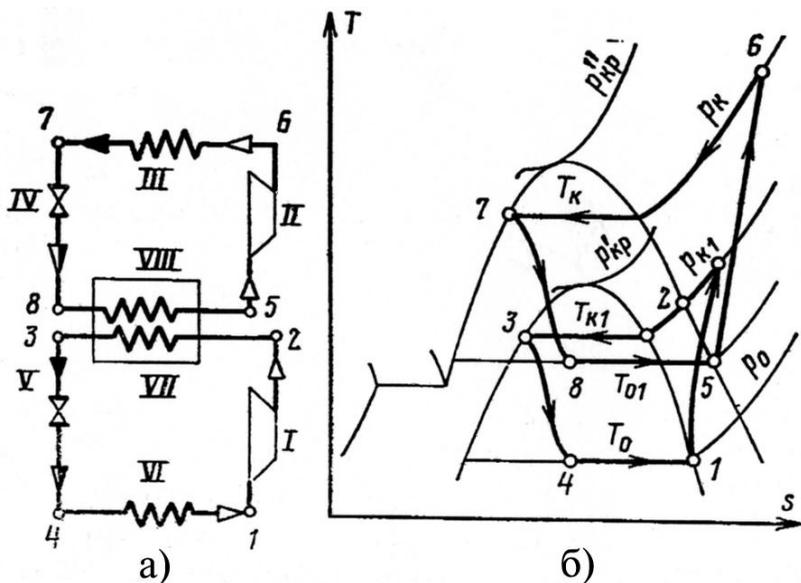


Рис. 6. Однокаскадная холодильная установка. *I, II* — компрессоры нижней и верхней ступеней каскада; *III, VII* — конденсаторы верхней и нижней ступеней;

Конденсатор нижней ступени каскада и испаритель верхней совмещены в одном аппарате. Тепло, подведенное от теплоотдатчика в испарителе *VI* на температурном уровне T_0 , с помощью цикла *1-2-3-4* трансформируется на более высокий температурный уровень $T_{к1}$ и передается через конденсатор и испаритель *VII* и *VIII* хладагенту в верхней ступени каскада. Из-за конечной разности температур $\Delta T = T_{к1} - T_{01}$ в

конденсаторе-испарителе тепло поступает в испаритель верхней ступени каскада на температурном уровне $T_{01} < T_{к1}$.

В верхней ступени каскада тепло трансформируется с помощью цикла 5-6-7-8 на более высокий температурный уровень и передается через конденсатор III окружающей среде.

На практике находят применение не только однокаскадные, но и многокаскадные холодильные установки. Для каждой ступени каскада может быть использован наиболее благоприятный для данного уровня температур испарения и конденсации хладагент из условия обеспечения экономичной и надежной работы установки. Хладагенты можно подобрать таким образом, чтобы в испарителе каждой ступени каскада давление p_0 немного превышало 0,1 МПа, что исключит подсос воздуха в систему, а критическая температура агента $T_{кр}$ значительно превышала температуру конденсации, что снизит необратимые потери в процессах сжатия и дросселирования. Например, в однокаскадной холодильной установке для получения температуры испарения $t_0 = -100^\circ\text{C}$ можно применить в качестве хладагента для нижней ступени каскада этилен C_2H_4 , у которого $t_s = -104^\circ\text{C}$ и $t_{кр} = 9,5^\circ\text{C}$, а для верхней ступени каскада фреон R-12, у которого $t_s = -30^\circ\text{C}$ и $t_{кр} =$

112°C. В качестве хладагента для нижней ступени каскада обычно применяют фреон R-13, R-14, R-23, этан C_2H_6 , этилен C_2H_4 , дифторэтилен $C_2H_2F_2$ и др. Верхняя ступень каскада работает на аммиаке NH_3 , фреоне R-12, R-22, R-115 и др. Фреоны R-12, R-13, R-22, R-115 являются озonoактивными, их альтернативами в настоящее время могут служить соответственно R-134a, R-23, R-410A, R-125. Основное преимущество каскадных установок по сравнению с многоступенчатыми компрессионными заключается в возможности работы в больших интервалах температур. Эти интервалы для компрессионных установок, работающих на одном хладагенте во всех ступенях, ограничены интервалом между критической и нормальной температурами $t_{кр}-t_a$, который для подавляющего большинства хладагентов не превышает 80–40°C. С помощью каскадных установок можно осуществлять теплоподъем, значительно превышающий этот интервал. Вместе с тем использование каскадных установок ограничено снижением их эффективности при низких T_o , обусловленным возникновением дополнительных потерь эксергии. Первая из этих потерь связана с необратимостью теплообмена между ступенями каскада, возникающими в аппаратах испаритель-конденсатор. Чем больше каскадов и чем ниже температуры, при

которых происходит теплообмен, тем больше при прочих равных условиях эти потери (их значение пропорционально Δt_e в теплообменниках). Вторая потеря определяется понижением КПД компрессоров нижних ступеней каскада при работе в условиях низких температур. В этих условиях тепло, выделяемое при сжатии, не отводится наружу, а напротив, тепло из окружающей среды проникает в компрессор. Такие потери существуют и в компрессорах нижних ступеней многоступенчатых установок.

Эти потери можно снизить, если поднять посредством регенерации тепла температуру начала сжатия в компрессоре до уровня, близкого к $T_{o.c}$. Однако такой метод существенно усложнит каскадную установку и превратит ее нижние ступени в газожидкостную установку.

Представим последовательность эксергетического анализа каскадных холодильных установок. В качестве хладагента используется диоксид углерода (R744), а в верхней - аммиак (R717).

Температура испарения аммиака в верхней ступени

$$t_0 = t_K^{R744} - (5 \div 10)^\circ C \quad (3.1)$$

Удельная массовая холодопроизводительность нижней ветви каскада

$$q_0^H = i_1 - i_4 \quad (3.2)$$

Удельная массовая холодопроизводительность верхней ветви каскада:

$$q_0^H = i_5 - i_8 \quad (3.3)$$

Испаритель верхней ветви каскада отводит от рабочего вещества нижней ветви каскада удельную массовую теплоту

$$q_0^H = i_2 - i_3 \quad (3.4)$$

Массовый расход рабочего вещества нижней ветви каскада

$$G_a^H = Q_o / q_o \quad (3.5)$$

Массовый расход аммиака, приходящийся на 1 кг углекислого газа:

$$\mu = q^H / q_o^g \quad (3.6)$$

Массовый расход рабочего вещества верхней ветви каскада

$$G_a^g = \mu G_a^H \quad (3.7)$$

Объемная производительность компрессоров нижней и верхней ветви каскада

$$v_0^H = G_a^H \cdot v_1 \quad (3.8)$$

$$v_0^g = G_a^g \cdot v_5 \quad (3.9)$$

Изоэнтروпная мощность компрессоров нижней и верхней ветвей каскада:

$$N_S^H = G_a^H \cdot l_S^H = G_a^H (i_2 - i_1) \quad (3.10)$$

$$N_s^g = G_a^g \cdot l_s^g = G_a^g (i_6 - i_5) \quad (3.11)$$

Теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon_T = \frac{Q_o}{N_s^H + N_s^g} \quad (3.12)$$

При температуре окружающей среды, равной температуре воды на входе в конденсатор, коэффициент работоспособности по $T_{к.ср}$

$$(\tau_q)_H = 1 - \frac{T'_e}{T_{н.ср}} \quad (3.13)$$

Коэффициент полезного действия установки по затратам электроэнергии на компрессоры

$$\eta_c = \frac{q_o(\tau_q)_H}{l_s^H + l_s^g} \quad (3.14)$$

Удельное количество эксергии, подведенной к установке, по измерениям на зажимах электродвигателя компрессоров

$$e_{\text{ex}} = e_{\text{ex}}^H + e_{\text{ex}}^g = N_s^H / G_a^H + N_s^g / G_a^g \quad (3.15)$$

Электромеханические потери эксергии

$$d_{\text{эм}}^H = e_{\text{ex}}^H - e_{\text{ex}}^H \eta_{\text{эм}} = e_{\text{ex}}^H (1 - \eta_{\text{эм}}^H) \quad (3.16)$$

$$d_{\text{эм}}^g = e_{\text{ex}}^g - e_{\text{ex}}^g \eta_{\text{эм}} = e_{\text{ex}}^g (1 - \eta_{\text{эм}}^g) \quad (3.17)$$

Удельные эксергии, подводимые к компрессорам

$$e_{\text{ex}}^H = e_{\text{ex}}^H - d_{\text{эм}}^H \quad (3.18)$$

$$e_{\text{ex}}^g = e_{\text{ex}}^g - d_{\text{эм}}^g \quad (3.19)$$

Внутренние потери эксергии в компрессорах

$$d_{\text{км}}^H = e_{\text{ex}}^H - (i_2 - i_1) = \eta_{\text{эм}}^H e_{\text{ex}}^H + e_1 - e_2 \quad (3.20)$$

$$d_{KM}^g = e_8^g - (i_6 - i_5) = \eta_{\text{ЭМ}}^g e_{\text{вх}}^g + e_5 - e_6 \quad (3.21)$$

$$\eta_{KM}^H = \frac{e_2 - e_1}{e_8^H} \quad (3.22)$$

$$\eta_{KM}^g = \frac{e_6 - e_5}{e_8^g} \quad (3.23)$$

Потери эксергии в конденсаторе:

эксергия, отданная хладагентом

$$\nabla e_{6-7} = e_6 - e_7 \quad (3.24)$$

эксергия, полученная охлаждающей водой

$$\Delta e_{\text{в7-в6}} = q_k (\tau_q)_H^{\text{CP}} \quad (3.24)$$

где $(\tau_q)_H^{\text{CP}} = 1 - \frac{T_6^1}{T_6^{\text{CP}}}$

потери эксергии вследствие необратимого теплообмена

$$d_{k.m} = \nabla e_{6-7} - \Delta e_{\text{в7-в6}} \quad (3.25)$$

КПД конденсатора

$$\eta_{k8} = \frac{\Delta e_{\text{в7-в6}}}{\nabla e_{6-7}} \quad (3.26)$$

Потери эксергии в регулирующих клапанах

$$d_{p8}^H = e_3 - e_4 \quad (3.27)$$

$$d_{p8}^g = e_7 - e_8 \quad (3.28)$$

КПД дросселей

а) на основе абсолютных значений

$$\eta_{dp}^H = \frac{e_4}{e_3} \quad (3.29)$$

$$\eta_{\text{оп}}^{\text{с}} = \frac{e_8}{e_7} \quad (3.30)$$

б) по разности эксергии

$$\eta_{\text{оп}}^{\text{н}} = \frac{\Delta e_{\text{T}}}{\Delta e_{\text{p}}} = \frac{e_4 - e_1}{e_3 - e_1} \quad (3.31)$$

$$\eta_{\text{оп}}^{\text{с}} = \frac{e_8 - e_5}{e_7 - e_5} \quad (3.32)$$

Потери эксергии в испарителе нижней ветви:

эксергия, отданная хладагентом (диоксидом углерода)

$$\nabla e_{4-1} = e_4 - e_1 \quad (3.33)$$

эксергия, полученная хладоносителем

$$\Delta e_{\text{н}2-1} = e_{\text{н}2} - e_{\text{н}1} = q_{\text{о}}^{\text{н}} (\tau_q)_{\text{н}}^{\text{ср}} \quad (3.34)$$

где $(\tau_q)_{\text{н}}^{\text{ср}} = 1 - \frac{T_{\text{о.с.}}}{T_{\text{s}}^{\text{ср}}}$

потери эксергии вследствие необратимого теплообмена

$$d_u = \nabla e_{5-1} - \Delta e_{\text{н}2-1} \quad (3.35)$$

$$\eta_u = \frac{\Delta e_{\text{н}2-1}}{\nabla e_{4-1}} \quad (3.36)$$

Коэффициент полезного действия каскадной установки

$$\eta'' = \Delta e_{\text{н}2-1} / e_{\text{вх}} \quad (3.37)$$

4. МЕТОДИКА АНАЛИЗА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Одним из перспективных путей создания эффективных компактных теплообменников является применение высокоэффективных поверхностей теплообмена, использование современных методов интенсификации теплообмена в каналах теплообменных аппаратов. Поэтому проблема обоснованного выбора высокоэффективных поверхностей теплообмена является одной из актуальнейших.

Непрерывно возрастает число публикаций по исследованиям интенсификации теплообмена. Однако результаты этих исследований часто противоречивы, предлагаемые в них методы интенсификации не всегда технологичны или эффективны. Во многих случаях выбор метода интенсификации не обоснован и носит случайный характер.

Такое положение чрезвычайно затрудняет обоснованный выбор эффективных поверхностей теплообмена так же, как и саму оценку различных методов интенсификации теплообмена.

Среди способов интенсификации теплообмена трубы, имеющие кольцевые турбулизаторы, хорошо зарекомендовали себя в теплообменниках энергетики, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой и др. промышленности. Только в специфических условиях холодильной и криогенной техники такие трубы не

изучены. Известные работы в этой отрасли техники принадлежат, в основном, авторам данной работы.

Среди методов оценки эффективности эксергетический способ анализа и базирующиеся на нем частные методики получили широкое распространение.

Эксергетический анализ теплообменников показывает все происходящие в нем превращения энергии и вещества. Полученная при этом информация (распределение и характеристики потерь, значения к.п.д. отдельных частей и теплообменника в целом, доля каждой части - подводящих и отводящих теплоноситель труб, насосов, характеристика связи между ними, взаимодействие системы с окружающей средой и т.д.) может служить основой для дальнейшей работы по усовершенствованию теплообменника и сопоставлению его с другими, предназначенными для тех же или аналогичных целей.

В данном параграфе приведена методика эксергетического анализа испарителей и конденсаторов с гладкими, накатанными трубами.

4.1. МЕТОДИКА ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ИСПАРИТЕЛЯ С НАКАТАННЫМИ ТРУБАМИ

На основании материала, изложенного в работах [3–6], можно следующим образом кратко

сформулировать метод по расчету теплообмена для испарителей с накатанными трубами.

Настоящий метод распространяется на трубчатые испарители [7]: при течении внутри труб газов и жидкостей при переходном и турбулентном режимах (при $Re > 2 \cdot 10^3$), в том числе воды с карбонатной жесткостью до 20 мг*экв/л и при кипении фреонов, аммиака (в общем, теплоносителей) внутри труб; при течении в межтрубном пространстве газов с жидкостью. Не рекомендуется использовать трубы: с кольцевыми турбулизаторами в аппаратах с ламинарным течением хладоносителей внутри труб; с хладоносителями, содержащими взвешенные частицы, склонные к осаждению и налипанию или вызывающими эрозионный износ.

Приведенный метод для расчета коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления при использовании труб с кольцевыми турбулизаторами в виде зависимостей $Nu/Nu_{2л}$ и $\xi/\xi_{2л}$ от режимных параметров, а также в необходимых случаях – зависимости для $Nu_{2л}$ и $\xi/\xi_{2л}$. Для расчетов испарителей рекомендуется использование обычных методик (например, [8]) с учетом увеличения теплоотдачи и гидравлического сопротивления при нанесении на трубы кольцевых турбулизаторов. В расчетах при

определении коэффициентов теплоотдачи в трубах с кольцевыми турбулизаторами увеличение поверхности теплообмена можно не учитывать, т.е. плотность теплового потока определяется по поверхности гладкой трубы. При определении Re и ξ скорость потока определяются по проходному сечению гладких каналов. Диаметр и толщина стенки труб с кольцевыми турбулизаторами выбирают такими же, как и для соответствующих испарителей с гладкими трубами [3].

Параметры кольцевых турбулизаторов принимаются равными $t/D = 0,4$; $d/D = 0,876; 0,91; 0,945$ согласно по [9].

Эксергетический анализ испарителей с накатанными трубами производится при режимах работы, одинаковых для испарителей с гладкими трубами.

Для теоретических расчетов в качестве исходных данных принимаются F , t_{s1} , t_{s2} , Q или q , Re_s , значения которых равны значениям соответствующих параметров для гладких труб.

А) Алгоритм теплового и гидравлического расчета состоит в следующем. Требуется определить t_0 или T_0 , Δp_s .

Коэффициент теплоотдачи холодильных агентов рассчитывается по зависимости

$$\alpha_{x/a} = f(q) \quad (4.1)$$

Зависимость (4.1) для развитого и неразвитого кипения холодильных агентов, фреона R12, аммиака определяется по формулам 4.1 – 4.6 работы [3]. Во всех случаях имеет место пузырьковое кипение, так как холодильные машины работают при небольших тепловых потоках. По данным работ [10, 11] при пузырьковом кипении веществ, трубы с кольцевыми турбулизаторами не дают положительного эффекта и можно принять коэффициент теплоотдачи равным теплоотдаче на гладких трубах.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k = \frac{\alpha_{x/a}}{\frac{\alpha_{x/a}}{\alpha_s} + 1} \quad (4.2)$$

Коэффициент теплоотдачи рассола α_s в выражении (4.2) определяется по рекомендациям [9]

$$\frac{\alpha_s}{\alpha_{2l}} = [0,85 + 0,75(t/D_n)] \cdot 28 \exp[-3(d/D_n)] \quad (4.3)$$

где α_{2l} рассчитывается по формуле [12]

$$Nu_{2l} = 0,021 Re_s^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_{неп} \quad (4.4)$$

где $\varepsilon_{неп}$ - поправочный коэффициент, применяемый в случае переходного режима течения хладоносителя

($2300 < Re < 10^4$). При $10^4 < Re$ коэффициент $\varepsilon_{nep} = 1$.

Логарифмическая разность температур определяется по заданным значениям холодопроизводительности и площади поверхности теплообмена

$$\theta = \frac{Q}{k \cdot F} \quad (4.5)$$

Температуру кипения хладагента в испарителях с накатанными трубами можно определить по формуле

$$t_o = \frac{t_{s1} - e \cdot \theta \cdot t_{s2}}{1 - e \cdot \theta} \quad (4.6).$$

Гидравлическое сопротивление потоку хладоносителя в кожухотрубном аппарате определяется по формуле

$$\Delta p = [1,48(L/d_{вн}) + 89]z \cdot w^2 \cdot \rho \cdot 10^{-2} \quad , \quad (4.7)$$

где $z = 1$ – число ходов испарителя. Это уравнение справедливо для $Re = 2000 - 20000$.

Потери давления в испарителях типа «труба в трубе» по линии хладоносителя определяются по формуле [13]

$$\text{для гладкой трубы } \Delta p_{2л} = \xi_{2л} \frac{l}{D_n} \frac{\rho w_{2л}^2}{2} \quad (4.8)$$

$$\text{для накатанных труб } \Delta p_n = \xi \frac{l}{D_n} \frac{\rho w^2}{2} \quad , \quad (4.9)$$

где

$$\xi = \xi_{\text{эл}} \left[1 + \frac{100(\lg \text{Re}_s - 3,4)(1 - d/D_H)^{1,65}}{\exp(t/D_H)^{0,3}} \right] \exp \left[\frac{(t/D_H)^{0,75}}{1,18(d/D_H)^{1,32}} \right] \quad (4.10)$$

$$\xi_{\text{эл}} = 4,1 \text{Re}^{-0,25} \quad (4.11)$$

Б) На основе теплового и гидравлического расчетов производится оценка эффективности эксергетическим методом испарителя с накатанными трубами.

Эксергию, отданную хладагентом, рассчитывают по уравнению

$$E_a = Q_o \left(1 - \frac{T_{o,c}}{T_o} \right), \quad (4.12)$$

где Q_o – холодопроизводительность испарителя.

Значение эксергии, отданной насосом, перекачивающим водному раствору хлористого натрия можно определить по уравнению

$$E_p = N_p \cdot \eta_{\text{эм}} \cdot \eta_p^e, \quad (4.13)$$

где N_p – мощность насоса, которая определяется по уравнению

$$N_p = \frac{G_s \cdot \Delta P_s}{\rho_s \cdot \eta_p} \quad (4.14)$$

$\eta_p = 0,75$, $\eta_{\text{эм}} = 0,9$, $\eta_p^e = 0,8$ – соответственно: внутренний, электромеханический и эксергетический к.п.д. насоса.

Эксергия, получаемая охлаждающей средой

определяется по уравнению

$$E_s = Q_o \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T'_s - T''_s} \right) \quad (4.15)$$

Потери эксергии от конечной разности температур рассчитываются по уравнению

$$D_T = (E_a + E_p) - E_s \quad (4.16)$$

Потери эксергии от гидросопротивлений определяются по уравнению

$$D_P = G_s \cdot \Delta e_s \cdot \frac{1}{\eta_p^e} \quad (4.17)$$

где: Δe_s – изменение удельной эксергии водного раствора, при изменении его давления рассчитывается по уравнению

$$\Delta e_s = \Delta P_s \cdot \left[v_s - (T_{s.m} - T_{o.c}) \left(\frac{\Delta v_s}{\Delta T_s} \right) \right] \quad (4.18)$$

Суммарные потери эксергии рассчитывали по уравнению

$$\Sigma D = D_{o.c} + D_t + D_P \quad (4.19)$$

Эксергетический к.п.д. испарителя определяется по уравнению

$$\eta_E^e = \frac{E_s}{E_a + E_p} \quad (4.20)$$

4.2. МЕТОДИКА ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

КОНДЕНСАТОРА С НАКАТАННЫМИ ТРУБАМИ

В данном параграфе на численном примере рассмотрен каждый вид эксергетических потерь в отдельности для конденсатора и компрессора, как в случае применения гладких труб, так и труб с кольцевыми турбулизаторами. Всё это может служить основой для дальнейшей работы как по усовершенствованию системы в целом, так и отдельных её составляющих.

Для исследования энергетических характеристик был взят аммиачный одноступенчатый компрессорно – конденсаторный узел с тепловой нагрузкой на конденсатор $Q_{кд} = 128$ кВт, работающий в составе холодильной установки холодопроизводительностью $103,5$ кВт при температуре кипения $t_0 = t_{вс} = -10^{\circ}\text{C}$. В состав узла входит горизонтальный кожухотрубный конденсатор КТГ – 32 с площадью внутренней теплопередающей поверхности 32 м² и диаметром труб $25 \times 2,5$ мм. Значение минимальной конечной разности температур в конденсаторе $\Delta t_k = 3^{\circ}\text{C}$. Внутренний адиабатный коэффициент полезного действия компрессора $\eta_i = 0,8$ и двигателя компрессора $\eta_{эм} = 0,9$.

Температура воды на входе в конденсатор $t_{w1} = 25^{\circ}\text{C}$, на выходе $t_{w2} = 29^{\circ}\text{C}$, температура конденсации t_k

= 32°C. Среднелогарифмическое значение температурного напора $\theta_{лог} = 4,72^\circ\text{C}$.

Применение труб с кольцевыми поперечными турбулизаторами приведет к интенсификации теплообмена в конденсаторе. В результате, рост коэффициента теплопередачи приведет к снижению температурного напора, то есть к снижению температуры конденсации при тех же температурах воды, что и в конденсаторе с гладкими трубами:

$$\theta_{лог} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{2,31 \lg \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}} = 2,98^\circ\text{C} \quad (4.21)$$

Откуда получим $t_k = 30,42^\circ\text{C}$.

Произведем термодинамический анализ компрессорно-конденсаторного узла холодильной установки. Схема рабочего цикла установки показана на рис. 7, а параметры в узловых точках процесса приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Основные параметры аммиака

Точка	Расход $G, \text{ кг/с}$	Температура $T, ^\circ\text{C}$	Энтальпия $i, \text{ кДж/кг}$	Энтропия $S, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	Эксергия $e, \text{ кг/кДж}$
1	0,09412	-10	1750,2	6,7552	153,52

2'	0,09412	93,44	1958,808	---	---
2	0,09412	113,87	2010,96	6,8941	372,87
3	0,09412	32	651	2,518	317,002 4
2''	0,09412	89,69	1951,21	---	---
2'	0,09412	109,43	2001,47	6,8909	364,356 2
3'	0,09412	30,45	643,49	2,494	316,76

Определим эффект от применения накатанных труб:

Удельные эксергии в узловых точках процессов сжатия и конденсации найдены по формуле [14]:

$$e = (i - i_{oc}) - T_{oc} (s - s_{oc}) = i - T_{oc} s - (i_{oc} - T_{oc} s_{oc}) \quad (4.22)$$

где $i_{oc} = 1845,99$ кДж/кг, $s_{oc} = 7,5918$ кДж/(кг*К) энтальпия и энтропия аммиака при температуре окружающей среды $T_{oc} = 298$ °С и давлении окружающей среды $p_0 = 0,1$ МПа. Остальные параметры взяты по [14].

Произведем сравнительный анализ эксергетических потерь в конденсаторе с гладкими и накатанными трубами. Определяем параметры аммиака в характерных точках процесса как для конденсатора с гладкими трубами, так и с накатанными.

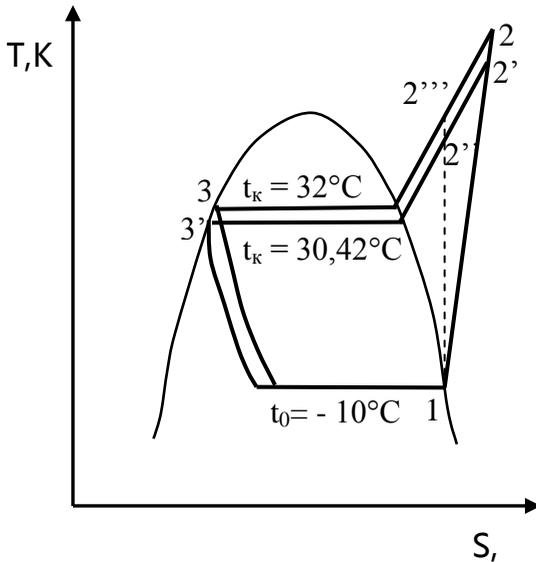


Рис. 7. Схема рабочего цикла холодильной

Находим эксергию, полученную охлаждающей водой

$$\Delta e_{в2-в3} = \Delta e_{в3} - \Delta e_{в2} = q_k \cdot (\tau_q)_H^{cp} = 1359,96 \cdot 0,00666666 = 9,07 \text{ кДж/кг [14].}$$

где $(\tau_q)_{н^{ср}} = 1 - 298/300 = 0,00667$ – коэффициент работоспособности тепла [14].

Эксергия, отданная хладагентом:

для гладких труб: $\Delta e_{2-3} = e_2 - e_3 = 372,87 - 317,0024 = 55,8697$ кДж/кг.

для накатанных труб: $\Delta e'_{2-3} = e'_{2} - e'_{3} = 364,36 - 316,76 = 47,6$ кДж/кг.

Мощность, затраченная насосом на перекачку воды:

в конденсаторе с гладкими трубами

$$P_H = \frac{V_v * \Delta p_v}{\eta_H} = \frac{7,688294 * 95911,7}{0,75} = 983,2 \text{ Вт}$$

в конденсаторе с накатанными трубами

$$P_H' = \frac{V_v * \Delta p_v'}{\eta_H} = \frac{7,688294 * 108676,1}{0,75} = 1114 \text{ Вт}$$

Эксергетические потери в случае применения конденсатора с накатанными трубами от увеличения гидравлического сопротивления:

$$\Delta P = \Delta P_H - \Delta P_H' = 983,2 - 1114 = - 130,8 \text{ Вт.}$$

Определяем мощность, теряемую в результате необратимого теплообмена:

в конденсаторе с гладкими трубами $\Delta E = G_a * (\Delta e_{2-3} - \Delta e_{в2-в3}) = 0,09412 * 46,8 = 4405,1$ Вт.

в конденсаторе с накатанными трубами $\Delta E' = G_a * (\Delta e'_{2-3} - \Delta e_{в2-в3}) = 0,09412 * 38,5 = 3626,8$ Вт.

Выигрыш в результате уменьшения потерь при необратимом теплообмене при применении накатанных труб:

$$\Delta = \Delta E - \Delta E' = 4405,1 - 3626,8 = 778,3 \text{ Вт.}$$

Общий выигрыш энергии с учётом потерь мощности при увеличении гидравлических сопротивлений:

$$\Sigma \Delta = \Delta + \Delta P = 778,3 - 130,8 = 647,5 \text{ Вт.}$$

Общий годовой выигрыш в конденсаторе от применения накатанных труб: $\Delta_{\text{кд}}^{\text{год}} = \Sigma \Delta * 0,8 * \tau_{\text{год}} = 0,6475 * 7000 = 4532,5 \text{ кВт*ч/год.}$

Произведём эксергетический анализ потерь в компрессоре при накатанных трубах. Для расчета по таблицам 10, 11 [15] определяем параметры аммиака в начальной и конечной точках процесса сжатия. Получаем:

$$i_2 = i_1 + (i_2'' - i_1) / \eta_i = 1750,2 + (1958,8081 - 1750,2) / 0,8 = 2010,96 \text{ кДж/кг.}$$

$$i_2' = i_1 + (i_2' - i_1) / \eta_i = 1750,2 + (1951,08 - 1750,2) / 0,8 = 2001,3 \text{ кДж/кг.}$$

Вычисляем удельную внутреннюю работу компрессора:

$$\text{для гладких труб} - l_{\text{в}} = i_2 - i_1 = 2010,96 - 1750,2 = 260,7602 \text{ кДж/кг.}$$

для накатанных труб $l_B' = i_2' - i_1 = 2001,5 - 1750,2 = 251,3$ кДж/кг.

Удельную работу компрессора с учетом электромеханического КПД

для гладких труб $l_{KM} = l_B / \eta_{ЭМ} = 260,7602 / 0,9 = 289,7335$ кДж/кг;

для накатанных труб $l_{KM}' = l_B' / \eta_{ЭМ} = 251,0988 / 0,9 = 279,2$ кДж/кг.

Электрическая мощность компрессора для конденсатора с накатанными трубами:

$$N_{Э} = l_{KM} * G_a = 27,27 \text{ кВт.}$$

$$N_{Э}' = l_{KM}' * G_a = 279,2 * 0,09412 = 26,28 \text{ кВт.}$$

Электромеханические потери эксергии:

для гладких труб $d_{ЭМ} = e_{ВХ} - e_{ВХ} * \eta_{ЭМ} = e_{ВХ} * (1 - \eta_{ЭМ}) = 289,7335 * 0,1 = 28,973$ кДж/кг.

для накатанных труб $d_{ЭМ}' = e_{ВХ}' - e_{ВХ}' * \eta_{ЭМ} = e_{ВХ}' * (1 - \eta_{ЭМ}) = 279,2 * 0,1 = 27,92$ кДж/кг.

Удельная эксергия, подводимая к компрессору:

для гладких труб $e_B = e_{ВХ} - d_{ЭМ} = 289,7335 - 28,973 = 260,76$ кДж/кг.

для накатанных труб $e_B' = e_{ВХ}' - d_{ЭМ}' = 279,2 - 27,92 = 251,3$ кДж/кг.

Внутренние потери эксергии в компрессоре:

для гладких труб $d_{\text{км}} = e_{\text{в}} - (e_2 - e_{1'}) = 260,76 - 368,81 + 153,52 = 41,4$ кДж/кг.

для накатанных труб $d_{\text{км}'} = e_{\text{в}'} - (e_{2'} - e_{1'}) = 251,3 - 364,36 + 153,52 = 40,43$ кДж/кг.

Ежесекундные потери эксергии в компрессоре:

для гладких труб $D_{\text{км}} = d_{\text{км}} G_a = 41,4 * 0,09412 = 3,897$ кВт.

для накатанных труб $D_{\text{км}'} = d_{\text{км}'} G_a = 40,43 * 0,09412 = 3,805$ кВт.

Общий выигрыш в компрессоре в результате применения накатанных труб:

$$\Delta_{\text{км}} = D_{\text{км}} - D_{\text{км}'} = 3,897 - 3,805 = 0,092 \text{ кВт} = 92 \text{ Вт.}$$

Общий годовой выигрыш в компрессоре от применения накатанных труб: $\Delta_{\text{км}}^{\text{год}} = \Delta_{\text{км}} * 0,8 * \tau_{\text{год}} = 0,0939 * 7000 = 657,3$ кВт*ч/год.

В рассматриваемом примере величина потерь при среднегодовом коэффициенте рабочего времени 0,8 (что составит 7000 ч работы в год), сокращается на $\Sigma \Delta^{\text{год}} = \Delta_{\text{км}}^{\text{год}} + \Delta_{\text{кд}}^{\text{год}} = 657,3 + 4533,2 = 5190,5$ кВт*ч/год.

Таким образом, эксергетический анализ показывает, что интенсификация теплообмена с применением накатанных труб позволила уменьшить потери эксергии в конденсаторе в 1,21, а в компрессоре в 1,02 раза при одинаковых расходах теплоносителей, объемах

конденсаторов и поверхностях теплообмена, а также тепловых мощностях конденсаторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергоиздат. 1981. - 320 с.
2. Мартынов А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения. – М.: Энергоатомиздат, 1989. - 200 с.
3. Отчет о научно–исследовательской работе «Эксергетический метод термодинамического анализа процессов теплообмена в аппаратах холодильных машин и тепловых насосов с накатанными трубами» (промежуточный). – Т., 2004. - 69 с.
4. Дрейцер Г.А., Закиров С.Г., Туркменов Х.И., Фартушнов А.В. Интенсификация теплообмена при поверхностном кипении воды в трубах с кольцевыми турбулизаторами. // ИФЖ. Т. 47. 1984. № 4. С. 569-574.
5. Закиров С.Г., Инаятов И.А. Особенности процесса солеотложения в теплообменных аппаратах с профилированными трубами. «Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических производств». Тез. доклад

- VII-Респуб. конф. – Львов, 1988. Ч.I. С. 64-65.
6. Закиров С.Г., Галаган В.В. Комплексное исследование интенсификации в трубах теплообменных аппаратов // Тр. II Минского межд. форума по теплообмену. НТМО АН Респ. Беларусь. – Минск, 1992. Т.I0. С. 146-161.
 7. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1990. - 208 с.
 8. РТМ. 108.031.05-84. Оборудование теплообменников АЭС. Расчет тепловой и гидравлический. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986. - 179 с.
 9. Галаган В.В. Интенсификация теплообмена при конденсации паров воды, экстракционного бензина, ацетона и их смесей на горизонтальных трубах. Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Ташкент, 1992. - 213 с.
 10. Dreytser G.A., Zakirov S.G., Dubrovskiy Ye.V. and other. Enhancement of Heat Transfer. Heat Transfer: Soviet Reviews. Volume 2, New York-Washington, 1999. 169 p.
 11. Dreitser G.A., Zakirov S.G., Gomon V.I., Kraev V.M. Studies of fouling channels with turbulence promoters. // Proceedings of the 3rd European Thermal Sciences Conference. Heidelberg, Germany,

10-13 September, 2000. P. 1131 – 1162.

12. Алабовский А.Н., Недужий И.А. Техническая термодинамика и теплопередача. К.: Выща шк., 1990. - 255 с.
13. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справ. пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
14. Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие под ред. Долинского А.А. и Бродянского В.М. К.: Наукова думка, 1991.
15. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. – М.: Агропромиздат, 1985.
16. www.ABOK.ru – электронная версия журнала «АВОК».

СОДЕРЖАНИЕ

1. Методика анализа двухступенчатых холодильных установок	3
2. Методика расчета двухступенчатых теплонасосных установок	9
3. Методика расчета каскадных холодильных установок ..	10
4. Методика анализа теплообменных аппаратов.	16
4.1. Методика эксергетического анализа испарителя с накатанными трубами	17
4.2. Методика эксергетического анализа конденсатора с накатанными трубами	21
Литература.	26

Редактор Покачалова Н.С.