

УДК 621.175

**Сосновский С.К.<sup>1</sup>; Кравченко В.П.<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Научно-производственная фирма «Пластэнерго», ул. Чапаева, 23, Полтавская обл., г. Кременчуг, 39609

<sup>2</sup> Одесский национальный политехнический университет, пр. Шевченко, 1, г. Одесса, 65044, Украина

## **ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ И ПРАВИЛА РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ С ИСПАРИТЕЛЬНЫМИ ОХЛАДИТЕЛЯМИ**

*Проведен анализ существующей нормативной документации по проектированию башенных и вентиляторных градирен. Показано, что эта документация устарела и требует совершенствования. Такие критерии эффективности охладителей систем оборотного водоснабжения (СОВ) как коэффициент массообмена, фактор эффективности оросителя и графики охлаждения утратили свое практическое значение и не могут выполнять поставленную задачу. Для анализа работы СОВ с разными охладителями введены термодинамические циклы, строящиеся в координатах Температура-Время. В качестве интегрального показателя их эффективности предлагается использовать термодинамический КПД СОВ, определяемый как отношение изменения температуры охлаждаемой в охладителе воды к ее конечной температуре. Приведены схематичные термодинамические циклы СОВ с градирней, брызгальным бассейном и прудом-охладителем и проведен всесторонний анализ специфических особенностей их эксплуатации. Сформулированы три правила регулирования СОВ: 1) При вводе и выводе мощностей теплообменного оборудования необходимо сохранять равенство результирующей разности температур в охладителях и нагревателях циркуляционной воды; 2) Изменение гидравлической нагрузки на охладитель без снижения его эффективности допускается только в пределах рабочей зоны его индивидуальной характеристики; 3) Падение термодинамического КПД СОВ в проектных производственных и погодных условиях свидетельствует о необходимости проведения надлежащего техобслуживания или ремонта соответствующего оборудования. На основе предложенных термодинамических циклов и их анализа проведена сравнительная оценка градирен, брызгальных бассейнов и прудов-охладителей. Указаны основные неисправности испарительных охладителей, влияющие на оценку эффективности работы СОВ и требующие их своевременного устранения.*

**Ключевые слова:** правила регулирования систем оборотного водоснабжения; вентиляторные и башенные градирни; термодинамический цикл; термодинамический КПД

**Сосновский С.К.<sup>1</sup>, Кравченко В.П.<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> 39609, Украина, Полтавська обл., М.Кременчук, вул. Чапаєва, 23,

Науково-виробнича фірма «Пластэнерго».

<sup>2</sup> 65044, Україна, м Одеса, пр. Шевченка, 1, Одеський національний політехнічний університет.

## **ТЕРМОДИНАМІЧНІ ЦИКЛИ ТА ПРАВИЛА РЕГУЛЮВАННЯ СИСТЕМ ОБОРОТНОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ З ВИПАРНИМИ ОХОЛОДЖУВАЧАМИ**

*Проведено аналіз існуючої нормативної документації з проектування баштових і вентиляторних градирень. Показано, що ця документація застаріла і потребує вдосконалення. Такі критерії ефективності охолоджувачів систем оборотного водопостачання (СОВ) як коефіцієнт масообміну, фактор ефективності зрошувача і графіки охолодження втратили своє практичне значення і не можуть виконувати поставлене завдання. Для аналізу роботи СОВ з різними охолоджувачами введені термодинамічні цикли, що будуються в координатах Температура-Час. В якості інтегрального показника їхньої ефективності пропонується використовувати термодинамічний ККД СОВ, який визначається як відношення зміни температури охолоджуваної в охолоджувачі води до її кінцевої температури. Наведено схематичні термодинамічні цикли СОВ з градирнею, брызгальним басейном і ставком-охолоджувачем та проведено всебічний аналіз специфічних особливостей їх експлуатації. Сформульовано три правила регулювання СОВ: 1) при введенні і виведенні потужностей теплообмінного обладнання необхідно зберігати рівність результируючої різниці температур в охолоджувачах і нагрівачах циркуляційної води; 2) зміна гідравлічного навантаження на охолоджувач без зниження його ефективності допускається тільки в межах робочої зони його індивідуальної характеристики; 3) падіння термодинамічного ККД СОВ в проектних виробничих і погодних умовах свідчить про необхідність проведення належного техобслуговування або ремонту відповідного обладнання. На основі запропонованих термодинамічних циклів та їх аналізу проведено порівняльну оцінку градирень, брызгальних басейнів і ставків-охолоджувачів. Вказано основні несправності випарних охолоджувачів, що впливають на оцінку ефективності роботи СОВ і потребують їх своєчасного усунення.*

**Ключові слова:** правила регулювання систем оборотного водопостачання; вентиляторні і баштові градирні; термодинамічний цикл; термодинамічний ККД

### Введение

Главным назначением систем оборотного водоснабжения (СОВ) является поддержание на проектном уровне расчетных значений тепловых потоков основного технологического оборудования. При этом важнейшим условием эффективной работы СОВ является не только низкий потенциал охлажденной воды  $t_2$ , но и высокий перепад температур  $\Delta t$  и, соответственно, высокий уровень удельного теплосъема  $q_{тс}$  в охладителе. Повышать эффективность основного производства путем снижения  $t_2$  за счет уменьшения  $\Delta t$ , так же как и повышать эффективность вспомогательного оборудования (СОВ), увеличивая  $\Delta t$  и допуская рост  $t_2$ , экономически нецелесообразно. Поэтому наиболее эффективной является СОВ, в которой максимально возможное значение  $\Delta t$  будет достигаться при минимально допустимой величине  $t_2$  [1].

Однако нормативные документы по градирням [2,3,4] к такому выводу не приводят. Вместо этого работу градирен предлагается оценивать на основании так называемого уравнения теплового баланса [5]:

$$G \cdot (t_1 - t_2) \cdot c_p = A \cdot g \cdot \lambda^m \cdot (1 - c_p \cdot t_2 / r) \cdot V \cdot \Delta h_{cp}$$

- где  $G$  – массовый расход воды, кг/с;  
 $g$  – удельный массовый расход воды, кг/(м<sup>2</sup> с);  
 $\Delta h_{cp}$  – среднелогарифмическая разность энтальпий воздуха, кДж/кг;  
 $t_1$  – температура воды на входе в градирню, °С;  
 $c_p$  – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг град);  
 $r$  – удельная теплота парообразования, кДж/кг;  
 $V$  – объем оросителя, м<sup>3</sup>;  
 $\lambda$  – отношение массовых расходов воздуха и воды, кг/кг;  
 $A$  и  $m$  – эмпирические коэффициенты.

По существу, эта попытка увязать в одном уравнении все тепловые, массообменные, гидравлические и аэродинамические процессы в градирнях с конструктивными особенностями их оросителей. Но если левая часть этого мнимого равенства является абсолютно корректным выражением полного теплосъема в градирне, то правая его часть является просто хаотичным набором неадекватно связанных между собой параметров. Неудивительно, что определяемый из вышеуказанного соотношения показатель эффективности  $\beta_{хв} = A \cdot g \cdot \lambda^m$  и являющийся, по мнению разработчиков, отношением полной теплоотдачи к средней разности теплосодержаний воздуха в объеме оросителя, не позволяет производить даже грубую оценку охлаждающей способности натуральных градирен.

К безуспешным попыткам разработчиков (ВНИИВОДГЕО) найти более приемлемый показатель эффективности работы градирен можно отнести и недавно введенный ими фактор оросителя  $\psi_{ор}$  [6], о некорректности выводов на основании которого указывалось в [7]. Неадекватность и противоречивость нормативных параметров вентиляторных и башенных градирен отмечалась нами и ранее [8].

Но наиболее одиозными в нормативных документах являются графики охлаждения (рис. 1).

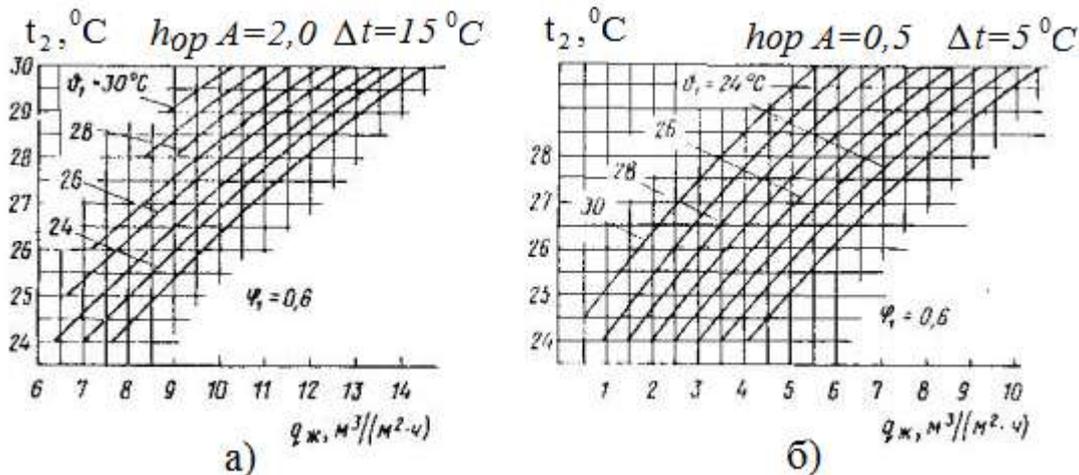


Рис. 1. Графики охлаждения воды для вентиляторных градирен [4]

Очевидно, что эти нормативные графики абсолютно не отражают реальную работу СОВ с вентиляторными градирнями. Ведь постоянное значение  $\Delta t$  и проектная тепловая нагрузка  $q_{тс}$  однозначно определяют гидравлическую нагрузку  $g_{ж} = q_{тс} / (\Delta t \cdot c_p)$ . Возможно, имелось в виду не практическое использование этих графиков, а исключительно их теоретическая презентация. Вероятно, эти графики являются просто иллюстрацией отклонений от проектного технологического процесса. Так или иначе, совершенно непонятно, где разработчики нашли градирню с фантастическим удельным теплосъемом

$$q_{тс} = 14 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}) \cdot 15 \text{ град} \cdot 4.19 \text{ МДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{град}) = 880 \text{ МДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$$

(рис. 1.а) и зачем нужна вентиляторная градирня с удельным теплосъемом брызгального бассейна

$$q_{тс} = 2 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}) \cdot 5 \text{ град} \cdot 4.19 \text{ МДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{град}) = 42 \text{ МДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}) \text{ (рис. 1.б).}$$

В свою очередь, представленный на рис. 2 нормативный график охлаждения для башенных градирен совершенно не учитывает тип и высоту оросителя, объем и способ водораспределения (напорное или лотковое), компоновку и направление факела водоразбрызгивающих устройств.

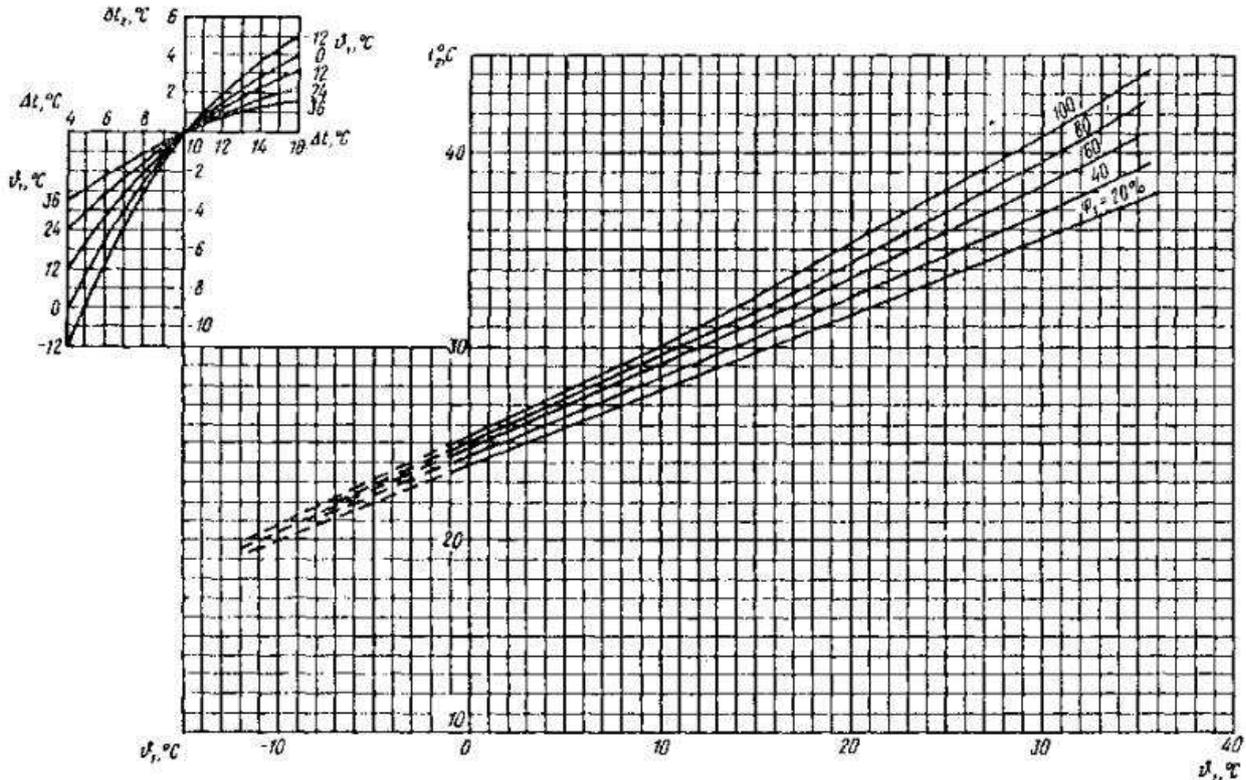


Рис. 2. График охлаждения воды и поправок на  $\Delta t$  для градирен с площадью  $f_{оп}=1200, 1600, 2600 \text{ м}^2$  [4]

Обращает на себя внимание и формулируемая в Пособии по проектированию градирен цель их расчета: «п. 2.30. Конечной целью расчета башенных градирен обычно является определение  $t_2$ ...» и тут же «п. 2.31. ... температура воды на входе в градирню  $t_1$  и на выходе из нее  $t_2$  обычно задается, исходя из теплотехнических расчетов теплообменных аппаратов».

Не менее странным является и расчет дополнительного аэродинамического сопротивления градирни ( $K_{оп}$ ) при подаче на нее воды. Однако на практике общее аэродинамическое сопротивление градирни при нагревании и увлажнении воздуха после подключения воды всегда снижается, а производительность вентагрегата растет. Именно это обстоятельство позволяет в теплое время года существенно увеличивать подачу воздуха вентилятором, закручивая его лопасти на больший угол атаки без угрозы перегрузки электродвигателя.

Учитывая влияние многих погодных факторов на работу градирни, разработчики нормативов совершенно упустили из виду, что даже при исправных ветровых перегородках скорость и направление ветра влияют на охлаждающую способность ничуть не меньше, чем температура и влажность воздуха.

Охлаждение циркуляционной воды СОВ в различных погодных условиях происходит не только за счет испарения, но и за счет конвекции и теплопроводности. Оно идет и под оросителем, и над ним, и даже в водоуловителе градирни. Оно зависит не только от погоды и параметров оросителя, но и от уровня диспергирования воды, высоты и радиуса факела форсунок, равномерности распределения воды и воздуха по охлаждающей площади, направления и скорости ветра, степени рециркуляции теплого влажного воздуха, наконец, от самой конструкции градирни, о необходимости совершенствования которой свидетельствуют и срывы воздушного потока под несущим ригелем вентагрегата, и байпасирование воздуха над воздухонаправляющими козырьками.

Следовательно, нормативы, основанные на учете одних факторов работы испарительных охладителей и игнорирующие другие не менее важные факторы, не могут использоваться при проектировании, реконструкции и эксплуатации соответствующих СОВ.

Целью настоящей статьи является сравнение эффективности работы СОВ с различными испарительными охладителями и определение основных правил их регулирования.

### Термодинамический цикл СОВ

Несмотря на то, что в СОВ осуществляется совокупность процессов, которые должны постоянно возвращать ее в первоначальное, близкое к расчетному состояние, работа СОВ никогда не рассматривалась как цикл, или круговой процесс (рис. 3).

Идеальный термодинамический цикл СОВ в координатах Температура – Время представлен на рис. 4.

Данный стационарный цикл соответствует установившемуся термодинамическому равновесию при условно постоянных погодных параметрах, тепловой и гидравлической нагрузках, когда скорость нагрева циркуляционной воды  $\Delta H_{нагр}$ , МВт, равна мощности теплосъема  $Q_{тс}$ , МВт, (участки АВ и CD). Течение воды по трубам к потребителям и от них принимается изотермическим (участки ВС и AD). Очевидно, что в силу закона сохранения энергии результирующие перепады температур в охладителях и в нагревателях равны ( $\Delta t_{охл.} = \Delta t_{нагр.}$ ).

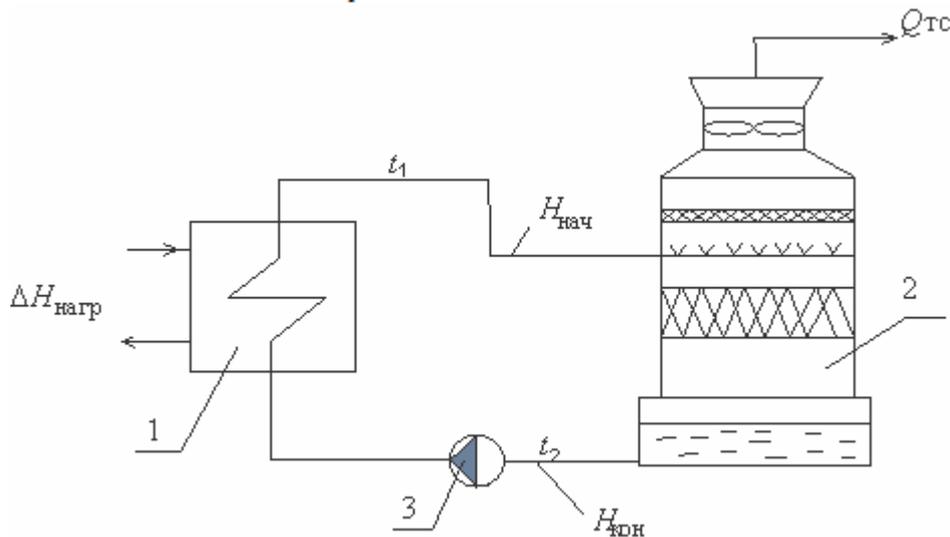


Рис. 3. Принципиальная схема СОВ

1 - потребители охлажденной оборотной воды; 2 - охладитель; 3- насосная станция

Определим изменения в приведенном цикле при снижении или увеличении мощности теплосъема  $Q_{тс}$  (рис. 5). Ее снижение (пунктирный участок CD') приводит за время прохождения воды через охладитель к росту температуры  $t_2'$ . Для восстановления прежней мощности теплосъема в соответствии с законом сохранения энергии ( $\Delta H_{нагр.} = Q_{тс} = const$ ) перепад температуры ( $\Delta t_{охл.} = \Delta t_{нагр.}$ ) перемещается на более высокий потенциальный уровень ( $t_1' - t_2'$ ), поскольку падение мощности теплоотвода при наступлении термодинамического равновесия полностью компенсируется последующим ее увеличением за счет того, что более высокопотенциальное тепло отводится быстрее (участок C'D'). И, наоборот, увеличение мощности теплосъема  $Q_{тс}$  (пунктирный участок CD'') приводит к снижению температуры  $t_2''$  и перемещению перепада температур на более низкий потенциальный уровень ( $t_1'' - t_2''$ ), который затем стабилизируется на этом уровне вследствие снижения скорости отвода тепла более низкого потенциала (участок C''D''). При этом площадь цикла, прямопропорциональная количеству сбрасываемого в атмосферу тепла, не меняется.

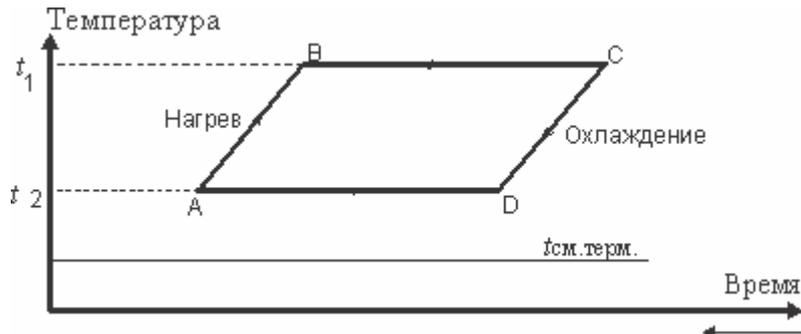


Рис. 4. Идеальный термодинамический цикл СОВ

$t_{см.терм.}$  – температура воздуха по смоченному термометру (теоретический предел охлаждения в испарительных градирнях)

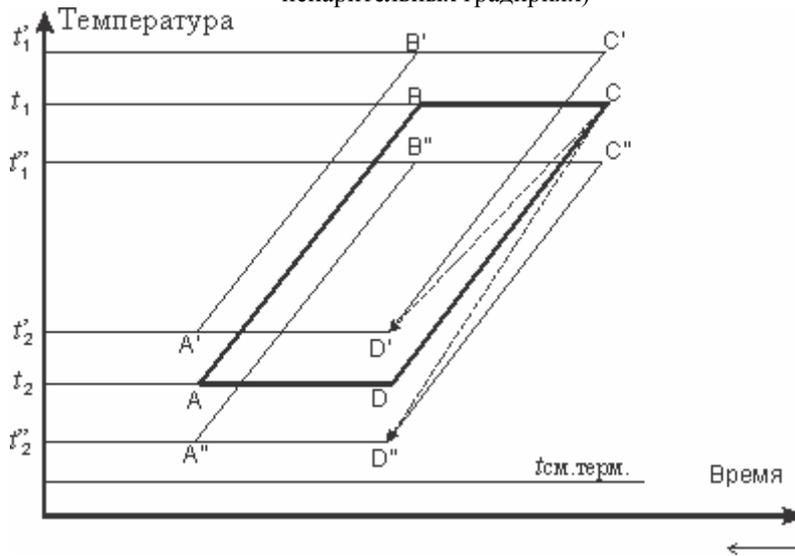


Рис. 5. Изменение термодинамического цикла (ABCD) при снижении (A'B'C'D') и увеличении (A''B''C''D'') скорости теплосъема в градирне

Таким образом, в результате рассмотрения идеального термодинамического цикла СОВ, мы приходим к парадоксальному, на первый взгляд, выводу о том, что в стационарных условиях удельный теплосъем в испарительных градирнях  $q_{тс}$ , МВт/м<sup>2</sup>, зависит, строго говоря, только от параметров потребителей охлажденной воды. Поэтому в соответствии с первым законом СОВ ("В стационарных условиях работы СОВ с испарительными градирнями количество сбрасываемого ими в атмосферу тепла не зависит от их эффективности" [7]) общий теплосъем в них задается теплообменниками основного производства. А постоянная гидравлическая нагрузка в системе однозначно определяет и величину перепада температур  $\Delta t$ . Но потенциальный уровень этого перепада зависит исключительно от работы охладителя.

Иными словами, установление в стационарных условиях эксплуатации СОВ термодинамического равновесия между нагревом и охлаждением циркуляционной воды всегда означает равенство тепловых мощностей нагревателей и охладителей, а эффективность теплосъема в охладителях определяется только потенциальным уровнем результирующего перепада температур. Поэтому на основании вышеизложенного можно сформулировать первое правило регулирования СОВ: «Для сохранения теплового баланса СОВ в проектных параметрах ( $\Delta t$ ,  $t_2$ ,  $q_{тс}$ ) при вводе и выводе мощностей теплообменного оборудования необходимо соблюдать следующее равенство:

$$\Delta t = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta H_{i \text{ нагр}}}{\sum_{i=1}^n W_{i \text{ нагр}}} = \frac{\sum_{i=1}^m Q_{i \text{ охл}}}{\sum_{i=1}^m W_{i \text{ охл}}},$$

где  $\Delta H_{i \text{ нагр}}$  и  $Q_{i \text{ охл}}$  - тепловые мощности, МВт, а  $W_{i \text{ нагр}}$  и  $W_{i \text{ охл}}$  - водяные эквиваленты, МВт/град, потоков циркуляционной воды через  $n$  нагревателей и  $m$  охладителей соответственно».

Игнорирование этого правила при увеличении числа потребителей охлажденной воды или их мощности повсеместно приводит к росту  $t_2$  и ухудшению работы основного технологического оборудования. С другой стороны, при падении мощности основного производства такие высокоэффективные охладители, как вентиляторные и башенные градирни, доводятся до состояния

брызгальных бассейнов, что значительно увеличивает удельные затраты на содержание и эксплуатацию СОВ.

### Термодинамический КПД СОВ

Известно, что общепринятым эталоном при оценке совершенства любого холодильного цикла, а также циклов теплового двигателя и теплового насоса является соотношение между перепадом температур  $\Delta t$  и начальной или конечной температурами ( $t_1$  или  $t_2$ ) [9]. Но ведь и для СОВ основными показателями ее эффективности являются общая величина теплосъема в охладителе  $Q_{тс} = H_{нач} - H_{кон}$  и энтальпия возвращаемой после охлаждения циркуляционной воды  $H_{кон}$ , или эквивалентные им  $\Delta t$  и  $t_2$ . Поэтому введенное нами в 2008 г. абсолютно аналогичное понятие термодинамического КПД СОВ ( $\eta = \Delta t/t_2$ ) полностью отражает все процессы, идущие в системе [8].

Покажем это на примере СОВ с вентиляторными и башенными градирнями.

Единственным способом безостановочного воздействия на систему с целью изменения ее работы является регулирование водооборота. Иллюстрацией поддержания проектной тепловой нагрузки на охладитель является гипербола  $t_1=f(g)$  (рис. 6).

Представленная зависимость отражает жесткую связь между проектной удельной тепловой нагрузкой  $h_{нач}$ , МДж/(м<sup>2</sup>·ч), и удельным водооборотом в системе  $g$ . Если бы зависимость  $t_2=f(g)$  была аналогичной, то любые изменения гидравлической нагрузки приводили бы к прогнозируемому изменению  $t_2$ . Однако, как показывают результаты наших испытаний промышленных градирен, подтверждаемые и другими литературными источниками [10, 3], реальная зависимость  $t_2=f(g)$  имеет совершенно другой вид (рис. 7).

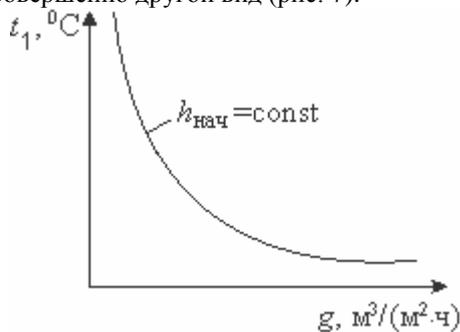


Рис. 6. Гипербола постоянной удельной тепловой нагрузки на градирню

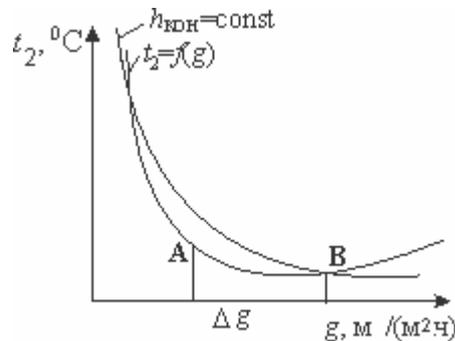


Рис. 7. График зависимости  $t_2=f(g)$

В соответствии со вторым законом СОВ («В стационарных условиях работы СОВ с испарительными градирнями их максимальная эффективность достигается при гидравлических нагрузках, находящихся в узком диапазоне, называемом рабочей зоной индивидуальной характеристики градирни» [7]) пологий участок (AB) кривой, представленной на рис. 7, как раз и является той рабочей зоной, которая отвечает минимальным значениям  $t_2$  при максимальных значениях  $\Delta t$  и, соответственно,  $\eta$  (рис. 8).

Наличие рабочей зоны внутри характеристики градирни  $\Delta t = f(g)$  объясняется существованием оптимальных гидравлических нагрузок, обеспечивающих максимально равномерное орошение поверхности насадки, но без заливания при этом обшивки. Кроме того, оптимальные гидравлические нагрузки обеспечивают максимальную высоту и радиус факела водоразбрызгивающих устройств и, соответственно, максимальный уровень диспергирования воды, но без пробоя при этом водоуловителя. Все это вместе с максимальной равномерностью воздухораспределения по высоте градирни и соответствует понятию номинальных параметров ее рабочей характеристики, снятой в расчетных погодных и производственных условиях.

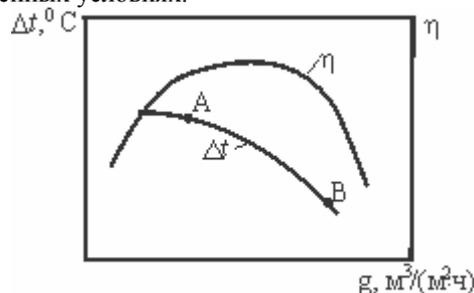


Рис. 8. Графики функций  $\Delta t = f(g)$  и  $\eta = f(g)$

В результате многолетних наблюдений за работой СОВ различных промышленных предприятий было установлено, что один теплый сезон (с 15.04 до 15.10) позволяет найти, как минимум, 20 суток, в течение которых можно производить необходимые балансовые испытания в практически одинаковых погодных условиях.

Важно также отметить, что гидравлическая нагрузка на градирню в холодное время года также не должна значительно отличаться от ее проектной величины, снижение которой ведет к обмерзанию строительных конструкций, а увеличение – к повышенному каплеуносу. Во время стояния очень низких температур гидравлическая нагрузка должна снижаться не плавно, а ступенчато по секционному – либо полностью отключаться, либо полностью байпасироваться. Постоянное дросселирование гидравлической нагрузки на градирню приводит как к нестабильной работе основного технологического оборудования, так и к неоправданным потерям в самой СОВ.

Что же происходит при работе СОВ с гидравлическими нагрузками за пределами рабочей зоны АВ? В полном соответствии с законом сохранения энергии изменение гидравлической нагрузки в системе приводит к прямо-пропорциональным изменениям перепада температур  $\Delta t$ . На участке рабочей характеристики правее точки В  $\Delta t$  снижается за счет роста  $t_2$  и более значительного снижения  $t_1$ . Левее точки А уже увеличение  $\Delta t$  происходит также за счет роста  $t_2$  и более значительного роста  $t_1$ , причем  $t_2$  растет быстрее, чем  $\Delta t$ .

Таким образом, следствием второго закона СОВ является второе правило регулирования: **«Изменение гидравлической нагрузки на охладитель без снижения эффективности допускается только в пределах рабочей зоны его индивидуальной характеристики».**

Поэтому необходимым и достаточным условием эффективности работы СОВ является определение и поддержание на высоком уровне ее термодинамического КПД. Выбор режимов эксплуатации и оборудования градирен должен рассматриваться только в контексте обеспечения максимальных значений этого интегрального показателя, отражающего результат всех тепловых, массообменных, гидравлических и аэродинамических процессов в испарительных охладителях.

Термодинамический КПД СОВ является в полной мере и основным критерием масштабного перехода от лабораторных установок к натурным объектам. Определенный в проектных производственных и погодных условиях, он является надежной преградой против превращения промышленных предприятий в полигон для испытаний недоработанных образцов оборудования СОВ и применения убыточных технологий их эксплуатации, когда для работы с неисправными градирнями увеличивается водооборот в системе и вводятся сверхнормативные охладительные площади.

Совместный анализ термодинамических циклов СОВ и теплового двигателя (ТД) позволяет предположить следующее выражение для КПД такого обобщенного цикла:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{ТД}} \cdot \eta_{\text{СОВ}} = \frac{T_{\text{гор}} - T_{\text{хол}}}{T_{\text{гор}}} \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2},$$

где  $T_{\text{гор}}$ ,  $T_{\text{хол}}$  - температуры горячего и холодного источника цикла ТД;

$T_1$ ,  $T_2$  - температуры нагретой и охлажденной воды в СОВ.

Полученная формула показывает, что при увеличении  $T_{\text{гор}}$  знаменатель КПД ТД увеличивается быстрее числителя и рост  $\eta_{\text{общ}}$  замедляется. Напротив, при снижении  $T_2$  числители КПД СОВ и КПД ТД увеличиваются, а знаменатель КПД СОВ уменьшается и рост  $\eta_{\text{общ}}$  ускоряется, что является наглядным подтверждением известных теоретических и практических положений [11].

#### **Сравнение СОВ с различными испарительными охладителями**

При проектировании СОВ промышленных предприятий одним из основных технико-экономических вопросов является выбор охладителя. В табл. 1 приведены средние значения скоростей удельного теплосъема в испарительных охладителях [2].

**Таблица 1. Средние значения скоростей удельного теплосъема в испарительных охладителях**

| Охладитель                        | Средняя скорость удельного теплосъема, МДж/(м <sup>2</sup> ч) |
|-----------------------------------|---|
| Вентиляторные и башенные градирни | 380   |
| Брызгальные бассейны              | 42  |
| Пруды-охладители                  | 1,2   |

Предположим, что с помощью различных охладителей требуется обеспечить заданную величину теплосъема  $Q_{\text{тс}}$ , МВт, на заданной охладительной площади ( $S_{\text{охл}}=\text{const}$ ). Гипотетические термодинамические циклы вышеуказанных охладителей с одинаковой охладительной площадью и в одинаковых производственных и погодных условиях показаны на рис. 9.

Как видно из приведенных термодинамических циклов, для обеспечения одинаковой теплоотдачи, охладителям требуется совершенно разное время нахождения в них циркуляционной воды или, что более реально, различные охладительные площади. Отсюда, например, становится совершенно

очевидным, почему эффективность вентиляторной градирни, переделанной в брызгальную или, в так называемую, эжекционную, значительно снижается. Даже существенный рост степени диспергирования воды при этом, как правило, не компенсирует необходимость десятикратного увеличения охлаждающей площади. Поэтому на практике для брызгальных бассейнов и прудов-охладителей вместо гипотетического режима «отстоя» требуемый теплосъем обеспечивается увеличением охлаждающей площади. А во избежание больших скачков температур вследствие низкой эффективности охлаждения увеличивается объем водооборота, повышающий инерционность системы.

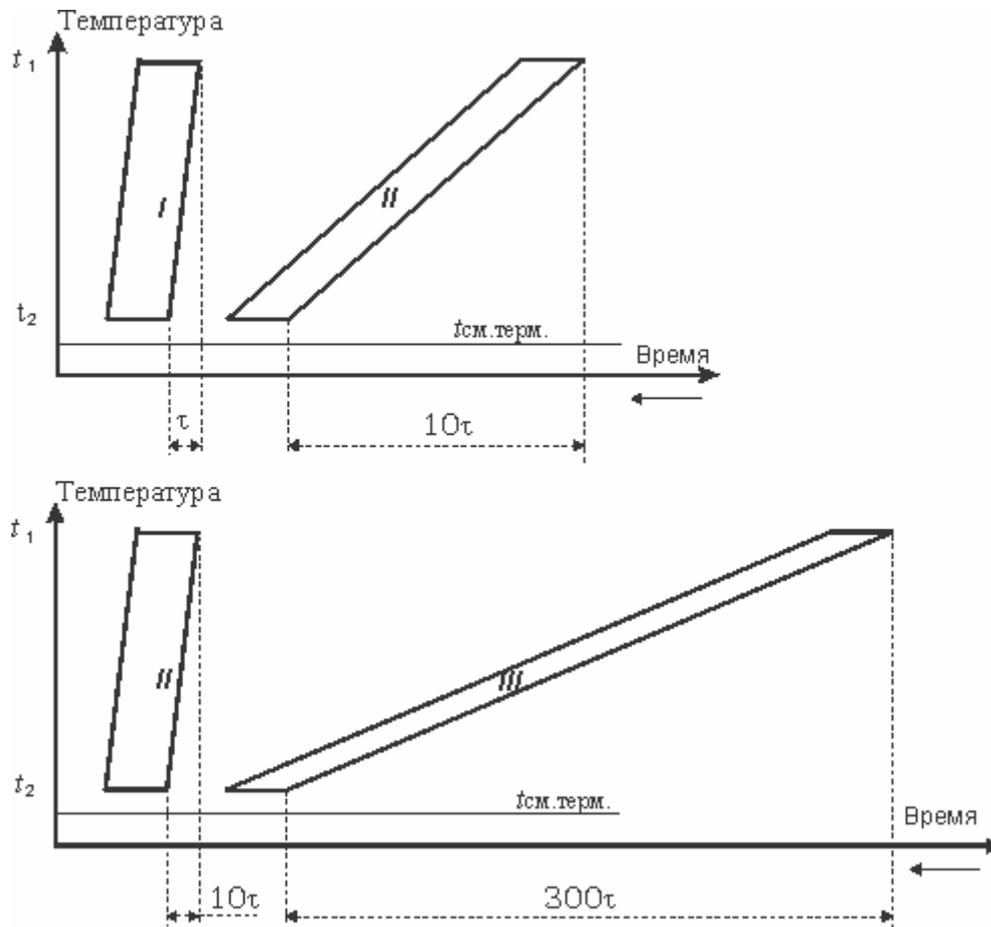


Рис. 9. Гипотетические термодинамические циклы градирен (I), брызгальных бассейнов (II) и прудов-охладителей (III) с одинаковыми охлаждающими площадями и одинаковым общим теплосъемом с них.

$$\eta = \Delta t / t_2 = const. \quad Q_{тс}, \text{МДж/м}^2 = const.$$

$$S_{охл} = const. \quad G, \text{м}^3/\text{ч} = const. \quad \tau_{III} \gg \tau_{II} \gg \tau_I$$

Таким образом, поддержание в СОВ с брызгальными бассейнами и прудами-охладителями высокого теплосъема  $Q_{тс}$ , хоть сколько-нибудь сравнимого с теплосъемом в градирнях, требует многократного увеличения охлаждающих площадей и водооборота. Быстрое снижение при этом перепада температур приводит к резкому снижению КПД цикла (рис. 10).

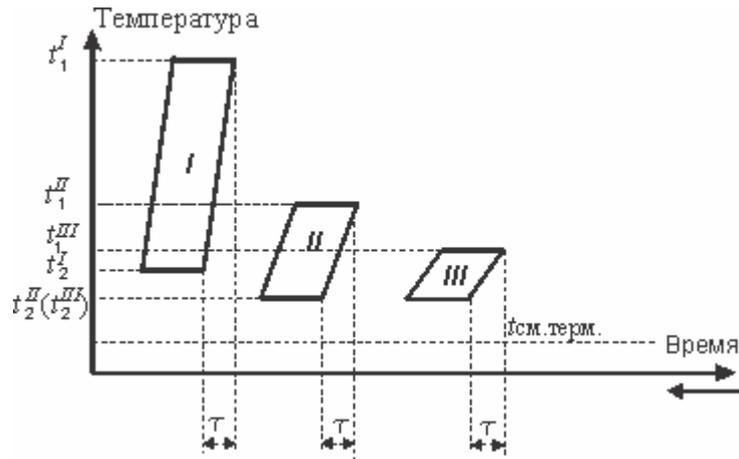


Рис. 10. Реальные термодинамические циклы градирен (I), брызгальных бассейнов (II), прудов-охладителей (III) с одинаковыми скоростями теплосъема (МВт).

$$\eta_I \gg \eta_{II} \gg \eta_{III} \cdot Q_{тс} = const.$$

$$S_{охл}^{III} \gg S_{охл}^{II} \gg S_{охл}^I \cdot G_I \ll G_{II} \ll G_{III} \cdot \tau = const$$

В пользу сооружения брызгальных бассейнов и прудов-охладителей часто приводится тот факт, что при увеличении на них гидравлической нагрузки (в отличие от градирен) растет эффективность теплового цикла [10]. В действительности, этот эффект наблюдается в случае, когда водосбор и водозабор разнесены в охладителе на очень большое расстояние. Это дает возможность поддерживать  $t_2$  неизменной в течение длительного времени. Увеличение гидравлической нагрузки приводит к снижению  $\Delta t$  только за счет снижения  $t_1$ , что для цикла теплового двигателя имеет первостепенное значение. Однако, когда охладительная площадь, обеспечивающая инерционность системы недостаточная, то поступающее с циркуляционной водой тепло быстро нагревает охладитель и наступает ухудшение всех показателей СОВ. Дальнейшее увеличение водооборота при этом ситуацию только усугубляет.

В соответствии с Водными кодексами многих государств использование проточных систем охлаждения оборудования промышленных предприятий запрещено. Несмотря на то, что СОВ с брызгальными бассейнами и прудами-охладителями в большей степени относят к оборотным системам, они, тем не менее, значительно ухудшают экологические и гидрогеологические условия своего региона.

Для достижения одинакового эффекта охлаждения, наиболее эффективные вентиляторные градирни требуют меньшей площади застройки и работают при более низких напорах воды, чем башенные градирни. Сооружение вентиляторных градирен дешевле на 50-60%, чем башенных, и на 35-50 %, чем брызгальных бассейнов [12]. Вместе с тем, затраты на эксплуатацию и содержание вентиляторных градирен, несмотря на меньший объем водооборота, в ряде случаев выше аналогичных издержек для других охладителей. В процессе их эксплуатации возможны как общие с другими охладителями, так и специфические неисправности, ухудшающие работу СОВ:

1. Отложения минеральных солей на теплообменных поверхностях основного технологического оборудования.
2. Разрушение ветровых и межсекционных перегородок.
3. Засорение и поломка водоразбрызгивающих устройств.
4. Неисправность (смятие и сдвиги) блоков оросителя и водоуловителя.
5. Разбалансировка вентагрегата.
6. Изменение зазора между лопастями рабочего колеса и обечайкой выхлопного патрубка.
7. Образование сквозных отверстий во втулке ротора вентагрегата вследствие коррозии.
8. Загрязнение водосборных бассейнов.
9. Биообрастание строительных конструкций и оборудования охладителей.
10. Протечки в трубопроводах СОВ.

Без учета вышеперечисленных факторов сравнение эффективности даже одинаковых по проекту охладителей некорректно. И поскольку результирующим показателем эффективности охлаждения в СОВ является термодинамический КПД, необходимо соблюдать третье правило их регулирования: «Снижение термодинамического КПД СОВ в проектных производственных и погодных условиях свидетельствует о необходимости проведения надлежащего техобслуживания или ремонта соответствующего оборудования».

Окончательный выбор охладителя производится на основании сопоставления единовременных и эксплуатационных затрат.

### Выводы

1. Доказано, что сравнение эффективности работы СОВ с различными испарительными охладителями адекватно определению термодинамического КПД их циклов в одинаковых производственных и погодных условиях.

2. На основании законов СОВ сформулированы три правила регулирования работы испарительных охладителей этих систем.

#### Список литературы

1. **Сосновский С.К., Кравченко В.П.** коэффициент эффективности работы вентиляторных и башенных градирен //Теплоэнергетика. 2014. № 9. С. 20-25.
2. **СНиП 2.04.02-84.** Водоснабжение. Наружные сети и сооружения /Госстрой СССР. – М.: Стройиздат, 1985. – 136 с.
3. **Руководство** по проектированию градирен /Госстрой СССР. – М.: Союзводоканалпроект, 1980. – 142 с.
4. **Пособие** по проектированию градирен (к СНиП 2.04.02-84). – М.: ЦИТП, 1989. – 192 с.
5. **Бычков А.М.** Об эффективности систем технического водоснабжения //Энергетик. 2005. № 10. С. 6-8.
6. **Щегляев А.Б., Шевцов В.Н.** Сравнение эффективности брызгальных и пленочно-капельных градирен [Электронный ресурс] URL: <http://pht-nk.com/science/> (дата обращения: 03.08.2015).
7. **Сосновский С.К., Кравченко В.П.** Некоторые теоретические аспекты работы систем оборотного водоснабжения с вентиляторными и башенными градирнями //Энергетика и электрификация. 2014. №12. С. 39-44.
8. **Сосновский С.К., Кравченко В.П.** Определение эффективности охлаждения циркуляционной воды в вентиляторных и башенных градирнях //Энергетика и электрификация. – 2008. №3. С. 37-44.
9. **Дыскин Л.М., Пузиков Н.Т.** Расчет термодинамических циклов: учебное пособие. – Н. Новгород: Нижегород. гос. архит.-строит. ун-т. 2010. 87 с.
10. **Маргулова Т.Х.** Атомные электрические станции. – М.: Высшая школа. 1994. 359 с.
11. **Бродянский В.М.** Повышение эффективности атомных и геотермальных электростанций посредством использования низких температур окружающей среды // Теплоэнергетика. 2006. № 3. С. 36-41.
12. **Кучеренко Д.И., Гладков Д.А.** Оборотное водоснабжение (Системы водяного охлаждения). – М.: Стройиздат. 1980. 168 с.

#### THERMODYNAMIC CYCLES AND CONTROL RULES FOR WATER CIRCULATING SYSTEMS WITH TRANSPIRATION COOLERS

S.K. Sosnovskii, V.P. Kravchenko

The analysis of existing regulatory designing documents on chimney-type and mechanical-draft water cooling towers is carried out. It is shown the documents are out of date and to be improved. The efficiency criteria for water circulating systems (WCS), such as the mass transfer coefficient, efficiency factor of fill packing and cooling curves are lost their applied significance and no condition to solve appropriate problems. To analyse WCS with different coolers, the thermodynamic cycles in the Temperature-Time plot are introduced. The thermodynamic efficiency of WCS, which is equal to temperature difference to cooled water temperature ratio is proved as the integral efficiency index. Diagrammatical thermodynamic cycles for WCS with a cooling tower, sprinkling basin or cooling pond are adduced and comprehensive analysis of their specific operation features is carried out. Three rules for WCS control are formulated: 1) When putting into operation and removal from service of a heat exchanging equipment, it is necessary to observe the equation of a resulting water temperatures drop in both heaters and coolers; 2) The cooler hydraulic load variation without its efficiency decrease, is allowed only within the operation range of its individual performance; 3) The WCS thermodynamic efficiency drop under production and ambient conditions is an evidence necessity to fulfil required maintenance or to repair proper equipment. On the basis of the suggested thermodynamic cycles and their analysis a comparative estimation of cooling towers, the sprinkling basin and cooling ponds is carried out. The transpiration coolers disrepairings which influence the WCS operation efficiency require their timely elimination are indicated.

**Keywords:** roles for water circulating systems control; on chimney-type and mechanical-draft water cooling towers; thermodynamic cycle; thermodynamic efficiency

1. Sosnovskiy S.K., Kravchenko V.P. koeffitsient effektivnosti raboty ventilyatornyih i bashennyih gradiren //Теплоэнергетика. 2014. # 9. С. 20-25.

2. SNiP 2.04.02-84. Vodostabzhenie. Naruzhnyie seti i sooruzheniya /Gosstroy SSSR. – M.: Stoyizdat, 1985. – 136 s.

3. Rukovodstvo po proektirovaniyu gradiren /Gosstroy SSSR. – M.: Soyuzvodokanalproekt, 1980. – 142 s.
4. Posobie po proektirovaniyu gradiren (k SNiP 2.04.02-84). – M.: TsITP, 1989. – 192 s.
5. Byichkov A.M. Ob effektivnosti sistem tehničeskogo vodosnabzheniya //Energetik. 2005. # 10. S. 6-8.
6. Scheglyayev A.B., Shevtsov V.N. Sravnenie effektivnosti bryzgalnyih i plenočno-kapelnyih gradiren [Elektronnyiy resurs] URL: <http://pht-nk.com/science/> (data obrascheniya: 03.08.2015).
7. Sosnovskiy S.K., Kravchenko V.P. Nekotoryie teoreticheskie aspektyi raboty sistem oborotnogo vodosnabzheniya s ventilyatornyimi i bashennyimi gradirnyami //Energetika i elektrifikatsiya. 2014. #12. S. 39-44.
8. Sosnovskiy S.K., Kravchenko V.P. Opredelenie effektivnosti ohlazhdeniya tsirkulyatsionnoy vodyi v ventilyatornyih i bashennyih gradirnyah //Energetika i elektrifikatsiya. – 2008. #3. S. 37-44.
9. Dyiskin L.M., Puzikov N.T. Raschet termodinamicheskikh tsiklov: uchebnoe posobie. – N. Novgorod: Nizhegorod. gos. arhit.-stroit. un-t. 2010. 87 s.
10. Margulova T.H. Atomnyie elektricheskie stantsii. – M.: Vysshaya shkola. 1994. 359 s.
11. Brodyanskiy V.M. Povyshenie effektivnosti atomnyih i geotermalnyih elektrostansiy posredstvom ispolzovaniya nizkikh temperatur okruzhayushey sredy // Teploenergetika. 2006. # 3. S. 36-41.
12. Kucherenko D.I., Gladkov D.A. Oborotnoe vodosnabzhenie (Sistemyi vodyanogo ohlazhdeniya). – M.: Stroyizdat. 1980. 168