

УДК 697.34

Н.Ю.КОЛЕСНИК

*Харьковская государственная академия городского хозяйства***РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОТЫ ОХЛАЖДЕНИЯ АППАРАТОВ
С ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ**

Приведена методика расчета системы горячего водоснабжения, в которых в качестве источника теплоты используется теплота охлаждения аппаратов, имеющих испарительное охлаждение.

Проблемы энергосбережения Украины в последнее время серьезно обострились. Собственные запасы топлива (нефти, газа) невелики. Согласно имеющимся данным, в малой энергетике потребляется около 50% всех энергоресурсов топливно-энергетического комплекса Украины. Общая эффективность использования природного газа в централизованных системах теплоснабжения составляет 40%.

Кроме того, объекты коммунальной энергетики являются значительными источниками загрязнения воздушного бассейна: более 25%, а в некоторых городах более 50% всех выбросов осуществляется котельными, бытовыми печами, дизельными установками.

Поэтому для Украины актуальной является задача использования тепловых вторичных энергоресурсов (ТВЭР). Наряду с общеизвестными источниками высокопотенциальных ТВЭР, следует обратить внимание на низкопотенциальные, которые до сих пор не используются. Одним из источников низкопотенциальных ТВЭР является система охлаждения силовых трансформаторов, которые имеются на всех промышленных объектах, объектах инфраструктуры коммунального хозяйства, в жилых микрорайонах. Существующие системы охлаждения силовых трансформаторов не пригодны для этих целей ввиду низкого коэффициента теплоотдачи от масла к тепловоспринимающей среде, который не удастся повысить даже при вынужденном движении сред.

Была разработана система использования низкопотенциальных ТВЭР для нужд теплоснабжения на базе повышения эффективности систем охлаждения силовых трансформаторов.

В предлагаемой системе охлаждение масла происходит за счет скрытой теплоты при испарении жидкого хладагента, который вводится в маслобак, где при контакте с горячим маслом испаряется и отводит от масла теплоту. При этом в системе развивается движущий напор циркуляции без применения электрического насоса. Интенсификация процесса охлаждения масла в предлагаемой системе происходит за счет процесса теплообмена при испарении хладагента в мас-

ляном баке. Образовавшиеся в процессе испарения пары хладагента отделяются от масла в сепараторе, затем по пароводящей трубке отводятся в теплообменник (конденсатор), где они конденсируются.

При конденсации паров хладагента в теплообменнике (конденсаторе) в качестве тепловоспринимающей среды может применяться приточный воздух систем вентиляции в зимнее время или вода систем отопления или горячего водоснабжения. Таким образом, в предлагаемой системе отводимая теплота может быть использована для нужд систем вентиляции, отопления или горячего водоснабжения.

Предлагаемую комбинированную масляно-испарительную систему охлаждения силовых трансформаторов типа ТСМ предлагается использовать как источник теплоты для системы горячего водоснабжения. С этой целью ребристые трубы конденсатора заключаются в сварной металлический бак из листовой стали, в который подается холодная вода. Пар по пароводящей трубе поступает в конденсатор, где конденсируется, отдавая скрытую теплоту парообразования через стенку ребристой трубы (конденсатора) находящейся в баке воде. По мере необходимости нагретая вода отбирается из бака по трубопроводу горячей воды.

Исходными данными для расчета предлагаемой системы горячего водоснабжения являются физические и теплотехнические характеристики воды, газообразного и жидкого хладагента, значения которых находят из справочной литературы, конструктивные размеры конденсатора комбинированной масляно-испарительной системы охлаждения, а также отводимая мощность трансформатора.

Целью расчета предлагаемой системы горячего водоснабжения с источником теплоты от комбинированной системы охлаждения трансформатора является определение емкости и конструктивных размеров бака-аккумулятора.

Теплотехнический расчет предлагаемой системы горячего водоснабжения ведется в такой последовательности:

1. Определяем расход охлаждающей воды, кг/с:

$$N = G'_{вод} \cdot C'_{вод} \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где N – отводимая мощность, кВт, $C'_{вод}$ – удельная теплоемкость воды на линии насыщения, кДж/кг °С; Δt – перепад температур воды на входе и выходе из емкого водонагревателя, °С;

2. Определяем массовое расходное паросодержание двухфазного потока:

$$X = G'' / G', \quad (2)$$

где X' - массовый расход паров хладагента, кг/с, $G'' = N/g$; где g - теплота парообразования, кДж/кг, G' - массовый расход сконденсированного хладагента, кг/с, $G' = 10 G''$

3. Определяем площадь поверхности конденсатора (змеевика), м²:

$$F_{\text{конд}} = \pi \cdot d \cdot l, \quad (3)$$

где d - наружный диаметр трубы конденсатора, м, l - длина трубы конденсатора, м, определяемые по его конструктивным размерам.

4. Определяем расчетную скорость паров хладагента, м/с:

$$V_{\text{хл,р}} = (V_{\text{хл,вх}} + V_{\text{хл,вых}}) / 2, \quad (4)$$

где $V_{\text{хл,вх}}$ - скорость паров хладагента, м/с, на входе в конденсатор, определяемая из формулы: $G'v'' = V_{\text{хл,вх}} F_{\text{конд}} v''$ - удельный объем паров хладагента, м³/кг, определяемый по [1], $V_{\text{хл,вых}}$ - скорость паров хладагента, м/с, на выходе из конденсатора, принимаемая равной 0.

5. Определяем критерий Рейнольдса для хладагента:

$$Re = V_{\text{хл,р}} \cdot d / \nu, \quad (5)$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости, м²/с, определяемый по [1].

6. Определяем критерий Нуссельта для хладагента из критериального уравнения для теплоотдачи при течении жидкости в трубах

$$Nu_{\text{хл}} = 0,021 Re_{\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,43} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \varepsilon_1, \quad (6)$$

где $Pr_{\text{ж}}$, $Pr_{\text{ст}}$ - критерии Прандтля жидкости и стенки соответственно, ε_1 - коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи.

7. Определяем средний коэффициент теплоотдачи хладагента, Вт/м²·°С:

$$\alpha_{0, \text{хл}} = Nu_{\text{хл}} \lambda_{\text{хл}} / d, \quad (7)$$

где d - наружный диаметр трубы конденсатора, м, $\lambda_{\text{хл}}$ - коэффициент теплопроводности хладагента, Вт/м·°С.

8. Определяем критерий Нуссельта для воды из критериального уравнения:

$$Nu_{\text{вод}} = 0,5 (Gr_{\text{ж}} Pr_{\text{ж}})^{0,25} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (8)$$

где $Pr_{\text{ж}}$, $Pr_{\text{ст}}$ - критерии Прандтля жидкости и стенки, соответственно, $Gr_{\text{ж}}$ - критерий Грасгофа, определяемый по формуле:

$$Gr_{\text{ж}} = g \cdot \beta \cdot \Delta t \frac{d^3}{\nu^2}, \quad (9)$$

где g - ускорение свободного падения, м/с²; Δt - перепад температур входящей и выходящей из бака воды, К, β - температурный коэффици-

ент объемного расширения, $1/K$, d – диаметр трубы конденсатора, определяемый из конструктивных размеров, м, ν – коэффициент кинематической вязкости, m^2/s .

9. Определяем коэффициент теплоотдачи для воды, $Вт/м^2 \text{ } ^\circ C$:

$$\alpha_{вод} = Nu_{вод} \lambda_{вод} / d, \quad (10)$$

где $\lambda_{вод}$ – коэффициент теплопроводности воды, $Вт/м \text{ } ^\circ C$, d – наружный диаметр трубы конденсатора (змеевика), м.

10. Определяем расчетное значение коэффициента теплоотдачи хладагента, $Вт/м^2 \text{ } ^\circ C$:

$$\alpha_{хл} = \alpha_{0,хл} \sqrt{\rho' / \rho_m}, \quad (11)$$

где $\alpha_{0,хл}$ – коэффициент теплоотдачи, $Вт/м^2 \text{ } ^\circ C$, определяемый по формуле (7), ρ' – плотность жидкого хладагента, $кг/м^3$, ρ_m – средняя плотность парожидкостной смеси (конденсат хладагента и его пары) в данном сечении трубы, $кг/м^3$, ρ' / ρ_m – отношение плотностей жидкости и парожидкостной смеси, определяемое по формуле

$$\frac{\rho}{\rho_m} = 1 + \frac{\rho' - \rho''}{\rho''} X', \quad (12)$$

где ρ'' – плотность паров хладагента, $кг/м^3$, определяемая по [1], X' – массовое расходное паросодержание, определяемое по формуле (2).

12. Определяем коэффициент теплопередачи от паров хладагента к нагреваемой в баке аккумуляторе воде через стенку конденсатора (змеевика), $Вт/м^2 \text{ } ^\circ C$:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{хл} d_1} + \frac{1}{2\lambda_{ст}} \ln(d_2 / d_1) + \frac{1}{\alpha_{вод} d_2} \cdot \frac{F_1}{F_2}}, \quad (13)$$

где $\alpha_{хл}$ – коэффициент теплоотдачи хладагента, $Вт/м^2 \text{ } ^\circ C$, определенный по формуле (10), $\alpha_{вод}$ – коэффициент теплоотдачи воды, $Вт/м^2 \text{ } ^\circ C$, определенный по формуле (11), d_1 и d_2 – соответственно, внутренний и наружный диаметры, м, определяемые из конструктивных размеров, F_1 и F_2 – соответственно, площадь гладкой и ребристой поверхности, $м^2$ определяемые из конструктивных размеров, $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности стенки конденсатора, $Вт/м \text{ } ^\circ C$, определяемый по [2].

13. Определяем расход теплоты на горячее водоснабжение, передаваемое змеевиком (конденсатором):

$$Q_{зм} = F_{конт} k \Delta t / l, \quad (14)$$

где k – коэффициент теплопередачи, $Вт/м^2 \text{ } ^\circ C$, определяемый по формуле (13), $F_{конт}$ – площадь поверхности конденсатора (змеевика), $м^2$,

определяемая по формуле (3), Δt - разность температур воды, входящей в бак-аккумулятор и выходящей из него, $^{\circ}\text{C}$.

14. Определяем максимальное количество теплоты на горячее водоснабжение:

$$Q_{\max} = q_{\text{душ}} C_{\text{вод}} \Delta t, \quad (15)$$

где $q_{\text{душ}}$ - расход воды на душевые нужды, л/сетку, $C_{\text{вод}}$ - удельная теплоемкость воды, $\text{кДж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$, определяемая по [2], Δt - разность температур воды на входе и выходе из бака-аккумулятора, $^{\circ}\text{C}$.

15. Определяем полезную емкость бака-аккумулятора, л:

$$V_{\text{ак}} = \frac{Q_{\max} - Q_{\text{зм}}}{C_{\text{вод}} \cdot \Delta t}. \quad (16)$$

1. Данилова Г. Н. и др. Сборник задач и расчетов по теплопередаче. - М.: Госторгиздат, 1961. - 271с.

2. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Кн. 1-я / Р.В.Щекин, С.М.Корневский, Г.Е.Бем и др. - К.: Будівельник, 1976. - 416с.

Получено 15.01.2002

УДК 628.9

А.И.ТОКМАНЬ, В.Ф.РОЙ, д-р физ.-матем. наук
Харьковская государственная академия городского хозяйства

ПРОБЛЕМА ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В УСТАНОВКАХ НАРУЖНОГО ОСВЕЩЕНИЯ

Рассмотрены вопросы энергосбережения за счет использования преломляющих оптических систем в светильниках наружного освещения.

Проблема энергосбережения в осветительных установках (ОУ), в том числе и в установках наружного освещения, приобрела за последние годы исключительное значение. В этой связи во многих государствах мира приняты и реализуются специальные программы энергосбережения, включающие самостоятельные разделы для ОУ (снижение расхода электроэнергии и выброса вредных веществ в атмосферу). В зарубежной практике помимо норм искусственного освещения появились и стандарты по энергосбережению [1].

Масштабы расхода электроэнергии на освещение при сохранении нормируемых характеристик определяются параметрами светотехнических изделий. Количественный прогноз возможностей электросбережения до 2020г. базируется на качественном прогнозе развития светотехники [2]. Основные направления развития светотехники до 2020г. сформулированы в документе «Видение 2020» Департамента энергетики и строительства США. В ОУ предусматривается применение не