

Время начала снижения (подъема) температуры прямой сетевой воды на источнике

$$\tau_{\text{сн(под)}} = \tau_{\text{потр}}^{\text{нач(кон)}} - \Delta\tau_{\text{сн(под)}}, \quad (2)$$

где $\tau_{\text{потр}}^{\text{нач(кон)}}$ – время начала (конца) работы системы горячего водоснабжения потребителя с максимальным водоразбором, наиболее приближенного к источнику теплоснабжения, ч.

Рассмотренный в данной статье режим работы теплосети внедряется в Минске, Гродно, Лиде, Могилеве, Бобруйске. При продолжительности указанного периода для БССР (1900–2000 ч) внедрение такого режима за счет снижения тепловых потерь в сетях и перегрева зданий, а также повышения располагаемой мощности ТЭЦ в часы утреннего подъема нагрузки и уменьшения в часы ночного провала, надежности и экономичности режима подогрева сетевой воды даст значительный экономический эффект.

Л и т е р а т у р а

1. Строительные нормы и правила. СНиП II-34-76. Горячее водоснабжение. – М.: Стройиздат, 1976, с. 28. 2. Беляев В.И., Гиршфельд В.Я., Миркина А.И. Влияние переменного режима теплосети на работу турбины Т-100-130 по тепловому графику. – Теплоэнергетика, 1972, № 4, с. 10–14. 3. Минич Э.П., Ивашкевич А.И. Выбор режима испытаний магистральных тепловых сетей с отключенными потребителями. – Электрические станции, 1975, № 11, с. 37–39.

УДК 621.17.013.1:536.763

В.Ф.Степанчук, А.М.Брушков

АНАЛИЗ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРОМАСЛЯНОЙ СМЕСИ

Конденсация водяного пара в присутствии органических примесей, как правило, происходит в условиях ухудшенной смачиваемости поверхности. При этом на поверхности конденсации одновременно имеют место и пленочный и капельный виды конденсации, т.е. процесс носит капельно-пленочный, ручьевого характер.

Анализ полученных ранее [1] экспериментальных данных (при давлении насыщения 0,106 МПа и концентрациях масла в паре 400–2800 мг/кг) и литературных источников [2, 3] позволил

сделать заключение о физической модели конденсации водяного пара в присутствии масла. Суть модели состоит в следующем:

- конденсация замащенного пара на вертикальной поверхности носит смешанный (капельно-пленочный) характер;
- движение пленки на пленочном участке конденсации является ламинарным;
- вследствие действия сил поверхностного натяжения и абсорбционных сил масло собирается под пленкой конденсата в виде подслоя.

На основании вышеизложенных соображений дифференциальные уравнения движения пленок масла и конденсата соответственно могут быть для вертикальной поверхности записаны в таком виде:

$$\mu_M \frac{d^2 w_M}{dy^2} = -\rho_M g; \tag{1}$$

$$\mu_K \frac{d^2 w_K}{dy^2} = -\rho_K g. \tag{2}$$

В этих условиях μ - динамическая вязкость, Па · с ; w - скорость, м/с; ρ - плотность, кг/м³; y - абсцисса, м. Индекс к соответствует конденсату водяного пара, м - маслу.

Граничными условиями являются следующие:

При $y = 0$ $w_M = 0$;

при $y = \delta_M$ $w_M = w_K$; $\mu_K \frac{dw_K}{dy} = \mu_M \frac{dw_M}{dy}$;

при $y = \delta_M + \delta_K$ $\frac{dw_K}{dy} = 0$,

где δ_M и δ_K - толщины пленок масла и конденсата.

Решение уравнений (1)-(2) при учете граничных условий позволяет получить распределения скоростей и величины расходов в пленках масла и конденсата.

Так как положено, что $G = \Psi G_M$ (G - расход каждой из жидкостей в двухслойной пленке, кг/с; Ψ - концентрация масла в паре, кг/кг), имеем:

$$\frac{\rho_M^2}{3\mu_M} \epsilon_M^3 + \frac{\rho_K \rho_M}{2\mu_M} (1 - \Psi) \epsilon_M^2 = \Psi \left(\frac{\rho_K^2}{\mu_M} \epsilon_M + \frac{\rho_K^2}{3\mu_K} \right), \tag{3}$$

где $\epsilon_M = \frac{\delta_M}{\delta_K}$.

Уравнение (3) позволяет установить соотношение между толщинами пленок масла и конденсата. Из него следует, что данное соотношение определяется лишь физическими параметрами жидкостей и концентрацией масла в паре.

Сопоставляя приросты расхода конденсата при изменении высоты поверхности на dx и уравнения теплового баланса единицы поверхности, выводим формулу для расчета осредненного по высоте коэффициента теплоотдачи на пленочном участке конденсации

$$\alpha_{\Pi} = 1,24 \left(\frac{\lambda_K \lambda_M}{\lambda_M + \epsilon_M \lambda_K} \right)^{3/4} \sqrt[4]{\frac{gr \left(\frac{\rho_K^2}{3\mu_K} + \frac{\rho_K \rho_M}{2\mu_M} \epsilon_M^2 + \frac{\rho_K^2}{\mu_M} \epsilon_M \right)}{(T_S - T_W) \cdot H}} \quad (4)$$

где λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); r - удельная теплота парообразования водяного пара, Дж/кг; H - высота поверхности, м.

Средний коэффициент теплоотдачи на капельном участке конденсации может быть определен по критериальным уравнениям, предложенным В.П.Исаченко [2]:

при $Re_{\text{кап}} = 8 \cdot 10^{-4} - 3,3 \cdot 10^{-3}$

$$\overline{Nu}_{\text{кап}} = 3,2 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{\text{кап}}^{-0,84} \cdot \Pi_K^{1,16} \cdot Pr^{0,33}; \quad (5)$$

при $Re_{\text{кап}} = 3,3 \cdot 10^{-3} - 3,5 \cdot 10^{-2}$

$$\overline{Nu}_{\text{кап}} = 5 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{\text{кап}}^{-1,57} \cdot \Pi_K^{1,16} \cdot Pr^{0,33}. \quad (6)$$

В этих уравнениях

$$Re_{\text{кап}} = \frac{\lambda_K (T_S - T_W)}{r \mu_K} -$$

критерий Рейнольдса для капельной конденсации;

$$\overline{Nu}_{\text{кап}} = \frac{\overline{\alpha}_{\text{кап}} 2 \sigma T_S}{\lambda_K r \rho_K (T_S - T_W)} -$$

критерий Нуссельта для капельной конденсации;

$$\Pi_K = \frac{2 \xi \sigma^2 T_S}{r \rho_K^2 \nu_K^2} -$$

термокапиллярный критерий, учитывающий взаимодействие термокапиллярных сил и сил вязкости.

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{кп}$, $\alpha_{п}$, $\alpha_{кап}$ находятся во взаимной связи в соответствии со следующим соотношением:

$$\alpha_{кп} = \alpha_{п} (1 - f_n) + \alpha_{кап} \cdot f_n, \quad (7)$$

где $\alpha_{кп}$ - коэффициент теплоотдачи при капельно-пленочной конденсации; $\alpha_{п}$ и $\alpha_{кап}$ - коэффициенты теплоотдачи на пленочном и капельном участках конденсации, Вт/(м²·К); f_n - доля поверхности, на которой происходит капельная конденсация или, иначе, доля несмачиваемой поверхности.

Полагая коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{кп}$, $\alpha_{п}$, $\alpha_{кап}$ известными из последнего уравнения, находим величину f_n :

$$f_n = \frac{\alpha_{кп} - \alpha_{п}}{\alpha_{кап} - \alpha_{п}}. \quad (8)$$

Значительная сложность исследуемого процесса теплообмена при конденсации замасленного пара не позволяет получить аналитическое решение для величины f_n . Вследствие этого полученный ранее экспериментальный материал обработан в виде критериальных зависимостей:

при $\psi \leq \psi_{кр} = 0,001$ кг/кг

$$f_n = 3,47 \cdot 10^4 \left(\frac{\Delta \bar{T}}{t_s} \right)^5 \cdot \left(\frac{\psi}{\psi_{кр}} \right)^{0,8}; \quad (9)$$

при $\psi > \psi_{кр} = 0,001$ кг/кг

$$f_n = 3,47 \cdot 10^4 \left(\frac{\Delta \bar{T}}{t_s} \right)^5 \cdot \left(\frac{\psi}{\psi_{кр}} \right)^{0,8}. \quad (10)$$

Полученная методика позволяет рассчитывать теплоотдачу при конденсации замасленного пара с погрешностью не более $\pm 20\%$.

Л и т е р а т у р а

1. Степанчук В.Ф., Брушков А.М. Теплообмен при конденсации замасленного пара. - В кн.: Пути повышения эффективности использования в промышленности топлива, электрической и тепловой энергии: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. сов. Гомель, 1977, с. 72-74. 2. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. - М.: Энергия, 1977. - 240 с. 3. Маршалл, Хикман. Конденсация бинарных паровых смесей несмешивающихся жидкостей при ламинарном течении пленки под действием силы тяжести. - Теплопередача (русск. перевод Trans. ASME, Ser. C), 1973, т. 95, с. 1-5.