УДК 536.2

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ И НАПРЯЖЕНИЙ В ТРУБОПРОВОДАХ

Докт. техн. наук, проф. ЕСЬМАН Р. И.

Белорусский национальный технический университет

В ряде теплотехнологий энергетики и машиностроения используются трубопроводы различных конструкций и назначения. В качестве горячего теплоносителя могут применяться горячая вода, пар, расплавы солей, жидкометаллические теплоносители и т. д. Для изучения возможностей увеличения энергетической эффективности теплоносителей в паропроводах и экономии энергоресурсов, а также увеличения надежности и стабильности процессов течения и тепломассообмена проведем компьютерный анализ и расчет полей температур и температурных напряжений в теплопроводах. При решении задачи будем учитывать нелинейный характер внешнего и внутреннего термических сопротивлений, переменные теплофизические характеристики стенки трубопровода, изоляции, покрытия, являющиеся функциями температуры.

Для расчета температурных напряжений рассмотрим бесконечно длинный полый цилиндр с внутренним a и наружным b радиусами, в котором температура распределена по поперечному сечению неравномерно. При этом возникают напряжения двух родов: радиальные σ_r и тангенциальные σ_Θ рис. 1.

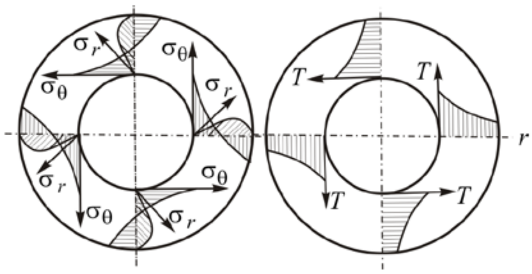

Рис. 1. Эпюры температур и профильных температурных напряжений в сечении теплопровода

Относительная деформация в радиальном направлении рассчитывается по формуле

$$\varepsilon_r = \frac{1+\nu}{E}\left[\sigma_r - \nu\left(\sigma_r - \sigma_\Theta\right)\right] - \nu\varepsilon_z + \left(1+\nu\right)\beta T, \tag{1}$$

где ν – коэффициент Пуассона; β – то же термического расширения; E – модуль упругости; ε_z – постоянная деформация вдоль оси z; σ_r, σ_Θ – радиальные и тангенциальные напряжения, определяемые по формулам:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu}\left\{\frac{1-\dfrac{a^2}{r^2}}{b^2-a^2}\int_a^b \beta r\left[T(r)-T_0\right]dr - \frac{1}{r^2}\int_a^r \beta r\left[T(r)-T_0\right]dr\right\}; \tag{2}$$

$$\sigma_\Theta = \frac{E}{1-\nu}\left\{\frac{1+\dfrac{a_2}{r^2}}{b^2-a^2}\int_a^b \beta r\left[T(r)-T_0\right]dr + \frac{1}{r^2}\int_a^r \beta r\left[T(r)-T_0\right]dr - \beta\left[T(r)-T_0\right]\right\}. \tag{3}$$

Постоянная деформация вдоль оси $z(\varepsilon_z)$ вычисляется из условия

$$\int_a^b r\sigma_z dr = 0,$$

где

$$\sigma_z = E\left(\varepsilon_z - \beta T\right) + \nu\left(\sigma_r + \sigma_\Theta\right).$$

Используя выражение для σ_r и σ_Θ, определим

$$\varepsilon_z = \frac{2}{b^2-a^2}\int_a^b \beta r\left[T(r)-T_0\right]dr. \tag{4}$$

Найдем решение температурного поля для многослойного цилиндрического тела с переменными теплофизическими характеристиками каждого слоя. Дифференциальное уравнение теплопроводности для каждого из слоев в цилиндрических координатах имеет вид

$$c_j\left(T_j\right)\rho_j\left(T_j\right)\frac{\delta T_j(r,t)}{\delta t} = \frac{1}{r}\frac{\delta}{\delta r}\left[r\lambda_j\left(T_j\right)\frac{\delta T_j(r,t)}{\delta r}\right], \tag{5}$$

где j – индекс, определяющий принадлежность уравнения к различным слоям составного тела, представляющего систему набора коаксиальных труб; $c_j(T_j)$ – теплоемкость j-го слоя как функция температуры; r – цилиндрическая координата (радиус); $\lambda_j(T_j)$ – коэффициент теплопроводности j-го слоя как функция температуры.

Уравнение для покрытия введено с целью получения идентичных условий теплового сопряжения на границе слоев, которые могут быть записаны в виде:

$$\begin{cases} \lambda_j\left(T_j\right)\dfrac{\delta T_j}{\delta r} = \lambda_{j-1}\left(T_{j-1}\right)\dfrac{\delta T_{j-1}}{\delta r} \quad \text{при} \quad r = R_j; \\ T_j = T_{j-1}, \end{cases} \tag{6}$$

где R_j – радиус сопряжения j-го и $(j-1)$-го слоев.

Рассмотрим вариант движения горячего теплоносителя внутри трубопровода, обтекаемого с внешней поверхности жидкостью или газом (скорость движения горячего теплоносителя w_1, а скорость движения теплоносителя со стороны внешней среды w_2). В условиях вынужденной конвекции граничные условия на внутренней и внешней поверхностях трубопровода имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} \lambda_1(T_1)\frac{\delta T_1}{\delta r} &= \alpha_1(T_1 - T_{ж1}); \\ \lambda_п(T_п)\frac{\delta T_п}{\delta r} &= \alpha_2(T_п - T_{ж2}), \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от внешней поверхности цилиндра к жидкости; $T_{ж1}$, $T_{ж2}$ – температуры горячего теплоносителя и жидкости на внешней поверхности трубопровода соответственно.

Введем разрывные теплофизические характеристики. Предположим, что на каждом слое они принимают значения, соответствующие материалу слоя, и терпят разрыв на границах слоев. Тогда теплоперенос в многослойном теле определяется дифференциальным уравнением, представленным в безразмерном виде

$$c(u,r)\beta(u,r)\frac{\delta u(r,t)}{\delta t} = \frac{1}{r}\frac{\delta}{\delta r}\left[r\lambda(u,r)\frac{\delta u(r,t)}{\delta r}\right], \tag{8}$$

где $u = \dfrac{T - T_0}{T_0}$ – безразмерная температура.

Краевые условия в безразмерном виде запишутся следующим образом:

• граничные условия

$$\left.\begin{aligned} &\lambda\frac{\delta u}{\delta r} = \alpha_1(u - u_ж) \quad \text{при} \quad r = \frac{\overline{d_в}}{2}; \\ &\lambda\frac{\delta u}{\delta r} = -\alpha_2 u \qquad\quad \text{при} \quad r = 1; \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

• начальные условия

$$u = u_0. \tag{10}$$

Значения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 определяются по соответствующим формулам теории теплообмена.

Для расчета теплоотдачи в круглой трубе и в плоской щели при ламинарном режиме течения можно воспользоваться уравнениями подобия конвективного теплообмена:

• для круглой трубы:

$$\begin{aligned} &\mathrm{Nu} = 1{,}61\left(\mathrm{Pe}\frac{d}{L}\right)^{1/3} \quad \text{при} \quad \mathrm{Pe}\frac{d}{L} > 12; \\ &\mathrm{Nu} = 3{,}66\left(\mathrm{Pe}\frac{d}{L}\right)^{1/3} \quad \text{при} \quad \mathrm{Pe}\frac{d}{L} < 12; \end{aligned} \tag{11}$$

• для плоской щели:

$$\mathrm{Nu} = 1{,}85\left(\mathrm{Pe}\frac{2d}{L}\right)^{1/3} \text{ при } \quad \mathrm{Pe}\frac{2d}{L} > 70;$$
$$\mathrm{Nu} = 7{,}5\left(\mathrm{Pe}\frac{2d}{L}\right)^{1/3} \text{ при } \quad \mathrm{Pe}\frac{2d}{L} < 70, \qquad (12)$$

где L – длина трубы или канала; Nu – среднее значение Нуссельта по длине L; Pe – число Пекле.

Число Нуссельта Nu характеризует конвективный теплообмен на границе твердого тела и жидкости

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha L}{\lambda_{\text{ж}}},$$

где α – коэффициент теплоотдачи (искомая величина); $\lambda_{\text{ж}}$ – коэффициент теплопроводности жидкости, обтекающей данную поверхность.

Число Пекле Pe показывает долю конвективного переноса теплоты вдоль течения по отношению к переносу теплоты путем теплопроводности в направлении нормали к поверхности

$$\mathrm{Pe} = \frac{wL}{\alpha} = \frac{c_{\text{р}}\rho_{\text{ж}}\omega L}{\lambda_{\text{ж}}},$$

где $c_{\text{р}}$ – удельная массовая изобарная теплоемкость жидкости; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости.

При турбулентном режиме течения для прямых гладких труб хорошие результаты получаются при расчете по формуле

$$\mathrm{Nu} = \frac{0{,}023\,\mathrm{Pr}\,\mathrm{Re}^{0{,}8}}{1 + 2{,}14\,\mathrm{Re}^{-0{,}1}\left(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1\right)},$$

где Pr – число Прандтля, $\mathrm{Pr} = \nu/\alpha = \mu c_{\text{р}} / \lambda_{\text{ж}}$.

Для условий теплообмена при вынужденном движении жидкости внутри полости трубопровода уравнение подобия имеет вид

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_{\text{ж}}\mathrm{Nu}}{a}, \ \mathrm{Nu} = 0{,}023\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}\,\mathrm{Re}^{0{,}8}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ж}}}{\mathrm{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25}, \qquad (13)$$

где Pr – число Прандтля, $\mathrm{Pr} = \mu c_{\text{р}} / \lambda_{\text{ж}}$; Re – число Рейнольдса, Re = $= \rho w\ l / \mu$.

Поправка $\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ж}}}{\mathrm{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25}$ введена в уравнение подобия М. А. Михеевым. Множитель учитывает зависимость теплоотдачи жидкости (несжимаемой) от направления теплового потока и температурного напора. Если жидкость нагревается, то множитель больше единицы, если охлаждается – меньше. Нижние индексы «ж» и «ст» обозначают, что соответствующие величины числа Прандтля выбираются по температуре жидкости вдали от тела или по температуре стенки. При охлаждении воздухом поправку $\left(\frac{\mathrm{Pr}_ж}{\mathrm{Pr}_{ст}}\right)^{0,25}$ можно не учитывать.

Теплообмен на внешней поверхности трубопровода при свободном движении воздуха (среды) определяется известными уравнениями подобия для теплоотдачи вдоль нагретой вертикальной пластины или трубы:

- при ламинарном движении воздуха вдоль поверхности

$$\alpha_2 = \frac{1{,}18\lambda_{возд}}{L(\mathrm{Gr}\mathrm{Pr})^{1/8}} \text{ при } 10^{-3} < \mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr} < 5\cdot 10^2;$$

- при переходном режиме свободного движения воздуха

$$\alpha_2 = \frac{0{,}54\lambda_{возд}}{L(\mathrm{Gr}\mathrm{Pr})^{1/4}} \text{ при } 5\cdot 10^2 < \mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr} < 2\cdot 10^7;$$

- при свободном турбулентном движении

$$\alpha_2 = \frac{0{,}13\lambda_{возд}}{L(\mathrm{Gr}\mathrm{Pr})^{1/3}} \text{ при } \mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr} > 2\cdot 10^7,$$

где L – определяющий размер, продольная вдоль потока координата, отсчитываемая от места начала теплообмена, м.

Коэффициенты теплопроводности, входящие в уравнение подобия, выбраны следующим образом. Коэффициент теплопроводности движущейся жидкости $\lambda_ж$ выбран в соответствии с температурой жидкости, а коэффициент теплопроводности среды $\lambda_{возд}$ – в соответствии со средней температурой среды вдали от поверхности трубопровода и температурой внешней поверхности стенки. Число Грасгофа $\mathrm{Gr} = gL^3\beta\Delta T/\nu^2$ вычисляется при том же значении определяющей температуры.

Величина числа $\mathrm{Pr}_{ст}$ рассчитывается в соответствии с температурой стенки, для остальных значений чисел подобия в качестве определяющей температуры принята средняя по сечению температура жидкости ($T_{ж1}$ или $T_{ж2}$).

Температуры $T_{ж1}$ и $T_{ж2}$ должны определяться из решения дифференциального уравнения переноса теплоты в движущейся жидкости

$$\frac{\partial}{\partial r}\left[r\left(\lambda - \lambda_т\right)\frac{\partial T_ж}{\partial r}\right] = c_р\rho w R\frac{\partial T_ж}{\partial x}, \tag{14}$$

где r и x – цилиндрическая и продольная координаты соответственно; $\lambda_т$ – коэффициент теплопроводности при турбулентном режиме (при ламинарном режиме $\lambda_т = 0$); w – скорость потока.

Решение дифференциального уравнения теплопереноса можно выразить рядом [1]

$$\vartheta = 0{,}819e^{-14{,}62\frac{\chi x}{wd^2}} + 0{,}0976e^{-88{,}2\frac{\chi x}{wd^2}} + 0{,}819e^{-212\frac{\chi x}{wd^2}} + \ldots,$$

где ϑ – безразмерная температура,

$$\vartheta = \frac{T_{\text{ст}} - T_{\text{ж}}}{T_{\text{ст}} - T_{\text{ж}0}};$$

$T_{\text{ст}}$ – температура стенки; $T_{\text{ж}0}$ – то же жидкости на входе в трубопровод; χ – коэффициент температуропроводности жидкости;

$$\chi = \frac{\lambda + \lambda_{\text{т}}}{c_{\text{р}}\rho}.$$

Значение коэффициента теплопроводности при турбулентном режиме можно определить из полуэмпирических соотношений [2]. Значения температур $T_{\text{ст}}$ и $T_{\text{ж}0}$ при турбулентном режиме находятся из экспериментальных данных. Таким образом, все граничные условия поставлены.

Начальные условия имеют вид

$$T_j\left(r,0\right) = \overline{T}j_0. \tag{15}$$

Аппроксимируя систему дифференциальных уравнений и соответствующих краевых условий на четырехточечном нерегулярном шаблоне, получим следующее сеточное уравнение:

$$\alpha^2\rho_j c_j \frac{u_j^{l+1} - u_j^l}{\tau} = \\ = \frac{1}{\overline{\overline{h}}}\left[\left(1 + \frac{1}{2}\frac{h_+}{r_j}\right)\lambda_{j+\frac{1}{2}}\frac{u_{j+1}^{l+1} - u_j^{l+1}}{h_+} - \left(1 - \frac{1}{2}\frac{h_-}{r_j}\right)\lambda_{j-\frac{1}{2}}\frac{u_j^{j+1} - u_{j-1}^{l+1}}{h_-}\right], \tag{16}$$

где j = 0, 1, 2, …, n – 1; r_j – безразмерная координата узла; h_+, h_- – шаг сетки по обе стороны j-го узла:

$$h_+ = r_{j+1} - r_j;\ \ h_- = r_j - r_{j-1};\ \ h = \frac{h_+ + h_-}{2}. \tag{17}$$

Разностный аналог граничных условий запишется следующим образом:

$$\lambda_{-\frac{1}{2}}\frac{u_0^{l+1} - u_{-1}^{l+1}}{h_1} = \alpha_1\left(\frac{u_0^{l+1} + u_{-1}^{l+1}}{2} - u_{\text{ж}_1}\right), \tag{18}$$

где h_1 – шаг сетки на слое.

Начальные условия примут вид:

$$u_j^0 = \begin{cases} u_{1_0}\text{при} \quad n_1 + n_2 \le j < n_1 + n_2 + n_3; \\ u_{2_0}\text{при} \quad j < n_1 + n_2;\ j \ge n_1 + n_2 + n_3, \end{cases} \tag{19}$$

где u_{01}, u_{02} – безразмерная температура жидкости и безразмерная начальная температура стенки трубопровода.

Напряжения и постоянная деформация ε_z в уравнении (1) определяются по формулам:

$$\sigma_r^{i-\frac{1}{2}} = \frac{E}{1-\nu}\times$$

$$\times\left\{\frac{1-\dfrac{a_0^{-2}}{\left[\left(r_i+r_{i-1}\right)/2\right]^2}}{1-a_0^{-2}}\sum_{j=n_1+n_2}^{n}\varepsilon_j\beta_{j-\frac{1}{2}}\frac{r_j+r_{j-1}}{2}\left[\left(\frac{\upsilon_j+\upsilon_{j-1}}{2}+1\right)T_0-T_{02}\right]h_2-\right.$$

$$\left.-\frac{1}{\left(\dfrac{r_i+r_{i-1}}{2}\right)^2}\sum_{j=n_1+n_2}^{i}\varepsilon_j\beta_{j-\frac{1}{2}}\frac{r_j+r_{j-1}}{2}\left[\left(\frac{\upsilon_j+\upsilon_{j-1}}{2}+1\right)T_0-T_{02}\right]h_2\right\};$$

$$\sigma_\theta^{i-\frac{1}{2}} = \frac{E}{1-\nu}\times$$

$$\times\left\{\frac{1+\dfrac{a_0^{-2}}{\left[\left(r_i+r_{i-1}\right)/2\right]^2}}{1-a_0^{-2}}\sum_{j=n_1+n_2}^{n}\varepsilon_j\beta_{j-\frac{1}{2}}\frac{r_j+r_{j-1}}{2}\left[\left(\frac{\upsilon_j+\upsilon_{j-1}}{2}+1\right)T_0-T_{02}\right]h_2+\right.$$

$$+\frac{1}{\left[\left(r_i+r_{i-1}\right)/2\right]^2}\sum_{j=n_1+n_2}^{i}\varepsilon_j\beta_{j-\frac{1}{2}}\frac{r_j+r_{j-1}}{2}\times$$

$$\left.\times\left[\left(\frac{\upsilon_j+\upsilon_{j-1}}{2}+1\right)T_0-T_{02}\right]h_2-\beta_{i-\frac{1}{2}}\left[\left(\frac{\upsilon_i+\upsilon_{i-1}}{2}\right)T_0-T_{02}\right]\right\};$$

$$\varepsilon_z=\frac{2}{1-a_0^{-2}}\sum_{j=n_1+n_2}^{n}\varepsilon_j\beta_{j-\frac{1}{2}}\frac{r_j+r_{j-1}}{2}\left[\left(\frac{\upsilon_j+\upsilon_{j-1}}{2}+1\right)T_0-T_{02}\right]h_2,$$

где $i = n_1 + n_2, ..., n.$

Решение уравнений (16)–(19) производится методом продольно-поперечных направлений на каждом временном слое [2].

ВЫВОД

Разработаны математические модели и алгоритмы численного решения задачи нестационарных температурных полей и профильных температурных напряжений в многослойных теплопроводах различного назначения.

Численными методами решена задача оптимального функционирования трубопровода, исходя из требований минимизации теплопотерь и величины профильных температурных напряжений. Результаты численного эксперимента позволяют определить оптимальные режимные параметры движения горячего теплоносителя в многослойных теплопроводах с эффективной тепловой изоляцией.

Анализ динамики температурных полей и напряжений создает возможность на стадии проектирования определить оптимальный режим эксплуатации трубопроводов.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Л ы к о в, А. В. Тепломассообмен: справ. / А. В. Лыков. – М.: Энергоатомиздат, 1972.
2. Р а с ч е т ы процессов литья / Р. И. Есьман [и др.] – Минск: Вышэйш. шк., 1977. – 264 с.

Представлена кафедрой
промышленной теплоэнергетики
и теплотехники

Поступила 11.11.2008

УДК 536.25

К ЗАДАЧЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ ПО СВОБОДНО-КОНВЕКТИВНОЙ ТЕПЛООТДАЧЕ ПУЧКОВ РЕБРИСТЫХ ТРУБ

Докт. техн. наук, проф. КУНТЫШ В. Б., канд. техн. наук, доц. ДУДАРЕВ В. В.

Белорусский государственный технологический университет

Свободная тепловая конвекция широко распространена в технике. Теплоотдача при свободной конвекции воздуха обеспечивает требуемые тепловые режимы систем охлаждения радиоэлектронного оборудования, систем кондиционирования и жизнеобеспечения летательных аппаратов. Она имеет место в теплообменниках различных технологических устройств, аппаратах воздушного охлаждения (АВО) энергоносителей топливно-энергетического комплекса, системах аварийного расхолаживания ядерных энергетических реакторов. Постоянный интерес к энергосбережению стимулирует повышенное внимание к свободной конвекции, применение которой позволяет осуществлять теплопередачу без затрат энергии на перемещение воздуха при внешнем обтекании им поверхности теплообмена.

В зимний период года при температуре наружного воздуха ниже некоторого значения (как правило, ниже –(5–15) °С) эксплуатацию АВО переводят в режим [1] свободной конвекции воздуха. В этом режиме вентиляторы АВО или периодически включаются, или полностью отключаются, что определяется температурой охлаждающего воздуха. В АВО перед пучком теплообменных секций устанавливается предвключенный подогреватель воздуха [2], конструктивно выполненный в виде однорядного пучка из биметаллических ребристых труб (БРТ) с накатными алюминиевыми реб-