

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.

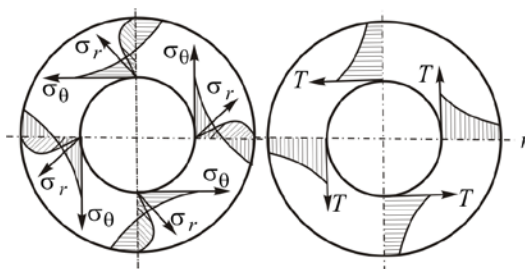


Рис. 1. Эпюры температур и профильных температурных напряжений в сечении теплопровода

Относительная деформация в радиальном направлении рассчитывается по формуле

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

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:

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

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

Постоянная деформация вдоль оси z (ε_z) вычисляется из условия

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

где

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

Используя выражение для σ_r и σ_Θ , определим

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

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

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

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:

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

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:

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

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

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

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

Краевые условия в безразмерном виде запишутся следующим образом:

- граничные условия

$$\left. \begin{aligned} \lambda \frac{\delta u}{\delta r} &= \alpha_1(u - u_{ж}) \quad \text{при} \quad r = \frac{\overline{d}_B}{2}; \\ \lambda \frac{\delta u}{\delta r} &= -\alpha_2 u \quad \text{при} \quad r = 1; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

- начальные условия

$$u = u_0. \quad (10)$$

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:

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

• для плоской щели:

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

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

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

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

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

где c_p – 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

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

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

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

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

где Pr – число Прандтля, $\text{Pr} = \mu c_p / \lambda_{\text{ж}}$; Re – число Рейнольдса, $\text{Re} = \rho w L / \mu$.

Поправка $\left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}$ 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 $\left(\frac{\text{Pr}_\text{ж}}{\text{Pr}_\text{ст}}\right)^{0,25}$ 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

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

- при переходном режиме свободного движения воздуха

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

- при свободном турбулентном движении

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

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 $\lambda_\text{ж}$ выбран в соответствии с температурой жидкости, а коэффициент теплопроводности среды $\lambda_{\text{возд}}$ – в соответствии со средней температурой среды вдали от поверхности трубопровода и температурой внешней поверхности стенки. Число Грасгофа $\text{Gr} = gL^3\beta\Delta T/\nu^2$ вычисляется при том же значении определяющей температуры.

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

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

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[r(\lambda - \lambda_\text{т}) \frac{\partial T_\text{ж}}{\partial r} \right] = c_\text{p} \rho w R \frac{\partial T_\text{ж}}{\partial x}, \quad (14)$$

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

Решение дифференциального уравнения теплопереноса можно выразить рядом [1]

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

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;

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

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

$$T_j(r, 0) = \bar{T}j_0. \quad (15)$$

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

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

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

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

Разностный аналог граничных условий запишется следующим образом:

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

где h_1 – шаг сетки на слое.

Начальные условия примут вид:

$$u_j^0 = \begin{cases} u_{1_0} & \text{при } n_1 + n_2 \leq j < n_1 + n_2 + n_3; \\ u_{2_0} & \text{при } j < n_1 + n_2; \quad j \geq n_1 + n_2 + n_3, \end{cases} \quad (19)$$

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:

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

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

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

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

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

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

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

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

где $i = n_1 + n_2, \dots, n$.

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 тепловпотерь 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.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лыков, А. В. Тепломассообмен: справ. / А. В. Лыков. – М.: Энергоатомиздат, 1972.
2. Расчеты 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 $-(5-15)^\circ\text{C}$) 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-