

Исследование переходных процессов теплообмена в толстостенных охлаждаемых цилиндрах с импульсным подводом теплоты

Мизонов В.Е., д-р техн. наук, Виноградов В.Н., канд. техн. наук, Жуков П.В., студ.

Построена математическая модель переходных процессов теплообмена в толстостенном цилиндре с импульсным источником теплоты. Выполнены численные эксперименты по исследованию температурных полей и термических напряжений.

Ключевые слова: теплопередача, ячеечная модель, термические напряжения.

Research of transient processes heat exchange in heavy-wall cooling cylinders with pulse heating

Mizonov V.E., Doctor of Engineering Science, Vinogradov V.N., Candidate of Engineering Science, Zhukov P.V., Graduate student

The mathematical model of transient processes of heat exchange in heavy-wall cooling cylinders with pulse heating is proposed. Numerical experiments on investigation of temperature and thermal stresses are done.

Keywords: heat issue, cell model, thermal stresses.

В металлургической промышленности нашли широкое применение устройства, называемые рольгангами, состоящие из вращающихся вокруг горизонтальной оси толстостенных металлических цилиндров (роликов). Горячий металл движется по верхней образующей рольганга, внутренние части роликов охлаждаются водой. Нарушение теплоотвода от роликов ведет к их перегреву и разрушению. В связи с этим актуальной является задача расчета температурных полей и термических напряжений в толстостенном вращающемся цилиндре при импульсном подводе теплоты.

Цель исследования сформулирована следующим образом. На основе расчета температурных полей и температурных напряжений во вращающемся толстостенном цилиндре определить условия его надежной эксплуатации. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- на основании ячеечной модели с использованием математического аппарата теории цепей Маркова определить температурные поля в толстостенном цилиндре при импульсном периодическом подводе теплоты;
- по найденному температурному полю рассчитать возникающие температурные напряжения;
- провести варианты расчеты для определения условий эффективной эксплуатации рольганга и разработать рекомендации по их обеспечению.

Термическими (температурными) напряжениями называются [1] механические напряжения, возникающие в твердом теле вследствие неравномерного распределения температуры в различных его частях или ограничения возможности теплового расширения тела, способные вызывать пластичную деформацию и

разрушение деталей машин, сооружений и конструкций. Термическая усталость – разрушение материала, постепенно развивающееся под действием многократно повторяющихся температурных напряжений.

Задача исследования температурных полей формулируется следующим образом: определить поле температур в толстостенном вращающемся цилиндре при периодическом подводе тепловой энергии по внешней образующей и непрерывном ее отводе теплоносителем из внутреннего канала.

Толстостенный цилиндр (рис. 1,а) при построении модели может рассматриваться как трехмерный (рис. 1,б), двухмерный (рис. 1,в) или одномерный (рис. 1,г) объект.

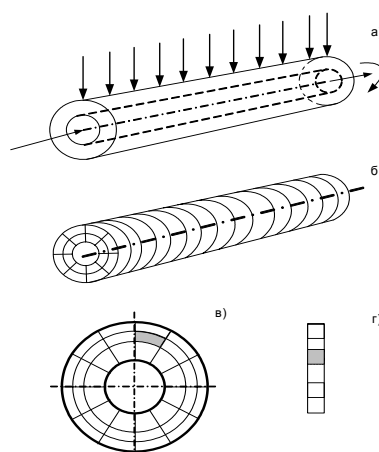


Рис. 1. Эскиз толстостенного цилиндра (а): трехмерная (б), двухмерная (в) и одномерная (г) расчетные схемы объекта

Очевидно, что наиболее полную информацию об объекте дает трехмерная модель, которая одновременно является и наиболее сложной. По длине цилиндр разбивается на плоские

элементы – диски, которые, в свою очередь, делятся на кольца и сектора. Теплообмен в отдельных дисках будет различаться в силу различия температуры охлаждающей воды во внутреннем канале и условий на внешних для этого элемента границах. Внешние условия существенно отличаются для крайних и внутренних дисков, так как внутренние дисковые элементы граничат с соседними дисками металла, а крайние диски с одной стороны контактируют с воздухом. Очевидно, что в наиболее тяжелых температурных условиях находятся внутренние диски, так как они имеют более высокую температуру. При анализе элементов, которые работают в наиболее тяжелых условиях (внутренние плоские диски цилиндра), можно ограничиться плоской моделью, т. е. существенно упростить задачу. При этом результаты решения модели будут давать несколько завышенные значения температурных полей. Данное замечание позволяет за счет анализа дисков, работающих в наиболее тяжелых условиях, свести трехмерную задачу теплопроводности к двумерной. С другой стороны, варьирование внешних условий для плоской задачи позволяет использовать полученное решение для исследования и трехмерного объекта.

При анализе плоской модели, приведенной на рис. 1,в, следует отметить некоторую периодичность процесса, которая обуславливается вращением ролика. При установившемся режиме после поворота ролика на 360 градусов температурное распределение вдоль радиуса повторяется. Радиальные «стержни» при вращении ролика имеют аналогичные распределения температур, сдвинутые на фазовый угол, обусловленный числом выбранных радиальных «стержней». Очевидно, что в верхней точке после получения порции теплоты температура стержня увеличивается и этот стержень может передавать тепло соседним стержням. Однако при повороте соседний стержень занимает его положение, и, в свою очередь, становится «донором» теплоты. При установившемся процессе суммарное переданное и полученное за один оборот количество теплоты для каждого стержня равно нулю, что позволяет рассматривать стержень как теплоизолированный. При чем каждый радиальный элемент находится в аналогичных условиях и, очевидно, распределение температуры вдоль стержня будет повторяться со сдвигом на фазовый угол. В силу указанной симметрии процесса можно ограничиться рассмотрением теплопроводности только в одном изолированном стержне. Допущение об изолированности стержня исключает из рассмотрения потоки тепла между указанными стержнями. Считается, что внутренние поперечные потоки тепла между стержнями могут изменять температурные профили вдоль стержней, но эти изменения будут существенно меньшими по сравнению с изменениями от основных тепловых потоков вдоль стержня. Влияние потоков тепловой энергии между стержнями

на температурное поле будет исследовано в дальнейшем в рамках двумерной модели.

Сделанные замечания позволяют, по крайней мере на первом этапе моделирования, ограничиться одномерным случаем с последующим при необходимости его уточнением. Стержень (рис. 1,г) длиной $L = R_2 - R_1$ (R_1, R_2 – внутренний и наружный радиус цилиндра) разбивается на n ячеек.

Расчет теплообмена в стержне выполняется согласно уравнению теплопроводности, записанному в виде [2]

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T}{\partial X^2}, \quad (1)$$

где T – температура; X – координата, направленная вдоль стержня (рис. 1,г) (начало системы координат ($X = 0$) выбирается на внешнем радиусе цилиндра); $a = \lambda / c\rho$ – коэффициент температуропроводности; λ – коэффициент теплопроводности; c – удельная теплоемкость; ρ – плотность металла цилиндра.

В первой ячейке в начальный момент времени при ее контакте с раскаленным металлом импульсно подводится тепловая энергия. Величина теплового импульса определяется временем контакта, геометрией и скоростью вращения ролика, выбранными размерами ячейки. Определение теплового потока при периодическом контакте является отдельной задачей, которая в данном случае подробно не рассматривается. Для расчета температурных полей согласно (1) выбираются граничные условия первого рода, при которых значения температур в граничных точках рассматриваемой области считаются известными. Граничная ячейка выбирается такого размера, для которого тепловой инерцией ячейки можно пренебречь, а температура первой ячейки стержня за время контакта в верхней точке становится равной температуре горячего металла. Во всех остальных точках при вращении цилиндра ее температура равна температуре воздуха. Теплообмен излучением от раскаленного металла к ролику не рассматривается. С учетом сказанного выше, граничные условия для первой ячейки записываются в следующем виде:

$$T_1 = \begin{cases} T_m, & j = 1 + n_1 * k, \\ T_g, & j = 2, 3, \dots, n_1 + n_1 * k, \end{cases} \quad (2)$$

где j – номер шага по времени; T_m – температура металла; T_g – температура газа; k – число оборотов цилиндра; n_1 – число временных шагов, за которое цилиндр совершает один оборот.

Нагрев охлаждающей воды, подаваемой во внутреннюю полость цилиндра, определяется технологическими условиями и составляет менее десяти градусов. С учетом технологических режимов охлаждения роликов и соответствующих им значений коэффициентов теплоотдачи, температура внутренней поверхности цилиндра принимается равной средней температуре воды. В силу этого граничные ус-

ловия на внутренней поверхности цилиндра записываются как граничные условиям первого рода:

$$T_n = T_{\text{в}},$$

где $T_{\text{в}}$ – средняя температура охлаждающей воды.

В начальный момент времени температура стержня принимается равной температуре охлаждающей воды

$$T_1^0 = T_{\text{в}},$$

где верхний индекс «0» соответствует начальному моменту времени.

Решение уравнения (1) выполняется методом конечных разностей с учетом сформулированных начальных и граничных условий согласно расчетной схемы

$$T_i^{j+1} = \frac{a\Delta\tau}{\Delta X^2} (T_{i-1}^j - 2T_i^j + T_{i+1}^j + T_i^j), \quad (3)$$

где нижний индекс соответствует номеру ячейки, а верхний индекс – номеру шага по времени. В рамках ячеечной модели для решения уравнения (1) с учетом (3) используется матричное выражение

$$T^{j+1} = P * T^j, \quad (4)$$

где $T = \{T_i\}$ – матрица столбец размера $1 \leftrightarrow n$, составленная из значений температур ячеек стержня; переходная матрица P определяется согласно выражению

$$P = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0,5 & 0,25 & 0,25 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,5 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0,5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0,25 & 0,25 & 0,5 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Результаты расчета температурных полей представлены на рис. 2, 3 в виде зависимости температуры от относительной координаты $x = X/(R_2 - R_1)$. Расчет выполнен при следующих исходных данных: наружный радиус цилиндра $R_2 = 150$ мм; внутренний радиус полости для подачи охлаждающей воды $R_1 = 40$ мм; линейная скорости металла $v = 7,5$ м/с; время одного оборота ролика $\frac{2\pi R_2}{v} = 0,125$ с; температура раскаленного металла $T_m = 1000$ °С; средняя температура охлаждающей воды $T_{\text{в}} = 40$ °С; температура газа $T_g = 50$ °С.

На рис. 2 приведены зависимости для установившегося, или квазистационарного, состояния после 3000 оборотов цилиндра: распределение температур повторяется при каждом обороте, но в разных положениях стержня; температуры ячеек при этом разные.

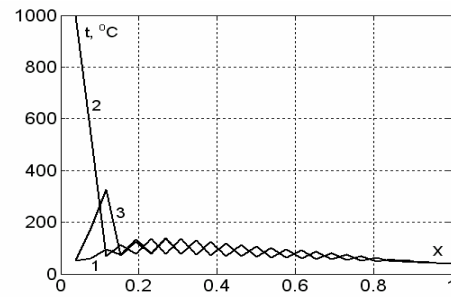


Рис. 2. Распределения температуры по толщине стенки цилиндра при установившемся процессе в разные моменты времени одного оборота: 1 – перед, 2 – в момент, 3 – после подвода теплового импульса (стержень представлен в модели 26-ю ячейками)

На рис. 3 приведены температурные поля в разные моменты времени: до подвода тепла, сразу после подвода и через один временной шаг после подвода. Все промежуточные распределения температуры по стержню в другие моменты времени в течение одного оборота размещаются внутри области, ограниченной приведенными графиками. На рис. 2 и 3 приведены аналогичные расчетные зависимости, отличающиеся выбранным числом ячеек в стержне: $n = 26$ и $n = 266$ соответственно. Характер приведенных зависимостей и диапазон изменений температуры в ячейках сохраняется при изменении уровня декомпозиции стержня.

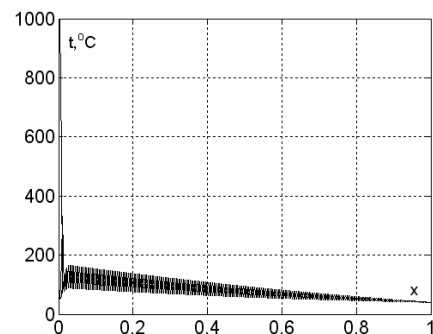


Рис. 3. Температурные распределения, аналогичные рис. 2, для стержня, представленного в модели 266-ю ячейками

Найденные температурные поля позволяют перейти ко второй задаче исследования – определению термических напряжений в рассматриваемой области.

При составлении расчетной схемы принято, что стержень жестко закреплен с обеих сторон. Такое допущение приводит к завышенным оценкам термических напряжений, что следует учитывать при дальнейшем их анализе. Для определения термических напряжений в рассматриваемом стержне воспользуемся известной [3, 4] аналитической зависимостью, которая в наших обозначениях записывается в виде

$$\sigma = E\alpha \int_0^1 t(x) dx, \quad (5)$$

где σ – термическое напряжение; E – модуль упругости (модуль Юнга) α – коэффициент ли-

нейного расширения; $t(x)$ – распределение температуры вдоль стержня, найденное при решении задачи теплопроводности.

Таким образом, предложенная модель позволяет описывать термомеханические процессы в рольганге.

Виноградов Владимир Николаевич,
Ивановский государственный энергетический университет,
кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых электрических станций,
e-mail: admin@tes.ispu.ru

Мизонов Вадим Евгеньевич,
Ивановский государственный энергетический университет,
доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой прикладной математики,
e-mail: mizonov@home.ivanovo.ru

Жуков Павел Владимирович,
Ивановский государственный энергетический университет,
студент,
телефон (4932) 26-97-45.

Список литературы

1. **Политехнический** словарь / Под ред. А.Ю. Ишлинского. – М.: Советская энциклопедия, 1989.
2. **Зельдович Б.Я., Мышкис А.Д.** Элементы математической физики. – М.: Наука, 1973.
3. **Писаренко Г.С.** Сопротивление материалов. – Киев: Вища школа, 1979.
4. **Ицкович Г.М.** Сопротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1976.