

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В КОМПОЗИТНЫХ ТЕЛАХ, АРМИРОВАННЫХ ТРУБКАМИ С ЗАВИХРИТЕЛЯМИ, ПО КОТОРЫМ ПРОКАЧИВАЕТСЯ В ТУРБУЛЕНТНОМ РЕЖИМЕ ЗАКРУЧЕННЫЙ ЖИДКИЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЬ. II. МОДЕЛЬНАЯ ЗАДАЧА

Для модельной задачи выполнены расчеты скоростных форм-параметров потоков теплоносителя в трубках и температурных полей в бетонных цилиндрических оболочках, продольно и спирально армированных стальными трубками, по которым прокачивается воздух. Проведено сравнение случаев усиления такой конструкции гладкими трубками и трубками с завихрителями. Продемонстрировано, что при прочих равных условиях использование трубок с завихрителями значительно интенсифицирует отвод тепла из конструкции по сравнению со случаями использования трубок с гладкой внутренней поверхностью. Обнаружено, что при некоторых типах тепловых граничных условий эффективность отвода тепла из конструкции существенно зависит от направления прокачивания теплоносителя по трубкам. Исследовано влияние на температурное поле в оболочке параметров армирования, размеров поперечных сечений трубок и скорости движения теплоносителя по ним. Установлено, что варьирование этих параметров позволяет в значительной мере управлять интенсивностью отвода тепла из композитного тела. Обнаружено, что в окрестности кромок железобетонной оболочки могут возникать ярко выраженные температурные краевые эффекты.

Ключевые слова: теплоперенос, композитные конструкции, армирование трубками, жидкий теплоноситель, структурная модель, турбулентное течение, каналы с завихрителями, модель трансформации вихря.

В настоящей работе продолжается исследование [13], опубликованное в первой части статьи, помещенной в этом же номере журнала, где была разработана структурная модель и сформулирована краевая задача теплопереноса в теплообменнике, армированном трубками с завихрителями, по которым (трубкам) прокачивается жидкий теплоноситель в турбулентном режиме. Там же приведен краткий обзор публикаций по этой тематике.

В предлагаемой части работы рассматривается модельная задача для цилиндрической, армированной трубками оболочки и анализируются результаты расчетов температурного поля такой конструкции в зависимости от структуры армирования, значений скоростных форм-параметров потока жидкости на входе в трубки, направления прокачивания жидкости по трубкам и тепловых граничных условий на торцах оболочки.

1. Модельная задача. Рассмотрим осесимметричную задачу стационарной теплопроводности тонкой замкнутой цилиндрической оболочки, спирально армированной трубками с завихрителями по эквидистантным поверхностям. Глобальную криволинейную ортогональную систему координат x_i выберем так, что x_1 – осевая (продольная) координата, x_2 – длина дуги окружности поперечного сечения срединной поверхности, x_3 – расстояние от срединной поверхности оболочки до элементарного армированного слоя. В этом случае параметры Ламе равны единице и справедливо выражение (24)¹.

[✉] yankovsky_ap@rambler.ru

¹ В настоящем исследовании для удобства изложения продолжается сквозная нумерация формул, начатая в [13].

Оболочка меридионально-симметрично армирована двумя семействами трубок ($K = 2$, $\varphi_1 = -\varphi_2 = \varphi$, $\psi_1 = \psi_2 = \pi/2$, см. (25) и рис. 1), изготовленных из одного материала ($x_1 = x_2 = x$), уложенных с одинаковой плотностью ($\omega_1 = \omega_2$, $\Omega_1 = \Omega_2$) и имеющих одинаковые поперечные сечения и завихрители ($r_1 = r_2$, $h_1 = h_2$, $b_1 = b_2$, $\theta_1 = \theta_2$, $m_1 = m_2$). По трубкам обоих семейств прокачивается один и тот же теплоноситель с одинаковыми форм-параметрами скорости потока ($\lambda_1 = \lambda_2$, $c_1 = c_2$, $\rho_1 = \rho_2$, $v_1 = v_2$, $\bar{p}_1 = \bar{p}_2$, $\bar{u}_1 = \bar{u}_2$, $v_1^0 = v_2^0$, $D_1 = D_2$).

Условия постоянства поперечных сечений трубок для тонкой цилиндрической оболочки имеют вид [9]

$$\Omega_k \cos \varphi = \Omega_{k*} = \text{const}, \quad \omega_k \cos \varphi = \omega_{k*} = \text{const}, \quad k = 1, 2, \quad (28)$$

где константы Ω_{k*} и ω_{k*} с точностью до некоторого постоянного множителя определяют суммарные площади поперечных сечений и внутренних полостей в трубках k -го семейства соответственно, причем в силу $\omega_1 = \omega_2$ и $\Omega_1 = \Omega_2$ выполняются равенства $\omega_{1*} = \omega_{2*}$ и $\Omega_{1*} = \Omega_{2*}$.

Предполагаем, что лицевые поверхности тонкой оболочки термоизолированы, поэтому с приемлемой для практических приложений точностью можно принимать температуры T и T_k , $k = 1, 2$, постоянными по толщине оболочки, т. е. не зависящими от переменной x_3 [12].

Уравнения, описывающие осесимметричную задачу стационарного теплопереноса при отсутствии внутренних источников тепла ($W_0 = W_1 = W_2 = 0$, см. (1)), для осесимметрично армированных цилиндрических оболочек при задании термоизоляции на их лицевых поверхностях и при условии постоянства угла армирования ($\varphi = \text{const}$) принимают вид (см. (1), (4), (24), (25), (27)):

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx_1} \left(a \Lambda_{11} \frac{dT}{dx_1} \right) + 2\omega_1 \frac{A_1}{F_1} (T_1 - T) &= 0, \\ c_1 \rho_1 \bar{u}_1 \cos \varphi \frac{dT_1}{dx_1} + \frac{A_1}{F_1} (T_1 - T) &= 0, \quad T_2(x_1) = T_1(x_1), \quad 0 \leq x_1 \leq L, \end{aligned} \quad (29)$$

где, согласно (24) и (25), учтено, что в исследуемом случае

$$\partial_k(\bullet) = \ell_1^{(k)} \frac{d(\bullet)}{dx_1} = \cos \varphi \frac{d(\bullet)}{dx_1}, \quad s_k = \frac{x_1}{\cos \varphi}, \quad k = 1, 2, \quad (30)$$

L — длина оболочки.

Величины A_1 и c_1 в уравнениях (29) зависят от T_1 , а в случае термочувствительности материалов компонентов композиции «связующее — трубки» величина Λ_{11} , согласно выражениям (27), зависит от T . Остальные коэффициенты в (29) постоянны, так как из (2) и (28) при $\varphi = \text{const}$ вытекает, что $\omega_1 = \omega_2 = \text{const}$, $\Omega_1 = \Omega_2 = \text{const}$, $a = \text{const}$, $A = \text{const}$, а также выполняются следующие равенства: $\rho_1 = \rho_2 = \text{const}$, $\bar{u}_1 = \bar{u}_2 = \text{const}$ и $r_1 = r_2 = \text{const}$ (см. допущения 1° и 3°).

Предполагаем, что теплоноситель в оба семейства трубок втекает или на левой кромке ($x_1 = 0$, $\bar{u}_k > 0$), или на правой кромке ($x_1 = L$, $\bar{u}_k < 0$) и на входе имеет температуру $T_k^* = \text{const}$, $k = 1, 2$ (см. (26)). На левой кромке оболочки ($x_1 = 0$) задано граничное условие I-го рода

$$T(0) = T_S^0 = \text{const}, \quad (31)$$

а на правой кромке ($x_1 = L$) задано граничное условие I-го рода

$$T(L) = T_S^L = \text{const} \quad (32)$$

или граничное условие II-го рода

$$-\Lambda_{11} \left. \frac{dT}{dx_1} \right|_{x_1=L} = q_n^L = \text{const}, \quad (33)$$

где T_S^0 , T_S^L , q_n^L – заданные значения температуры композиции «связующее – трубки» и теплового потока соответственно.

Так как коэффициенты системы (29) при учете (30) в общем случае зависят от неизвестных функций T и T_1 (система (29) является квазилинейной), ее целесообразно записать в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка. После чего соответствующую двухточечную граничную задачу при учете краевых условий (31)–(33) можно проинтегрировать численно методом пристрелки [11] с использованием абсолютно устойчивых высокоточных методов Рунге – Кутты [3]. При этом может потребоваться привлечение алгоритмов дискретной ортогонализации [1].

2. Обсуждение результатов расчетов. Рассматривается решение модельной задачи для цилиндрической бетонной оболочки ($\alpha_0 = 1.28$ Вт/(м · К) [5]) длиной $L = 10$ м, усиленной стальными трубками ($\alpha = 45$ Вт/(м · К) [10]) с характерными значениями относительного содержания $\omega_{k*} = 0.02$, $\Omega_{k*} = \omega_{k*} / 2$ (см. (28)), по которым прокачивается воздушный теплоноситель, подаваемый на вход трубок при давлении $\bar{p}_k^* = 2$ атм с температурой $T_k^* = 20$ °С (см. (26)). При указанных значениях давления и температуры необходимые для начала расчета теплофизические характеристики воздуха имеют следующие значения [2]:

$$\begin{aligned} \rho_k &= 2.404 \text{ кг/м}^3, & \text{Pr}_k &= 0.725, \\ c_k &= 1008 \text{ Дж/(кг · К)}, \\ \lambda_k &= 25.5 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/(м · К)}, \\ v_k &= 7.471 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}, & k &= 1, 2. \end{aligned}$$

Трубки имеют гладкие внутренние поверхности или же могут иметь завихрители прямоугольного поперечного сечения с относительными размерами $h_k = 0.4r_k$, $b_k = 0.5h_k$ [8] и углом закручивания $\theta_k = \pi/4$ (см. (6)); заходность завихрителей $m_k = 3$ [8].

На левой кромке конструкции задано граничное условие (31) при $T_S^0 = 100$ °С, а на правой кромке – теплое условие (33) при $q_n^L = 0$ – теплоизоляция. (Такое сочетание теплофизических граничных условий часто встречается в практических приложениях [6].) В случае отсутствия теплоносителя температура в такой оболочке является постоянной: $T(x_1) = 100$ °С [4–6].

На рис. 2 изображены зависимости скоростных форм-параметров закрученных потоков v_1^0 и D_1 от осевой координаты x_1 в трубках с завих-

рителями. Расчеты проводились для трубок, уложенных в продольном направлении ($\varphi = 0$, см. (28)), имеющих внутренний радиус $r_k = 1$ см [8], при средней расходной скорости теплоносителя $\bar{u}_k = 4$ м/с. (Воздух прокачивается слева направо.) Во всех расчетах на входе в трубки форм-параметр D_k был фиксирован: $D_k^* = 10$ м/с, а форм-параметр v_k^0 имел разные значения v_k^* (см. (26)). Кривые, номера которых помечены штрихом, характеризуют зависимости $v_k^0(x_1)$, а двумя штрихами – $D_1(x_1)$, $0 \leq x_1 \leq L$. Кривые $1'$ и $1''$ рассчитаны по формулам (19) при учете (26) и $v_k^* = -5.5$ м/с, линии $2'$ и $2''$ – при $v_k^* = 2$ м/с, кривые $3'$ и $3''$ – при $v_k^* = 5.5$ м/с, линии $4'$ и $4''$ – при $v_k^* = 9$ м/с, $k = 1, 2$. Кривые $1''-4''$ визуальнo почти неразличимы. Кривые же $1'-4'$ существенно различаются лишь на входном участке $0 \leq x_1 \leq 2$ м, после чего происходит «согласование» форм-параметров $v_k^0(x_1)$, $D_1(x_1)$ и кривые $1'-4'$ при $x_1 > 2$ м практически уже неразличимы.

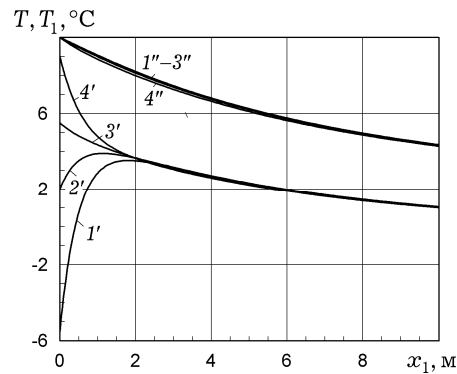


Рис. 2. Зависимости скоростных форм-параметров закрученного потока теплоносителя в трубках от продольной координаты.

Для кривых $1'$ и $3'$ на рис. 2 имеем $|v_k^*| = 5.5$ м/с, но направления закручивания потоков на входе в трубки различны. В случае кривой $3'$ поток на входе в трубки закручен в том же направлении, что и завихрители, а в случае линии $1'$ – в противоположном направлении. Поведение кривой $1'$ свидетельствует о том, что наличие завихрителей в трубках заставляет «неправильно» закрученный на входе поток «перестроиться» в соответствии с направлением закручивания завихрителей. Качественно аналогичное поведение имеет и кривая $2'$. В этом случае на входе в трубки поток закручен в том же направлении, что и завихрители, но скорость закручивания на стенке v_k^* не согласована со значением форм-параметра D_k^* (т. е. поток как бы недозакручен), поэтому на входном участке $0 \leq x_1 \leq 1.5$ м наблюдается увеличение скорости закручивания потока на стенке трубки $v_k^0(x_1)$. Согласно же поведению кривой $4'$, в случае $v_k^* = 9$ м/с поток на входе в трубки, наоборот, излишне интенсивно закручен (т. е. не согласован с углами закручивания завихрителей), поэтому на входном участке $0 \leq x_1 \leq 1.5$ м кривая $4'$ резко убывает до тех пор, пока закручивание потока не становится согласованным с форм-параметром $D_k(x_1)$ и углами закручивания завихрителей.

Кривые 3', 4' и 1''-4'' монотонно убывают по всей длине оболочки; кривые 1' и 2' также убывают, но только за пределами входных участков ($2 \leq x_1 \leq 10$ м). Это объясняется наличием диссипативных слагаемых в правых частях уравнений (19). Перестройка закрученного потока на входном участке (в случае его несогласованности с закручиванием завихрителей, см. кривые 1', 2' и 4' при $0 \leq x_1 \leq 2$ м) требует лишних энергетических затрат, поэтому далее будем предполагать, что на входе в трубки подается уже стабилизированный закрученный поток с согласованными форм-параметрами D_k^* и v_k^* [8] (как в случае кривых 1'-4' и 1''-4'' на рис. 2 при $x_1 > 2$ м). В связи с этим в дальнейших расчетах для трубок с завихрителями примем $D_k^* = 10$ м/с и $v_k^* = 5.5$ м/с, $k = 1, 2$ (см. кривые 3' и 3'' на рис. 2).

На рис. 3а изображены зависимости $T(x_1)$ и $T_1(x_1)$ в случае движения теплоносителя по трубкам слева направо ($\bar{u}_1 > 0$), а на рис. 3б – справа налево ($\bar{u}_1 < 0$). Линии, номера которых помечены одним штрихом, характеризуют температуру оболочки $T(x_1)$, а кривые, номера которых помечены двумя штрихами, – температуру теплоносителя $T_1(x_1)$. Зависимости с одинаковыми номерами на рис. 3 определены при одних и тех же параметрах армирования (ω_{1*} , r_1) и движения воздуха в трубках $|\bar{u}_1|$. Все кривые получены для случая продольного армирования оболочки ($\varphi = 0$), как и на рис. 2. Линии 1, 2 на рис. 3 рассчитаны при $r_1 = 1$ см, $\omega_{1*} = 0.02$ и $|\bar{u}_1| = 4$ м/с. Кривые 1' и 1'' характеризуют теплообмен в композитной конструкции с трубками без завихрителей и при отсутствии закручивания потока в них (эти зависимости определены по формулам из [14]). Число Рейнольдса при этом $Re = 10708$, т. е. имеет место развитое турбулентное течение [4]. Кривые же 2' и 2'' получены при тех же условиях, но при наличии описанных выше завихрителей в трубках и значениях форм-параметров D_k^* и v_k^* на их входе.

В табл. 1 приведены значения плотности теплового потока на левой кромке оболочки $q_n^0 = -\Lambda_{11} \frac{dT}{dx_1} \Big|_{x_1=0}$ и температуры конструкции на ее правой кромке $T_L = T(L)$, характеризующие эффективность отвода тепла из железобетонной оболочки за счет прокачивания по трубкам воздуха. (Напомним, что при отсутствии в трубках теплоносителя температура оболочки постоянна: $T = 100$ °С.)

Таблица 1

| Характеристика решения | Рис. 3а | | | | Рис. 3б | | | |
|-----------------------------|--------------|--------|--------|--------|---------|--------|--------|--------|
| | Номер кривой | | | | | | | |
| | 1' | 2' | 3' | 4' | 1' | 2' | 3' | 4' |
| q_n^0 , Вт/м ² | 2482.1 | 4867.2 | 3007.8 | 4345.0 | 2130.7 | 4757.0 | 2623.0 | 4145.7 |
| T_L , °С | 26.3 | 32.0 | 27.6 | 30.9 | 20.2 | 20.0 | 20.0 | 20.0 |

Сопоставление кривых 1', 2' и 1'', 2'' на рис. 3 позволяет проследить за изменением температуры в оболочке и теплоносителе в зависимости от наличия или отсутствия завихрителей в трубках. При этом существенную

роль играет направление движения теплоносителя при заданных выше тепловых граничных условиях на кромках конструкции. Согласно поведению всех кривых на рис. 3, температуры теплоносителя и оболочки быстро выравниваются и при $x_1 \geq 0.4$ м становятся почти неразличимыми. Это свидетельствует о высокой интенсивности теплообмена между прокачиваемым по трубкам теплоносителем и железобетонной оболочкой.

Сравнение кривых $1'$ и $2'$ на рис. 3а и значений q_n^0 и T_L , приведенных в табл. 1 для соответствующих случаев, показывает, что при движении теплоносителя слева направо и использовании трубок с завихрителями (кривая $2'$) температура в оболочке на правой кромке примерно на 6°C больше, чем в случае гладких трубок (кривая $1'$), но при этом тепловой поток на левой кромке оболочки в первом случае почти вдвое больше, чем во втором. Следовательно, наличие в трубках завихрителей действительно приводит к существенной интенсификации отвода тепла из композитной конструкции, хотя и увеличивает незначительно ее температуру. Сопоставление же кривых $1'$ и $2'$ на рис. 3б и значений q_n^0 , T_L для них, приведенных в табл. 1, свидетельствует о том, что при прокачивании теплоносителя справа налево температура на правой кромке оболочки (и почти на всем ее протяжении) практически равна температуре воздуха на входе в трубки ($T \approx 20^\circ\text{C}$), но тепловой поток на левой кромке конструкции при использовании трубок с завихрителями (кривая $2'$) в 2.23 раза превосходит аналогичное значение в случае трубок с гладкой внутренней поверхностью (кривая $1'$). Таким образом, при заданных граничных условиях на торцах оболочки прокачивание теплоносителя справа налево приводит к более эффективному отводу тепла из конструкции, чем при движении теплоносителя слева направо.

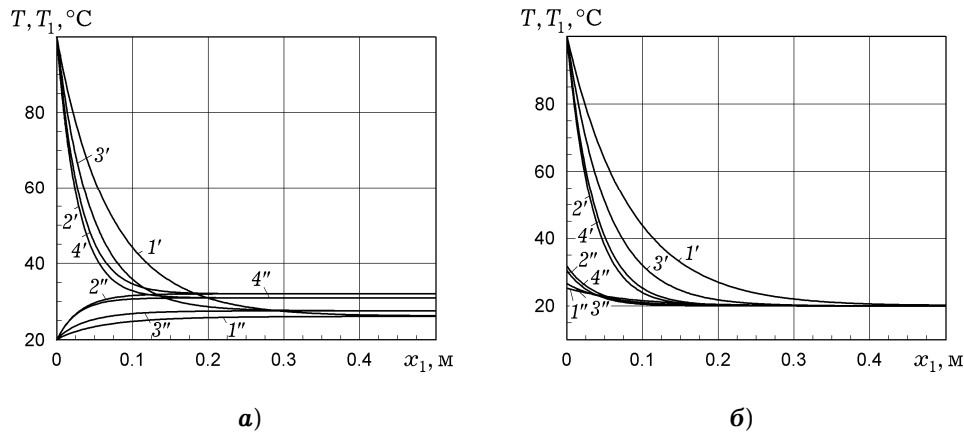


Рис. 3. Распределение температурных полей в продольно армированной цилиндрической железобетонной оболочке и жидком теплоносителе – воздухе: а) – при прокачивании теплоносителя слева направо; б) – при движении теплоносителя справа налево.

Кривые $3'$, $4'$, $3''$ и $4''$ на рис. 3 рассчитаны при тех же условиях, что и остальные линии, но для них радиус трубок r_k и относительное их объемное содержание ω_{k*} (см. (28)) уменьшены вдвое ($r_k = 5$ мм, $\omega_{k*} = 0.01$), а скорость прокачивания теплоносителя увеличена вдвое ($|\bar{u}_k| = 8$ м/с, $k = 1, 2$) по сравнению с предыдущими расчетами. При этом суммарный расход теплоносителя остается прежним, а значение эффективного

коэффициента теплопроводности композиции конструкции Λ_{11} (см. (27), (29) и (33)) уменьшается. Кривые $3'$ и $3''$ получены для случаев использования гладких трубок без закручивания потоков в них (число Рейнольдса при этом остается прежним, т. е. имеет место развитое турбулентное течение), а кривые $4'$ и $4''$ определены для случаев, когда используются трубки с завихрителями.

Сравнение кривых $3'$ и $4'$ на рис. 3 и соответствующих им значений q_n^0 и T_L , приведенных в табл. 1, показывает, что и в случае использования армирующих элементов меньшего диаметра замена гладких трубок на трубки с завихрителями приводит к значительной интенсификации отвода тепла из рассматриваемой оболочки, причем по-прежнему прокачивание теплоносителя справа налево является более эффективным, чем его прокачивание слева направо.

Однако сравнение величин q_n^0 , приведенных в табл. 1 для кривых $1'$ и $3'$, свидетельствует о том, что в случае использования гладких трубок их замена на трубки меньшего диаметра при условии сохранения общего расхода теплоносителя приводит к значительной интенсификации отвода тепла из железобетонной оболочки. Сопоставление же величин q_n^0 , приведенных в табл. 1 для кривых $2'$ и $4'$, указывает на то, что в случае использования трубок с завихрителями, наоборот, уменьшение диаметра трубок приводит к снижению эффективности отвода тепла из оболочки. Таким образом, уменьшение диаметра трубок при фиксированном расходе теплоносителя не всегда может приводить к интенсификации отвода тепла из композитной конструкции.

Ранее в [14] было показано, что в случае использования гладких трубок при фиксированной структуре армирования (при фиксированных φ , r_k и ω_{k*}) интенсифицировать отвод тепла из железобетонной оболочки можно за счет увеличения скорости прокачивания теплоносителя \bar{u}_k , $k = 1, 2$. Однако при этом увеличивается и расход теплоносителя. При условии же неизменного расхода теплоносителя более эффективного отвода тепла из конструкции можно добиться, если скорость теплоносителя \bar{u}_k не изменять, но уменьшить в n раз радиус трубок r_k при одновременном увеличении их количества в n^2 раз и сохранении прежнего значения относительного объемного содержания трубок в конструкции, т. е. ω_{k*} и Ω_{k*} (см. (28)). Кроме того, при фиксированных значениях r_k , ω_{k*} , Ω_{k*} и \bar{u}_k (т. е. при фиксированном расходе теплоносителя) интенсифицировать отвод тепла из железобетонной оболочки можно за счет замены продольного армирования, как рассматривалось выше ($\varphi = 0$), на спиральное армирование ($\varphi > 0$). Однако при этом увеличивается объемное содержание трубок в конструкции (увеличиваются ω_k и Ω_k по сравнению с исследованным выше случаем $\varphi = 0$, см. (28) при $\varphi > 0$) и уменьшается относительное объемное содержание связующего – бетона (уменьшается величина A , см. (1) и (2)). Качественно аналогичные результаты получаются и в случаях использования трубок с завихрителями (соответствующие зависимости $T(x_1)$ и $T_1(x_1)$ на рис. 3 не изображены, чтобы его не загромождать). Как и выше, при всех этих способах интенсификации теплообмена использование трубок с завихрителями приводит к более эффективному отводу тепла из конструкции, чем использование гладких трубок с незакрученным потоком теплоносителя в них.

Кривые на рис. 2 и рис. 3 были рассчитаны по формулам из [14] и на основе равенств (19) и (29), причем локальные значения теплофизических величин теплоносителя итерационно уточнялись по табличным данным из [2]. Интегрирование же уравнения (20) при соответствующем краевом условии (26) и $\bar{p}_k^* = 2$ атм показало, что давление вдоль трубок во всех рассмотренных выше случаях изменяется, как правило, не более чем на несколько процентов (менее 1 % при продольном армировании), поэтому уточнение температурных полей в оболочке и теплоносителе в основном осуществляется за счет уточнения зависимостей ν_k , λ_k и c_k от локальных значений температуры теплоносителя T_k , $k = 1, 2$. Согласно особенностям поведения кривых на рис. 3, номера которых помечены двумя штрихами (зависимости $T_1(x_1)$), оказалось, что с практической точки зрения вполне достаточно ограничиться одним уточнением температурных полей в теплоносителе и конструкции. Как уже отмечалось выше, для начала итерационного процесса теплофизические параметры теплоносителя выбирались по значению его температуры на входе в трубки $T_k^* = 20$ °С (см. (26)).

Поведение кривых на рис. 3 показывает, что в рассмотренных случаях температурное поле в теплоносителе и оболочке можно разделить на основное поле (горизонтальные участки кривых, где $T \approx T_1$) и краевые эффекты, возникающие в окрестности кромок, причем температурные краевые эффекты в цилиндрических железобетонных оболочках ярко выражены. Такая особенность поведения температурных полей в рассматриваемой проблеме теплообмена требует разработки специальных высокоточных численных методов их интегрирования [7] или специальных методов асимптотического анализа, позволяющих расщепить решение задачи на основную составляющую температурного поля и на краевые эффекты.

Отметим, что при задании на обеих кромках цилиндрической оболочки $x_1 = 0, L$ температурного граничного условия I-го рода (см. (31) и (32)) краевые эффекты возникают в окрестности обеих кромок. Если при этом ось Ox_1 направлена вдоль течения теплоносителя ($\bar{u}_k > 0$), то в окрестности левой кромки ($x_1 = 0$) краевые эффекты будут аналогичны тем, что характеризуются зависимостями $T(x_1)$ и $T_1(x_1)$, изображенными на рис. 3а, а в окрестности правой кромки ($x_1 = L$) – на рис. 3б.

Заключение. На основе анализа решения модельной задачи установлено, что при прочих равных условиях использование трубок с завихрителями позволяет в разы увеличить интенсивность отвода тепла из конструкции по сравнению со случаями использования трубок с гладкой внутренней поверхностью, по которым протекает незакрученный теплоноситель. Параметрический анализ решений соответствующих краевых задач теплопереноса, проведенный на основе предложенной модели, показал, что интенсивность отвода тепла из армированных трубками конструкций столь велика, что зоны возникающих при этом температурных краевых эффектов в композитном теплообменнике имеют глубину, меньшую, чем протяженность термического входного участка в гладких трубках того же диаметра, что и у трубок с завихрителями; в основной части конструкции происходит выравнивание температуры армированного тела и прокачиваемого по трубкам теплоносителя. Обнаружено, что при определенных тепловых граничных условиях, заданных на поверхности тела, эффективность отвода тепла из композитной конструкции существенно зависит от направления прокачивания теплоносителя по трубкам. Показано, что не всегда пути интенсификации отвода тепла из армированных тел одинаковы как при использовании гладких трубок, так и при исполь-

зовании трубок с завихрителями, поэтому в каждом из этих случаев проблема поиска эффективных проектов армирования композитных конструкций по критерию максимального отвода тепла из них должна решаться самостоятельно.

Работа выполнена в рамках Программы фундаментальных научных исследований государственных академий наук на 2017–2020 годы (проект 23.4.1 – Механика деформирования и разрушения материалов, сред при механических нагрузках, воздействии физических полей и химически активных сред).

1. Бахвалов Н. С. Численные методы. – Москва: Наука, 1973. – 631 с.
2. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – Москва: Физматгиз, 1972. – 720 с.
3. Деккер К., Вервер Я. Устойчивость методов Рунге – Кутты для жестких нелинейных дифференциальных уравнений. – Москва: Мир, 1988. – 334 с.
То же: Dekker K., Verwer J. G. Stability of Runge – Kutta methods for stiff nonlinear differential equations. – Amsterdam: North-Holland, 1984. – ix+307 p.
4. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. – Москва: Энергия, 1975. – 488 с.
5. Кудинов А. А. Тепломассообмен: Учеб. пособие. – Москва: Инфра-М, 2012. – 375 с.
6. Кудинов В. А., Кудинов И. В. Методы решения параболических и гиперболических уравнений теплопроводности / Под ред. Э. М. Карташова. – Москва: Либроком, 2012. – 280 с.
7. Лисейкин В. Д., Шокин Ю. И., Васева И. А., Лиханова Ю. В. Технология построения разностных сеток. – Новосибирск: Наука, 2009. – 414 с.
8. Митрофанова О. В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. – Москва: Физматлит, 2010. – 288 с.
9. Немировский Ю. В., Янковский А. П. О некоторых особенностях уравнений оболочек, армированных волокнами постоянного поперечного сечения // Механика композиц. материалов и конструкций. – 1997. – 3, № 2. – С. 20–41.
10. Физические свойства сталей и сплавов, применяемых в энергетике: Справочник / Под ред. Б. Е. Неймарк. – Москва–Ленинград: Энергия, 1967. – 240 с.
11. Холл Дж., Уатт Дж. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений. – Москва: Мир, 1979. – 312 с.
То же: Hall G., Watt J. M. Modern numerical methods for ordinary differential equations. – Oxford: Clarendon Press, 1976. – 336 p.
12. Янковский А. П. Асимптотический анализ решения нелинейной задачи нестационарной теплопроводности слоистых анизотропных неоднородных оболочек при малых числах Био на лицевых поверхностях // Теплофизика и аэромеханика. – 2017. – 24, № 2. – С. 293–310.
13. Янковский А. П. Моделирование теплопереноса в композитных телах, армированных трубками с завихрителями, по которым прокачивается в турбулентном режиме закрученный жидкий теплоноситель. I. Постановка задачи // Мат. методы та физ.-мех. поля. – 2020. – 63, № 2. – С. 136–148.
14. Янковский А. П. Уточненная модель теплопереноса в композитных телах, армированных трубками с движущимся в развитом турбулентном режиме жидким теплоносителем // Инж.-физ. журн. – 2015. – 88, № 4. – С. 935–944.
То же: Yankovskii A. P. Refined model of stationary heat transfer in composite bodies reinforced with tubes with a liquid heat-transfer agent moving in a developed turbulent regime // J. Eng. Phys. Thermophys. – 2015. – 50, No. 1. – P. 968–977.
– <https://doi.org/10.1007/s10891-015-1272-9>.

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОПЕРЕНОСЕННЯ В КОМПЗИТНИХ ТІЛАХ, АРМОВАНИХ ТРУБКАМИ З ЗАВИХРЮВАЧАМИ, ПО ЯКИХ ПРОКАЧУЄТЬСЯ У ТУРБУЛЕНТНОМУ РЕЖИМІ ЗАКРУЧЕНИЙ РІДКИЙ ТЕПЛОНОСІЙ. II. МОДЕЛЬНА ЗАДАЧА

Для модельної задачі виконано розрахунки швидкісних форм-параметрів потоків теплоносія у трубках і температурних полів у бетонних циліндричних оболонках, поздовжньо і спіралью армованих сталевими трубками, по яких прокачується повітря. Проведено порівняння випадків посилення такої конструкції гладкими трубками і трубками з завихрювачами. Показано, що при інших рівних умовах використання трубок з завихрювачами значно інтенсифікує відведення тепла з конструкції порівняно з випадками використання трубок з гладкою внутрішньою поверхнею. Виявлено, що при деяких типах теплових граничних умов ефективність відведення тепла з конструкції істотно залежить від напрямку прокачування теплоносія по трубках. Досліджено вплив на температурне поле в оболонці параметрів армування, розмірів поперечних перерізів трубок і швидкості по них руху теплоносія. Встановлено, що варіювання цих параметрів дозволяє значною мірою керувати інтенсивністю відведення тепла з композитного тіла. Виявлено, що в околі кромки залізобетонної оболонки можуть виникати яскраво виражені температурні крайові ефекти.

Ключові слова: теплоперенесення, композитні конструкції, армовані трубками, рідкий теплоносіє, структурна модель, турбулентна течія, канали з завихрювачами, модель трансформації вихору.

MODELING OF HEAT TRANSFER IN COMPOSITE BODIES REINFORCED WITH TUBES WITH SWIRLERS THROUGH WHICH THE TWISTED LIQUID HEAT-TRANSFER AGENT MOVES IN TURBULENT REGIME. II. MODEL PROBLEM

For the model problem, calculations for the velocity parameters of the heat-transfer agent flows in tubes and temperature fields in concrete cylindrical shells, longitudinally and spirally reinforced with steel tubes through which air is pumped, are performed. The comparison for the cases of reinforcement of such constructions with smooth tubes and tubes with swirlers is carried out. It is shown that, under other equal conditions, the use of tubes with swirlers significantly intensifies heat removal from the structure compared to the cases of using tubes with a smooth inner surface. It is found that for some types of heat boundary conditions, the efficiency of heat removal from the structure essentially depends on the direction of pumping heat-transfer agent through the tubes. The influence of reinforcement parameters, cross-sections dimensions of tubes and velocity of movement of heat-transfer agent along them on the temperature field in the shell is investigated. It is established that the variation of these parameters allows to control the intensity of heat removal from the composite body. It is found that in the vicinity of the edges of the reinforced concrete shell the pronounced temperature boundary effects can arise.

Keywords: heat and mass transfer, composite structures, reinforcement with tubes, liquid heat-transfer agent, structural model, turbulent flow, channels with swirlers, model of vortex transformation.

Ин-т теорет. и прикл. механики
им. С. А. Христиановича СО РАН, Новосибирск, Россия

Получено
01.02.20