

Математическая модель теплоутилизатора для энергоэффективных промышленных систем

А.А. Тишаков

Самарский государственный технический университет, СамГТУ

Аннотация: Работа посвящена разработке и исследованию теплоутилизатора – контактного газожидкостного теплообменного аппарата. Для повышения эффективности теплообмена поверхность, воспринимающая тепло, оснащена продольным оребрением и поперечными перегородками, формирующими вихревые структуры в турбулентном газовом потоке. Ожидаемое снижение температуры газов составляет 300–600 °С при охлаждении водой с температурой 50 °С. Проведено имитационное моделирование, включающее анализ температурного распределения и гидравлического сопротивления, тепловой мощности и напряжений.

Ключевые слова: теплоутилизатор, повышение эффективности, уходящий дымовой газ, рекуперация теплоты, смесительный теплообменник, численное моделирование, математическая модель, метод пикселизации,

Введение

Технология глубокой рекуперации тепла является одним из самых эффективных методов повышения общей эффективности использования теплоты сжигания органических топлив, тем самым значительно повышая КПД установки. Этот процесс позволяет значительно снизить потери энергии, улучшить теплообмен, и, как следствие, уменьшить потребность в дополнительных ресурсах для поддержания требуемой температуры в процессах сжигания.

Глубокая рекуперация повышает эффективность, следующим образом:

1. Снижение температуры дымовых газов

Одним из основных эффектов глубокой рекуперации является значительное снижение температуры дымовых газов на выходе из котла или печи. В традиционных системах без рекуперации температура этих газов может достигать 200–300°С и более, в то время как с применением рекуперации газ может охлаждаться до 60–100°С. Это достигается за счет передачи тепла от горячих газов другим рабочим жидкостям (воздух, вода).

2. Увеличение КПД сжигания

Когда тепло, извлеченное из дымовых газов, используется для предварительного подогрева воздуха или топлива, необходимо меньше энергии для достижения требуемой температуры горения. Это снижает потребность в топливе, что напрямую ведет к снижению эксплуатационных расходов и повышению общего коэффициента полезного действия (КПД) процесса горения. В некоторых случаях использование глубокой рекуперации позволяет увеличить КПД на 10–15%, а в особо эффективных системах — и более.

3. Снижение выбросов загрязняющих веществ

Еще одним важным результатом глубокой рекуперации является снижение выбросов вредных веществ в атмосферу. Например, за счет снижения температуры дымовых газов уменьшается образование оксидов азота (NO_x), которые являются результатом высокой температуры в зоне сгорания. Это позволяет сделать процесс сжигания более экологичным, что соответствует требованиям современных экологических стандартов.

4. Повышение срока службы оборудования

Использование глубокой рекуперации также способствует снижению термических нагрузок на оборудование, за счет выравнивания температур на поверхностях теплообмена. Это, в свою очередь, уменьшает износ теплообменников, котлов и других элементов оборудования, что увеличивает их срок службы и снижает расходы на техническое обслуживание.

5. Возможности для комбинированного использования тепла

Глубокая рекуперация может быть интегрирована с другими технологиями, как когенерация или тригенерация, где тепло, получаемое в процессе сжигания, используется не только для отопления или подогрева воздуха, но и для производства электричества или холода. Это создаёт возможность более эффективно использовать топливо и обеспечивать комплексные энергетические потребности предприятия.

Смесительные рекуператоры (или теплоутилизаторы) играют ключевую роль в системах глубокой рекуперации тепла, обеспечивая эффективное использование теплоты сжигания органического топлива. Их основная задача — извлечение тепла из горячих дымовых газов и его передача рабочим жидкостям, что позволяет повысить энергетическую эффективность всей системы и снизить потребление топлива. Важно отметить, что роль смесительных теплоутилизаторов особенно значима при высоких температурах газов и сложных режимах работы установки [1,2].

Моделируемые процессы и их математическая Формулировка

Теплоутилизатор представляет собой газожидкостный контактный теплообменный аппарат. Его поверхность, воспринимающая тепло (контактная стенка со стороны дымовых газов), оснащена продольными рёбрами, что увеличивает площадь для теплообмена. Для усиления процесса теплоотдачи в газовый поток установлены поперечные перегородки (тарелки), создающие крупные вихревые структуры.

Поток газа движется в режиме турбулентного течения, и ожидаемое снижение его температуры (при числе Рейнольдса $Re = \{500, 1000\}$) составляет от 300 до 600 °С. Охлаждение газов осуществляется за счет водяного потока с температурой 50 °С. На этапе имитационного моделирования расход охлаждающей воды не был строго задан, но предполагалось, что его будет достаточно для эффективного отвода тепла продуктов сгорания.

Основные задачи имитационного моделирования работы теплоутилизатора включают:

1. Определение температурного распределения в газовой полости.
 2. Анализ распределения температуры по поверхности теплообмена.
 3. Оценку гидравлического сопротивления для газового потока.
-

4. Расчет тепловой мощности теплоутилизатора.
5. Определение тепловых напряжений на поверхности теплообмена.

На основе описания теплоутилизатора и поставленных задач были выделены важные физические процессы для данной конструкции:

1. Конвективное перемешивание газа.
2. Вынужденное движение газового потока.
3. Сопряженный теплообмен, включающий конвекцию, теплопроводность и излучение.
4. Изменение теплофизических характеристик газа в зависимости от температуры.
5. Вязкостное трение газа при движении в ограниченном объеме.
6. Тепловая деформация твердых частей конструкции.

Эти задачи относятся к двум различным классам физических процессов: гидродинамике и механике твердого тела. Для их решения применялись отдельные математические модели, каждая из которых описывает соответствующий класс процессов и затем согласуется с другой. Сначала рассчитывались параметры для газовой среды, после чего результаты (температурное и давление на контактной поверхности) использовались в моделировании тепловой деформации твердого тела в качестве граничных условий. Предварительные расчеты показали, что дымовые газы оказывают незначительное давление на стенки теплообменника, поэтому этот параметр был исключен из рассмотрения.

Модель гидромеханики газообразной среды

Для описания гидромеханики газовой среды была определена математическая модель на базе усредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса [3,4]:

$$\nabla * u = 0; \tag{1}$$

$$(u \cdot \nabla)u = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \mu(\nabla^2 u) + g; \tag{2}$$

$$\nabla * (\sigma * u) = \nabla * q; \quad (3)$$

$$u * \nabla T = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 T; \quad (4)$$

$$pV = VRT; \quad (5)$$

$$R_{ij} = \rho u'_i u'_j = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}; \quad (6)$$

Уравнение неразрывности (1) показывает изменение плотности потока среды в пространстве. Рабочая среда принята несжимаемой, поэтому для газового домена расчетной области было задано нулевое значение дивергенции скорости потока.

Уравнение движения (импульса) (2) описывает взаимосвязь между давлением и скоростью потоков среды. Задача решается в стационарной постановке, поэтому зависимость от времени отсутствует. Вязкостное трение среды в пристеночных зонах учтено через лапласиан скорости $\mu(\nabla^2 u)$. Гравитационная сила g обеспечивает конвективное перемешивание среды за счет разности плотностей.

Уравнение энергии в использованной модели было представлено как балансовое выражение, связывающее массовый и тепловой потоки (см. уравнение (3) [5]). Теплопроводность в газовой среде была описана через уравнение Фурье (см. уравнение (4) [6]).

Термодинамическое состояние системы описывалось законом идеального газа (см. уравнение (5) [7]), который связывает основные термодинамические параметры среды.

Для турбулентных потоков характерно наличие пульсационной скорости. Поэтому результирующую скорость потока описывают как сумму основной компоненты скорости и пульсационной:

$$u = \bar{u} + u'_i u'_j; \quad (7)$$

Пульсационная скорость рассчитывалась через рейнгольдсовы напряжения (6). При расчете неизвестный параметр (турбулентную

вязкость) определялся с помощью модели турбулентности k- ω SST:

$$\mu_t = \frac{a_1 k \rho}{\max(a_1 \omega S F_2)}; \quad (8)$$

Основные параметры турбулентности (кинетическая энергия турбулентных пульсаций и приведенная интенсивность рассеивания энергии турбулентных пульсаций) определялись по турбулентной вязкости:

$$u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - b k \omega + \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right); \quad (9)$$

$$u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = a S^2 - b \omega^2 + \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \cdot \left((u + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2(1 - F_1) \sigma_\omega^2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}; \quad (10)$$

В модели турбулентности k- ω SST были использованы следующие коэффициенты:

$$F_2 = \tanh \left(\left(\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{b\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right) \right)^2 \right); \quad (11)$$

$$P_k = \min \left(\tilde{\tau}_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, 10 b k \omega \right); \quad (12)$$

$$F_1 = \tanh \left(\left(\min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{b\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_\omega k}{CD_{k\omega} y^2} \right) \right)^4 \right); \quad (13)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_\omega^2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right), \quad (14)$$

где $a = 0.44$, $a_1 = 5/9$, $\beta = 0.09$, $\sigma_\omega = 0.5$, $\sigma_\omega^2 = 0.856$.

Лучистый теплообмен моделировался с помощью модели дискретных ординат [8]. Эта модель предполагает решение уравнения лучистой теплопередачи в определенных направления \bar{s} , количество которых определяется пространственным углом Ω' . Модель не выполняет процедуру трассировки лучей, а непосредственно использует преобразованное уравнение лучистого переноса:

$$\nabla * (I(\bar{r}, \bar{s}) \bar{s}) + (\alpha + \sigma_s) I(\bar{r}, \bar{s}) = \alpha n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\bar{r}, \bar{s}') \Phi(\bar{s} * \bar{s}') d\Omega', \quad (15)$$

Каждый октант пространства расчетной области разделяется на $N_\phi * N_\theta$ пространственных углов (рис. 1), образуя $8 * N_\phi * N_\theta$ направлений \vec{s} .

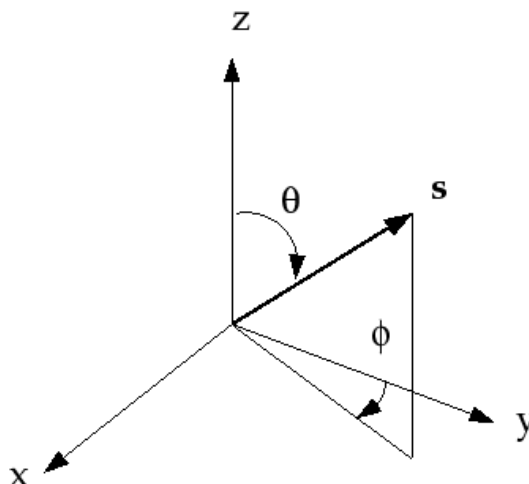


Рис. 1. — Схема пространственного угла: s — вектор направления луча, ϕ — азимутальный угол, θ — полярный угол.

В рассматриваемом случае дополнительное деление пространственного угла не выполнялось, поэтому для каждой ячейки расчетной сетки рассчитывалось только восемь направлений излучения. Учитывая высокую плотность сетки, вблизи криволинейных поверхностей такое разрешение было принято достаточным.

На неортогональных расчетных сетках часто невозможно разделить пространство на октанты без пересечений с границами ячеек [9]. В результате образуются пространственные углы со смежной принадлежностью (см. закрашенные секторы на рис. 2), т.е. которые участвуют как в расчетах входящих, так и исходящих лучей. Такие углы также возникают в результате отражения и преломления лучей.

Для расчета таких углов используют метод их пикселизации [7], т.е. деления на квадратную сетку с заданной размерностью $N_{\phi_p} * N_{\theta_p}$ (рис. 3).

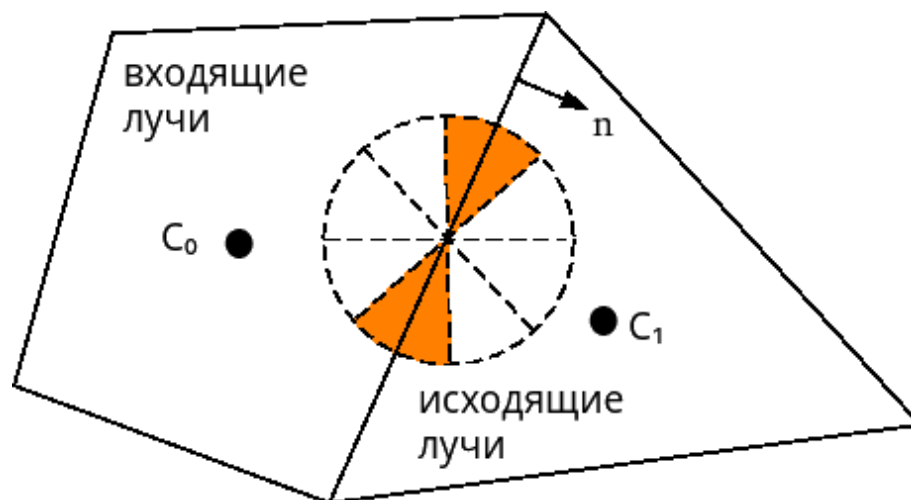


Рис. 2. — Схема пространственных углов на границе ячеек неортогональной расчетной сетки

Каждая ячейка этой сетки (пиксел) обрабатывается отдельно, т.е. может рассматриваться как принимающая лучи, так и испускающая их. Для задач серого рассеянного излучения пикселизация размерностью 1×1 считается достаточной [9]. Однако, при наличии условий симметрии в расчетной области размерность должна быть увеличена до 3×3 . Увеличение степени пикселизации (т.е. количества пикселей) приводит к значительному увеличению вычислительной сложности, поэтому в расчетах использовалось минимально рекомендованное для рассматриваемых условий значение 3×3 .

Рассеивание в модели было принято изотропным (т.е. равнозначным по всем направлениям), поскольку газовую среду можно считать условно чистой, не содержащей взвешенных частиц.

Модель дискретных ординат была реализована по несопряженной схеме [10] с учетом неортогональности расчетной сетки [9]. При такой схеме уравнения энергии и лучистого теплообмена рассчитываются по очереди.

При описании физики твердого тела использовалась модель для линейной упругой деформации в результате тепловых расширений.

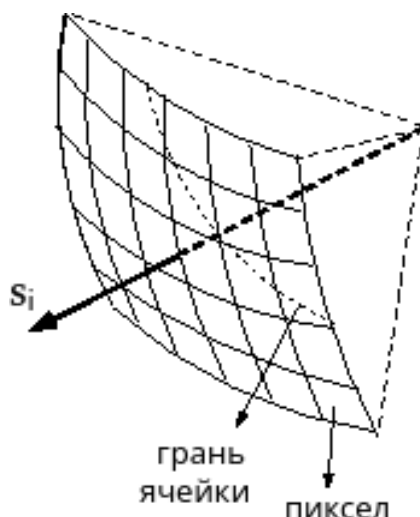


Рис. 3. — Пикселизация пространственного угла

При расчете тепловых потоков использовался закон сохранения тепловой энергии, определяющий удельную интенсивность тепловыделения как:

$$q = \nabla \bar{q} + \rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \bar{u} \nabla T \right); \quad (18)$$

где q — вектор теплового потока, u — вектор скорости переноса тепла, T — температура, t — время, ρ — плотность, c — теплоемкость.

Модель гидромеханики газообразной среды

Математическая формулировка процесса была выполнена в стационарной постановке по двум причинам. Во-первых, время выхода теплоутилизатора на рабочий режим несопоставимо мало по сравнению с ожидаемой продолжительностью рабочего режима. Во-вторых, период стабилизации (выхода на рабочий режим) не оказывает влияния на эффективность работы установки и на процессы внутри нее, поэтому не представляет интерес с точки зрения оптимизации.

Охлаждаемые продукты сгорания подаются в теплоутилизатор с расходом, соответствующим ламинарному режиму течения ($Re = \{500, 1000\}$). Однако, конструктивные особенности газоходных каналов (резкие повороты и оребрение) должны обеспечивать турбулизацию входящего

газового потока для интенсификации теплообмена. Поэтому для описания движения газовой среды в модели использованы формулировки для турбулентного потока.

Валидация модели

Валидация численной модели проводилась путем сопоставления результатов имитационного моделирования с заимствованными опытными данными [11]. Экспериментальное исследование обеспечило проверку адекватности разработанной численной модели (в т.ч. корректность математической модели) в части конвективного и лучистого теплообмена между металлическими поверхностями в газовой среде с малой оптической плотностью. Геометрические масштабы и значения температур исследуемых поверхностей находились в соответствии с теплоутилизатором в первом порядке величин.

Результаты валидации

Результаты моделирования заимствованного экспериментального исследования оказались в хорошем соответствии с опытными данными как в части интегральных значений температуры приемника при различном его удалении от излучателя, так и в части распределения температуры по рабочей поверхности приемника в присутствии экранирующей пластины.

Зависимость средних значений температуры на поверхности приемника от его расстояния до излучателя параболическая (рис. 4), что соответствует квадратичной зависимости коэффициента облученности от расстояния до источника (см. уравнение (15)). Среднее расхождение с опытными данными составляет 0.9% (таблица 1).

В таблице 1 использованы следующие обозначения: T_{amb} — температура окружающего воздуха, T_e — температура излучателя, T_r — температура приемника, $T_{r\ avg}$ — среднее значение температуры приемника.

Таблица 1

Результаты моделирования первой серии экспериментов

| | | | Эксперимент | | Модель | |
|-----|---------------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------------|-----------------------|------------------------------|
| C/D | $T_{amb}, ^\circ\text{C}$ | $T_e, ^\circ\text{C}$ | $T_r, ^\circ\text{C}$ | $T_{r\ avg}, ^\circ\text{C}$ | $T_r, ^\circ\text{C}$ | $T_{r\ avg}, ^\circ\text{C}$ |
| 0.2 | 22.8 | 467 | 193-216 | 204.5 | 200.5-201.5 | 201 |
| 0.5 | 18.3 | 447 | 134-151 | 142.5 | 139.5-140.5 | 140 |
| 1 | 18.2 | 437 | 84-92 | 88 | 90 | 90 |
| 1.5 | 20.3 | 442 | 65 | 65 | 63.5 | 63.5 |

Очевидно, что численная модель предсказывает меньшую дисперсию температуры по поверхности, что может быть объяснено повышенной подвижностью окружающего воздуха во время экспериментов.

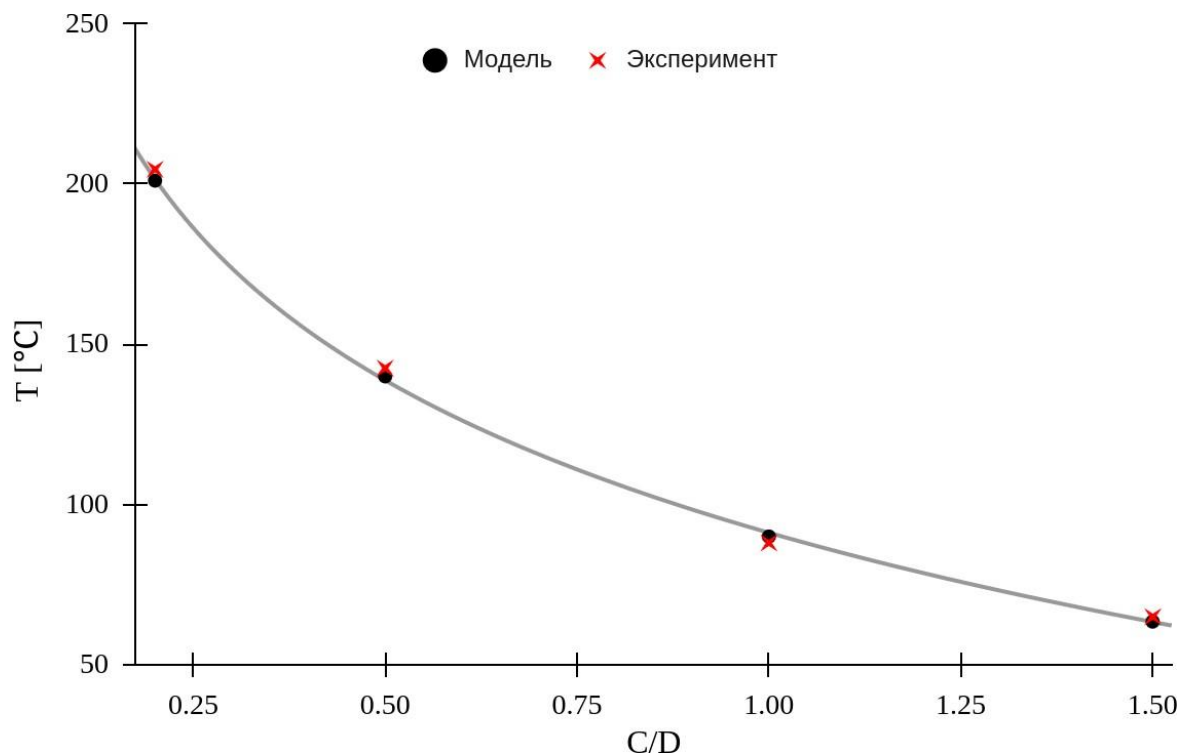


Рис. 4. — Зависимость средней температуры приемника от его удаления от излучателя

Литература

1. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. М.: Машиностроение, 2011. 374 с.
2. Ефимов А.Ю., Фролов А.А. Эффективность применения теплоутилизатора тепла дымовых газов на котельных малой мощности // Инженерный вестник Дона, 2018. № 2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2018/4869.
3. Schlichting, H., Gersten, K. Boundary Layer Theory, 10th edn. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2006. P. 800.
4. Wesseling P. Principles of computational fluid dynamics, Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2001. P. 644.
5. White F.M. Viscous fluid flow (3rd ed.). McGraw Hill. 2006. P. 629.
6. Thambynayagam R.K.M. The Diffusion Handbook: Applied Solutions for Engineers, McGraw-Hill Professional. 2011. ISBN 978-0-07-175184-1.
7. Davis M.L., Masten S.J. Principles of Environmental Engineering and Science. New York: McGraw-Hill. ISBN 0-07-235053-9. Methods and Experimental Measurements XII. 41. 2002. Pp. 251-261.
8. Chandrasekhar S. Radiative Transfer. New York: Dover. ISBN 978-0-486-60590-6. 1960. P. 393.
9. Murthy J.Y., Mathur S.R. A Finite Volume Method For Radiative Heat Transfer Using Unstructured Meshes // AIAA-98-0860, January 1998.
10. Chui E.H., Raithby G.D. Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method // Numerical Heat Transfer, Part B. 1993. pp. 269-288.
11. Тишаков А.А., Никитин М.Н. Оптимизация режимных параметров теплоутилизатора прямого действия // Инженерный вестник Дона, 2023. № 3. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2023/8274.

References

1. Kudinov A.A., Ziganshina S.K. Energoberezhenie v teploenergetike i teplotekhnologiyax [Energy saving in thermal power engineering and thermal technologies]. M.: Mashinostroenie, 2011. 374 p.
2. Efimov A.Yu., Frolov A.A. Inzhenernyj vestnik Dona, 2018. № 2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2018/4869.
3. Schlichting, H., Gersten, K. Boundary Layer Theory, 10th edn. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2006. P. 800.
4. Wesseling P. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2001. P. 644.
5. White F.M. Viscous fluid flow (3rd ed.). McGraw Hill. 2006. P. 629.
6. Thambynayagam R.K.M. The Diffusion Handbook: Applied Solutions for Engineers, McGraw-Hill Professional. 2011. ISBN 978-0-07-175184-1.
7. Davis M.L., Masten S.J. New York: McGraw-Hill. ISBN 0-07-235053-9. Methods and Experimental Measurements XII. 41. 2002. Pp. 251-261.
8. Chandrasekhar S. Radiative Transfer. New York: Dover. ISBN 978-0-486-60590-6. 1960. P. 393.
9. Murthy J.Y., Mathur S.R. AIAA-98-0860, January 1998.
10. Chui E.H., Raithby G.D. Numerical Heat Transfer, Part B. 1993. pp. 269-288.
11. Tishakov A.A., Nikitin M.N. Inzhenernyj vestnik Dona, 2023. № 3. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2023/8274

Дата поступления: 21.10.2024

Дата публикации: 4.12.2024