

## УЧЕТ ИНЕРЦИОННОСТИ НАГРЕВАТЕЛЯ В МЕТОДИКЕ ОДНОПОТОЧНОГО НЕСТАЦИОНАРНОГО МЕТОДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА

К.С. Егоров

egorovks@bmstu.ru

Л.В. Степанова

lstepanova@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

Рассмотрена задача по учету инерционности нагревателя при однопоточном нестационарном методе исследования теплообмена в теплообменных матрицах. Показано, что температура газа на входе значительно отличается от идеальной прямоугольной «ступеньки». Эта зависимость получена теоретически на основании конструктивного исполнения нагревателя и известных экспериментальных данных без применения эмпирических констант, которые необходимо определять в методических экспериментах. Выполнено сравнение полученных экспериментальных данных с результатами аналитических решений для цилиндра при нестационарном охлаждении и граничных условиях 3-го рода, показано их хорошее совпадение. Описана математическая модель, которая вследствие малых чисел Био (менее 0,1) основана на решении обычных дифференциальных уравнений для температуры проволоки нагревателя. Выполнено численное решение для оценки значения максимального наклона временной зависимости температуры с учетом продольной теплопроводности. Определено, что точность однопоточного нестационарного метода уменьшается при увеличении продольной теплопроводности исследуемой матрицы теплообмена и уменьшении числа  $N_{tu}$ , которое представляет собой безразмерный коэффициент теплоотдачи. Полученные результаты актуальны при исследовании коэффициента теплоотдачи высококомпактных поверхностей теплообмена. Такие теплообменные поверхности широко применяют в различных отраслях промышленности: энергетике, нефтегазовом секторе, транспорте, холодильной технике

### Ключевые слова

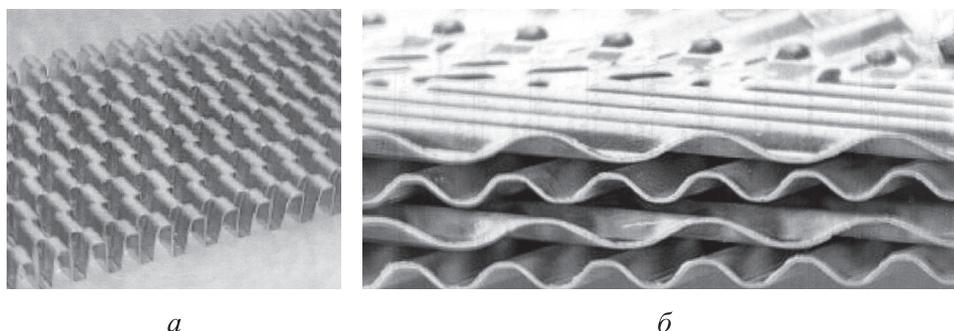
*Теплообменная поверхность, однопоточный нестационарный метод, максимальный угол наклона, коэффициент теплоотдачи*

Поступила 30.01.2025

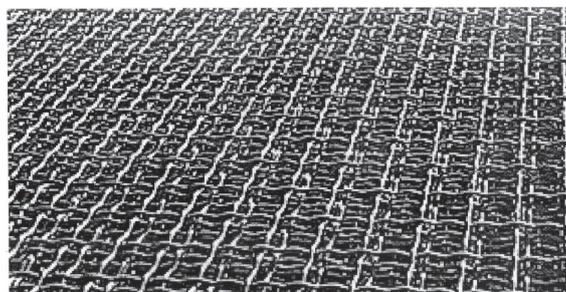
Принята 31.03.2025

© Автор(ы), 2025

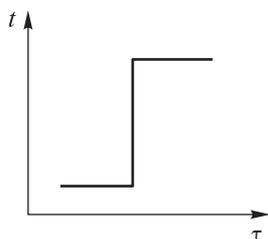
**Введение.** В настоящее время для исследования высококомпактных поверхностей теплообмена в различных отраслях техники [1–7] (энергетике, нефтегазовом секторе, транспорте, холодильной технике) получил распространение однопоточный нестационарный метод, актуальным применением которого является, например, теплообмен при охлаждении овощей и фруктов при их хранении [8]. К высококомпактным относятся поверхности, у которых коэффициент компактности (величина, равная отношению площади поверхности теплообмена к объему, ограниченному этой поверхностью) лежит в диапазоне  $\sim 1500 \dots 3000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . Это пластинчато-ребристые и пластинчатые поверхности (рис. 1). Идея метода заключена в том, что свойства таких поверхностей приближены к пористым материалам, у которых значения коэффициента компактности составляют  $\sim 5000 \dots 6000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . В связи с этим появляется возможность определить коэффициент теплоотдачи косвенным методом (изменением во времени температуры за матрицей теплообменного аппарата). Эта задача изначально решена при расчетах теплообменных аппаратов — регенераторов, выполненных из пористых материалов (рис. 2). Первым ее аналитически решил немецкий физик В.О. Шуман. При этом предполагалось, что температура на входе матрицы изменяется ступенчатым образом (рис. 3).



**Рис. 1.** Пластинчато-ребристая (а) и пластинчатая (б) поверхности теплообмена



**Рис. 2.** Пористая сетчатая поверхность



**Рис. 3.** Изменение температуры газа на входе в испытываемую матрицу теплообменного аппарата ( $t$  — температура газа;  $\tau$  — время)

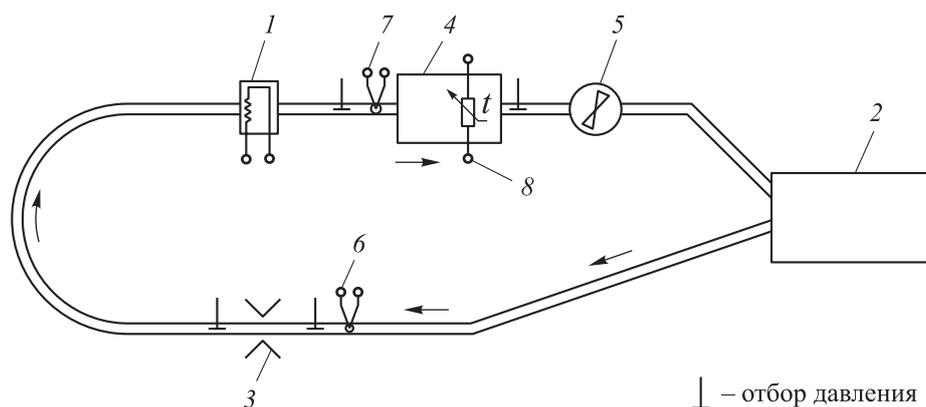
Многочисленные работы, например [9–15], связаны с рассмотрением особенностей аналитических и численных решений задачи Шумана.

Однако открытым остается вопрос о влиянии инерционности нагревателя на формирование ступенчатого изменения температуры, так как реальное изменение температуры имеет сложный характер. Этот вопрос рассматривался в [10, 11, 13–15], при этом в работах не учитывалась теплопроводность испытываемой теплообменной матрицы, которая влияет на значение угла максимального наклона температуры на выходе из нее. Поскольку угол максимального наклона зависит от продольной теплопроводности матрицы (значения могут отличаться на 30...40 %) [9], это может привести к ошибочным выводам при анализе результатов. В настоящей работе оценено влияние «непрямоугольности» входной температуры газа. Анализ проводился только для конкретного экспериментального стенда с определенным типом нагревателя, однако примененные расчеты и оценки можно использовать для аналогичных экспериментальных установок. В отличие от [10], где определен некий эмпирический коэффициент, в настоящей работе есть возможность найти необходимые параметры аналитически, зная необходимые размеры и теплофизические свойства материалов.

**Экспериментальный стенд.** Исследования высококомпактных поверхностей теплообмена выполняли на экспериментальном стенде, работающем по замкнутому контуру, схема которого приведена на рис. 4. Для циркуляции газа внутри использован вентилятор, для сброса теплоты — концевой теплообменник. Перед моделью теплообменной поверхности смонтирован малоинерционный нагреватель, после нее — термометр сопротивления. Температуру перед моделью и расходомерной диафрагмой измеряли термопарами.

Для моделирования входной «ступеньки» температуры использован малоинерционный нагреватель из нихромовой проволоки диаметром 0,1 мм из сплава марки Х20Н80. Для измерения температуры предусмотрен термометр сопротивления из медной проволоки диаметром 0,06 мм марки ПЭВ-2. Сопротивление термометра составляет ~ 13 Ом, что позволило вклю-

читать его по двухпроводной схеме с помощью измерительного моста МО-62. Напряжения измеряли аналого-цифровым преобразователем М-серии USB-6259 компании National Instruments, результаты передавались непосредственно в персональный компьютер в режиме реального времени. Расход количества воздуха измеряли с помощью стандартной диафрагмы<sup>1</sup>.



**Рис. 4.** Схема экспериментального стенда для исследования высококомпактных поверхностей теплообмена:

1 — малоинерционный нагреватель; 2 — теплообменник; 3 — расходомерная диафрагма; 4 — испытуемая модель; 5 — центробежный вентилятор; 6 — термопара для измерения температуры перед расходомерной диафрагмой; 7 — термопара для измерения температуры перед испытуемой моделью; 8 — малоинерционный термометр сопротивления за испытуемой моделью

**Результаты экспериментов и их сравнение с аналитическим решением.** Экспериментальные исследования выполнены без матрицы теплообменного аппарата для получения реальной кривой температуры, отличной от кривой температуры «ступеньки». Результаты сравнения для массового расхода воздуха в контуре 0,006 кг приведены на рис. 5. Полученная экспериментальная кривая хорошо согласуется с одномерным аналитическим решением охлаждения цилиндра при граничных условиях 3-го рода<sup>2</sup>, поскольку малоинерционный нагреватель представляет собой проволоку диаметром 0,1 мм, которая обтекается поперечным потоком воздуха. В этом случае предполагается, что температура изменяется только по радиусу цилиндра. Учитывая, что отношение высоты нагревателя к диаметру

<sup>1</sup> ГОСТ 8.586.1–2005 (ИСО 5167-1:2003). Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 1. Принцип метода измерений и общие требования. М., Стандартинформ, 2007.

<sup>2</sup> Лыков А.В. Теория теплопроводности. М., Высшая школа, 1967.

составляет  $0,1/0,001 \text{ м} \approx 100$ , одномерное приближение выполняется с достаточной степенью точности.

Коэффициент теплоотдачи к нагревателю определяется по формулам теплоотдачи к тонким проволокам для чисел Рейнольдса в диапазоне 4–120 [16–18].

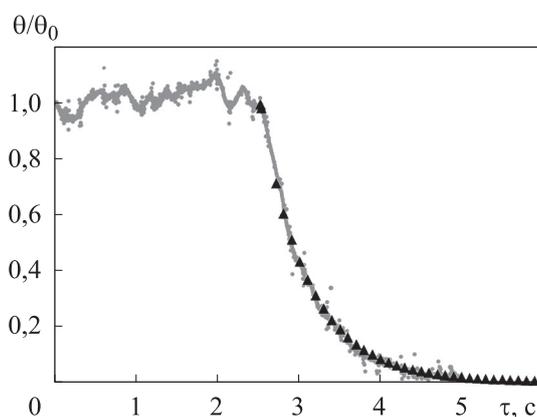
В этом случае число  $Bi = \alpha R / \lambda = 158 \cdot 0,0005 / 13,6 \approx 0,0058$ , где  $\alpha = 158 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  — коэффициент теплоотдачи;  $R = 0,0005 \text{ м}$  — радиус проволоки нагревателя;  $\lambda = 13,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  — коэффициент теплопроводности нихрома.

При числе  $Bi < 0,1$  распределение температуры по радиусу является одинаковым в любой момент времени. В этом случае решение имеет вид<sup>3</sup>:

$$\theta/\theta_0 = 1 - J_0\left(\sqrt{2Bi} r/R\right) e^{-2BiFo}, \quad (1)$$

где  $\theta = t - t_r$ ,  $\theta_0 = t_0 - t_r$  — относительные температуры;  $t$ ,  $t_r$ ,  $t_0$  — температуры текущая, газа, начальная соответственно;  $r$  — текущий радиус;  $R$  — радиус цилиндра;  $Fo = \alpha\tau/R^2$  — число Фурье ( $\alpha = \lambda/(C\rho)$  — коэффициент температуропроводности,  $C$  — массовая теплоемкость цилиндра,  $\rho$  — плотность;  $\tau$  — время).

На рис. 5 приведено сравнение экспериментальных данных и результатов аналитического решения (1).



**Рис. 5.** Сравнение экспериментальных данных (•) и результатов аналитического решения (1) (▲)

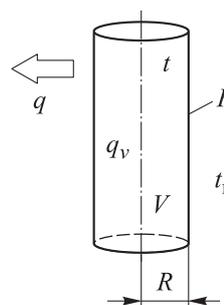
Хорошее совпадение с экспериментом подтверждает вывод о малом числе  $Bi$  в данном случае. Это позволяет не рассматривать распределение

<sup>3</sup> Лыков А.В. Теория теплопроводности.

температуры по радиусу и ограничиться решением обыкновенного дифференциального уравнения для цилиндра. Задача в этом случае формулируется следующим образом: есть нагретый цилиндр, который в начальный момент времени помещают в среду с более низкой температурой, и происходит охлаждение цилиндра (провода) при граничных условиях 3-го рода. Условия по высоте цилиндра считаются постоянными. Отдельно остановимся на еще одном допущении — постоянстве коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  во времени. Фактически, он меняется за счет изменения теплофизических свойств газа во время нагрева (охлаждения), но зависимость эта слабая и ею можно пренебречь. Это подтверждают результаты эксперимента, поскольку формула (1) получена при допущении постоянства коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ . Расчетная схема в случае одномерного цилиндра с граничными условиями 3-го рода приведена на рис. 6.

**Рис. 6.** Расчетная схема для одномерного цилиндра:

$V$  — объем;  $F$  — площадь боковой поверхности;  $q$  — плотность теплового потока;  $q_v$  — объемное тепловыделение



Дифференциальное уравнение примет следующий вид:

$$C_p V d\theta / d\tau = -\alpha F \theta, \quad (2)$$

начальное условие при  $\tau = 0$ ,  $\theta = \theta_0$ ; граничное условие 3-го рода на поверхности цилиндра  $q = \alpha / \theta$ .

Решение дифференциального уравнения (2) запишем как

$$\theta / \theta_0 = e^{-b\tau}, \quad (3)$$

где  $b = 2\alpha / (C_p R)$ .

Сравнение экспериментальных данных и результатов аналитического решения (3) приведено на рис. 7.

Обыкновенное дифференциальное уравнение, аналогичное уравнению (2), можно получить и для случая нагрева цилиндра. Задачу можно сформулировать следующим образом: цилиндр и среда имеют одинаковые температуры, в начальный момент времени включается нагрев цилиндра (провода) электрическим током с определенным объемным тепловыделением  $q_v$ . Расчетная схема приведена на рис. 6.

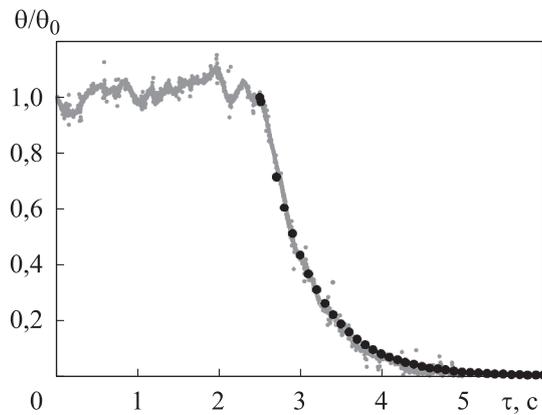


Рис. 7. Сравнение экспериментальных данных (•) и результатов аналитического решения (3) (●)

Дифференциальное уравнение имеет следующий вид:

$$C_p V d\theta / d\tau = q_v V - \alpha F \theta, \quad (4)$$

начальное условие при  $\tau = 0, \theta = 0$ .

Граничное условие 3-го рода на поверхности цилиндра формулируется аналогично случаю с охлаждением цилиндра. Решение имеет вид

$$\theta / \theta_0 = 1 - e^{-b\tau}. \quad (5)$$

Сравнение экспериментальных данных и результатов аналитического решения (5) приведено на рис. 8.

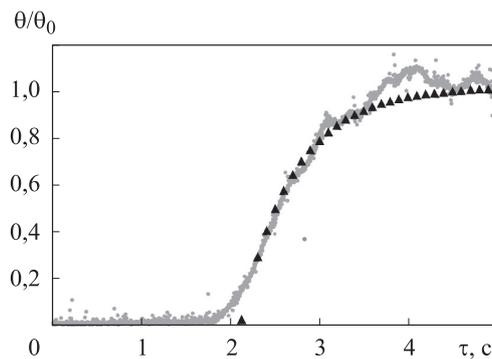


Рис. 8. Сравнение экспериментальных данных (•) и результатов аналитического решения (5) (▲)

С помощью формул (3) и (5) можно получить изменение входной температуры во времени, которая будет отличаться от температуры «ступеньки».

При измерениях выполнена оценка неопределенности измерений в соответствии с ГОСТ 34100.3–2017<sup>4</sup>. При этом неопределенность измерения температуры термометром сопротивления составила 3,1 %. Показано, что точность аналитических расчетов в основном определяется неопределенностью коэффициента теплоотдачи, который составляет 7,8 %. Для временного интервала неопределенностью можно пренебречь, так как точность синхронизации оборудования компании National Instruments составляла 50 нс, что в 20 000 раз меньше времени между измерениями температуры (0,001 с).

**Численное решение с учетом продольной теплопроводности матрицы.** Решение данной задачи численным методом изложено в [10, 19]. Задача решается в координатах безразмерного времени, которое зависит от свойств исследуемой матрицы теплообмена:

$$\psi = \frac{\alpha_s F_s \tau}{m_s C_s}, \quad (6)$$

где  $\alpha_s$  — коэффициент теплоотдачи в матрице;  $F_s$  — площадь теплоотдающей поверхности матрицы;  $m_s$  — масса матрицы;  $C_s$  — массовая теплоемкость матрицы.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_s$  заранее неизвестен, поэтому его выражим через число единиц переноса теплоты:

$$\text{Ntu} = \frac{\alpha_s F_s}{G C_p}, \quad (7)$$

где  $G$  — массовый расход газа через матрицу.

Из формул (6) и (7) получим

$$\psi = \frac{\text{Ntu} G C_p \tau}{m_s C_s}.$$

Для практических расчетов примем следующие данные для теплообменной матрицы:  $G = 0,006$  кг/с;  $C_p = 1006$  Дж/(кг · К);  $m_s = 0,43$  кг;  $C_s = 462$  Дж/(кг · К).

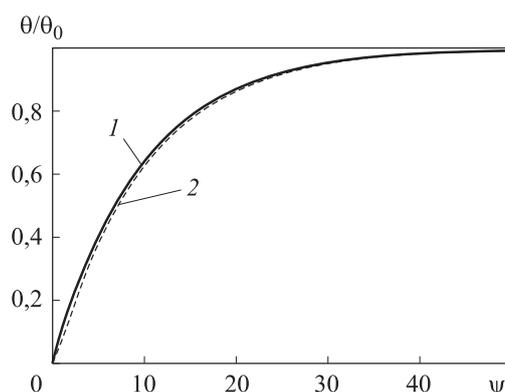
Безразмерная теплопроводность:

$$\lambda_s = \frac{\lambda F_s}{L G C_p}, \quad (8)$$

<sup>4</sup> ГОСТ 34100.3–2017/ISO/IEC Guide 98-3:2008. Неопределенность измерения. Ч. 3. Руководство по выражению неопределенности измерения. М., Стандартинформ, 2017.

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала матрицы;  $L$  — длина теплообменной матрицы.

Зависимость безразмерной температуры газа  $\theta/\theta_0$  на выходе из матрицы от безразмерного времени  $\psi$  при  $Ntu = 10$  и  $\lambda_s = 10$  приведена на рис. 9.



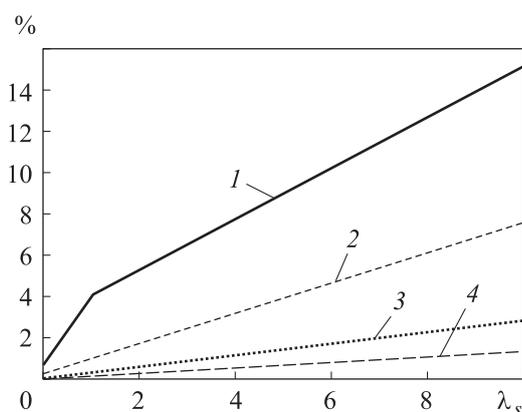
**Рис. 9.** Зависимость безразмерной температуры газа  $\theta/\theta_0$  на выходе из матрицы от безразмерного времени  $\psi$ :

1 — температура газа на входе, заданная «ступенькой»; 2 — температура газа на входе, заданная формулой (5)

Разность температур уменьшается с увеличением времени, это приводит к тому, что погрешность этого метода увеличивается при уменьшении числа  $Ntu$ , так как максимальный угол наклона [20] в этом случае достигается при меньшем значении времени.

Зависимости разности (в процентах) максимальных углов наклона, вычисленных при подаче на вход «ступеньки» температуры и изменении температуры на входе по формуле (5), от безразмерной теплопроводности  $\lambda_s$  при различных значениях  $Ntu$  приведена на рис. 10.

С увеличением безразмерной теплопроводности  $\lambda_s$  и уменьшением числа  $Ntu$  возрастает разность максимальных углов наклона, вычисленных при подаче на вход «ступеньки» температуры и по формуле (5), что влияет на определяемую экспериментально величину  $Ntu$ . Отметим, что значения числа  $Ntu$  зависят от многих параметров (например, от числа Рейнольдса в исследуемой матрице) и поэтому в большинстве случаев произвольно изменяться не могут. В этом случае единственным средством уменьшения влияния инерционности нагревателя на результаты определения  $Ntu$  является уменьшение безразмерной теплопроводности  $\lambda_s$  исследуемой матрицы или увеличение ее длины  $L$ , что следует из формулы (8).



**Рис. 10.** Зависимости разности максимальных углов наклона, вычисленных при подаче на вход «ступеньки» температуры и изменении температуры на входе по формуле (5), от безразмерной теплопроводности  $\lambda_s$ :

1 —  $Ntu = 5$ ; 2 —  $Ntu = 10$ ; 3 —  $Ntu = 20$ ; 4 —  $Ntu = 30$

**Заключение.** Описан метод, с помощью которого можно получить конкретный вид зависимости температуры на входе в теплообменную матрицу, используя только данные о конструкции малоинерционного нагревателя. Это имеет определенное преимущество по сравнению с [10], где некоторая постоянная определялась экспериментально.

Кроме того, получены важные результаты влияния числа единиц переноса теплоты  $Ntu$  и безразмерной продольной теплопроводности. С учетом полученных результатов можно рекомендовать использовать в экспериментах как можно более высокое число  $Ntu$  ( $> 10$ ), а также как можно меньшую безразмерную теплопроводность матрицы теплообменного аппарата (лучше всего значение, приблизительно равное нулю). Исходя из формулы (8) рекомендуется изготавливать матрицу из материалов с меньшей теплопроводностью  $\lambda_s$  или с большей длиной  $L$  теплообменной поверхности.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Kays W.M., London A.L. Compact heat exchangers. Malabar, Krieger Publ., 1998.
- [2] Арбеков А.Н., Леонтьев А.И., Самсонов В.Л. и др. Безъядерная энергетика пилотируемой экспедиции на Марс. *Известия РАН. Энергетика*, 2002, № 4, с. 3–12. EDN: VNKRJJ
- [3] Арбеков А.Н., Леонтьев А.И. Развитие космических газотурбинных установок в работах В.Л. Самсонова. *Труды МАИ*, 2011, № 43. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=24713>

- [4] Luo X., Roetzel W. The single-blow transient testing technique for plate-fin heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2001, vol. 44, no. 19, pp. 3745–3753.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00019-9](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00019-9)
- [5] Ismail L.S., Velraj R., Ranganayakulu C. Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers — a review. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2010, vol. 14, no. 1, pp. 478–485.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.06.033>
- [6] Liang C., Yang W.J. Modified single-blow technique for performance evaluation on heat transfer surfaces. *J. Heat Transfer*, 1975, vol. 97, no. 1, pp. 16–21.  
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3450280>
- [7] Pucci P.F., Howard C.P., Piersall C.H.-Jr. The single blow transient testing technique for compact heat exchanger surfaces. *J. Eng. Power*, 1967, vol. 89, no. 1, pp. 29–38.  
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3616604>
- [8] Łapiński A., Śmierciew K., Zou H., et al. Measurement of heat transfer and flow resistance for a packed bed of horticultural products with the implementation of a single blow technique. *Processes*, 2021, vol. 9, no. 12, art. 2151.  
DOI: <http://doi.org/10.3390/pr9122151>
- [9] Egorov K.S., Krylov V.I., Stepanova L.V., et al. Calculation of the maximum slope angles of the temperature curve for the single-flow non-stationary method of deriving the thermal characteristics of heat transfer surfaces. *Meas. Tech.*, 2017, vol. 60, no. 9, pp. 916–921. DOI: <http://doi.org/10.1007/s11018-017-1293-1>
- [10] Yoon S.S., Yang W.J. New performance-evaluation analyses on heat transfer surfaces by single-blow technique. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1987, vol. 30, no. 8, pp. 1587–1594.  
DOI: [http://doi.org/10.1016/0017-9310\(87\)90303-6](http://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90303-6)
- [11] Kohlmayr G.F. Synthesis of the step-change single-blow transient temperature response. *ZAMP*, 1971, vol. 22, no. 4, pp. 724–736.  
DOI: <https://doi.org/10.1007/BF01587768>
- [12] Luo X., Roetzel W. Theoretical study on the single-blow testing technique considering lateral heat resistance of fins in plate-fin heat exchangers. In: *Heat transfer science and technology*. Beijing, Higher Education Press, 2000, pp. 691–696.
- [13] Kohlmayr G.F. Exact maximum slopes for transient matrix heat-transfer testing. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1966, vol. 9, no. 7, pp. 671–680.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(66\)90043-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(66)90043-3)
- [14] Kohlmayr G.F. Extension of the maximum slope method to arbitrary upstream fluid temperature changes. *J. Heat Transfer*, 1968, vol. 90, no. 1, pp. 130–134.  
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3597442>
- [15] Kohlmayr G.F. An indirect curve matching method for transient matrix heat-transfer testing in the low NTU-range. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1968, vol. 11, no. 3, pp. 567–581.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(68\)90097-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(68)90097-5)

- [16] Fand R.M., Keswani K.K. A continuous correlation equation for heat transfer from cylinders to air in crossflow for Reynolds numbers from  $10^{-2}$  to  $2 \times 10^5$ . *Heat Mass Transf.*, 1972, vol. 15, no. 3, pp. 559–562. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(72\)90219-0](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90219-0)
- [17] Fand D.C.C., Williams M.J. Two-dimensional convection from heated wires at low Reynolds numbers. *J. Fluid Mech.*, 1959, vol. 6, no. 3, pp. 357–384. DOI: <http://doi.org/10.1017/S0022112059000696>
- [18] Wood W.W. Free and forced convection from fine hot wires. *J. Fluid Mech.*, 1972, vol. 55, no. 3, pp. 419–438. DOI: <http://doi.org/10.1017/S0022112072001934>
- [19] Howard C.P. The single blow problem including the effects of longitudinal conduction. *ASME Gas Turbine Conference and Products Show*, 1964, paper 64-GT2-11. DOI: <https://doi.org/10.1115/64-GTP-11>
- [20] Locke G.L. Heat transfer and flow friction characteristics of porous solids. TR-No. 10. Stanford, Stanford University, 1950.

**Егоров Кирилл Сергеевич** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**Степанова Лариса Валерьевна** — канд. биол. наук, доцент кафедры «Английский язык для машиностроительных специальностей» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Егоров К.С., Степанова Л.В. Учет инерционности нагревателя в методике однопоточного нестационарного метода для исследования поверхностей теплообмена. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 4 (155), с. 118–132. EDN: GBWFPL

**ACCOUNTING FOR THE HEATER INERTIA IN THE SINGLE-FLOW NON-STATIONARY METHOD TO STUDY THE HEAT TRANSFER SURFACES**

**K.S. Egorov**

[egorovks@bmstu.ru](mailto:egorovks@bmstu.ru)

**L.V. Stepanova**

[lstepanova@bmstu.ru](mailto:lstepanova@bmstu.ru)

**BMSTU, Moscow, Russian Federation**

---

**Abstract**

The paper considers the problem of accounting for the heater inertia in a single-flow non-stationary method to study heat transfer in the heat transfer matrices. It shows that gas temperature at the inlet differs significantly from an ideal rectangular “step”. This depend-

**Keywords**

*Heat transfer surface, single-flow non-stationary method, maximum slope, heat transfer coefficient*

ence is obtained theoretically based on the heater design and the known experimental data without using the empirical constants that should be determined in the methodological experiments. The obtained experimental data are compared with results of the analytical solutions for a cylinder during the non-stationary cooling at the boundary conditions of the third kind; their good agreement is revealed. The paper describes a mathematical model, which is based on solution to the ordinary differential equations for the heater wire temperature due to the small Biot numbers (less than 0.1). A numerical solution is obtained to assess maximum slope of the temperature time dependence taking into account the longitudinal thermal conductivity. The paper shows that accuracy of the single-flow non-stationary method is decreasing with an increase in the longitudinal thermal conductivity of the heat transfer matrix under study, and a decrease in the Nusselt number, which is the dimensionless heat transfer coefficient. The obtained results are relevant for studying the heat transfer coefficient of the highly compact heat transfer surfaces. These heat transfer surfaces are widely used in various industries, including energy, oil and gas, transportation, and refrigeration

Received 30.01.2025

Accepted 31.03.2025

© Author(s), 2025

## REFERENCES

- [1] Kays W.M., London A.L. Compact heat exchangers. Malabar, Krieger Publ., 1998.
- [2] Arbekov A.N., Leontyev A.I., Samsonov V.L., et al. Nuclear-free energy of the manned expedition to Mars. *Izvestiya RAN. Energetika* [Proceedings of the RAS. Power Engineering], 2002, no. 4, pp. 3–12 (in Russ.). EDN: VNKRJJ
- [3] Arbekov A.N., Leontyev A.I. Development of space gas turbine plants in the works of V.L. Samsonov. *Trudy MAI*, 2011, no. 43 (in Russ.). Available at: <https://trudymai.ru/published.php?ID=24713>
- [4] Luo X., Roetzel W. The single-blow transient testing technique for plate-fin heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2001, vol. 44, no. 19, pp. 3745–3753. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00019-9](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00019-9)
- [5] Ismail L.S., Velraj R., Ranganayakulu C. Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers — a review. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2010, vol. 14, no. 1, pp. 478–485. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.06.033>
- [6] Liang C., Yang W.J. Modified single-blow technique for performance evaluation on heat transfer surfaces. *J. Heat Transfer*, 1975, vol. 97, no. 1, pp. 16–21. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3450280>

- [7] Pucci P.F., Howard C.P., Piersall C.H.-Jr. The single blow transient testing technique for compact heat exchanger surfaces. *J. Eng. Power*, 1967, vol. 89, no. 1, pp. 29–38.  
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3616604>
- [8] Łapiński A., Śmierciew K., Zou H., et al. Measurement of heat transfer and flow resistance for a packed bed of horticultural products with the implementation of a single blow technique. *Processes*, 2021, vol. 9, no. 12, art. 2151.  
DOI: <http://doi.org/10.3390/pr9122151>
- [9] Egorov K.S., Krylov V.I., Stepanova L.V., et al. Calculation of the maximum slope angles of the temperature curve for the single-flow non-stationary method of deriving the thermal characteristics of heat transfer surfaces. *Meas. Tech.*, 2017, vol. 60, no. 9, pp. 916–921. DOI: <http://doi.org/10.1007/s11018-017-1293-1>
- [10] Yoon S.S., Yang W.J. New performance-evaluation analyses on heat transfer surfaces by single-blow technique. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1987, vol. 30, no. 8, pp. 1587–1594.  
DOI: [http://doi.org/10.1016/0017-9310\(87\)90303-6](http://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90303-6)
- [11] Kohlmayr G.F. Synthesis of the step-change single-blow transient temperature response. *ZAMP*, 1971, vol. 22, no. 4, pp. 724–736.  
DOI: <https://doi.org/10.1007/BF01587768>
- [12] Luo X., Roetzel W. Theoretical study on the single-blow testing technique considering lateral heat resistance of fins in plate-fin heat exchangers. In: *Heat transfer science and technology*. Beijing, Higher Education Press, 2000, pp. 691–696.
- [13] Kohlmayr G.F. Exact maximum slopes for transient matrix heat-transfer testing. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1966, vol. 9, no. 7, pp. 671–680.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(66\)90043-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(66)90043-3)
- [14] Kohlmayr G.F. Extension of the maximum slope method to arbitrary upstream fluid temperature changes. *J. Heat Transfer*, 1968, vol. 90, no. 1, pp. 130–134.  
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3597442>
- [15] Kohlmayr G.F. An indirect curve matching method for transient matrix heat-transfer testing in the low NTU-range. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1968, vol. 11, no. 3, pp. 567–581.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(68\)90097-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(68)90097-5)
- [16] Fand R.M., Keswani K.K. A continuous correlation equation for heat transfer from cylinders to air in crossflow for Reynolds numbers from  $10^{-2}$  to  $2 \times 10^5$ . *Heat Mass Transf.*, 1972, vol. 15, no. 3, pp. 559–562. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(72\)90219-0](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90219-0)
- [17] Fand D.C.C., Williams M.J. Two-dimensional convection from heated wires at low Reynolds numbers. *J. Fluid Mech.*, 1959, vol. 6, no. 3, pp. 357–384.  
DOI: <http://doi.org/10.1017/S0022112059000696>
- [18] Wood W.W. Free and forced convection from fine hot wires. *J. Fluid Mech.*, 1972, vol. 55, no. 3, pp. 419–438. DOI: <http://doi.org/10.1017/S0022112072001934>
- [19] Howard C.P. The single blow problem including the effects of longitudinal conduction. *ASME Gas Turbine Conference and Products Show*, 1964, paper 64-GT2-11. DOI: <https://doi.org/10.1115/64-GTP-11>

[20] Locke G.L. Heat transfer and flow friction characteristics of porous solids. TR-No. 10. Stanford, Stanford University, 1950.

**Egorov K.S.** — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Thermal Physics, BMSTU (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

**Stepanova L.V.** — Cand. Sc. (Biol.), Assoc. Professor, Department of English Language for Mechanical Engineering, BMSTU (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Egorov K.S., Stepanova L.V. Accounting for the heater inertia in the single-flow non-stationary method to study the heat transfer surfaces. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 4 (155), pp. 118–132 (in Russ.). EDN: GBWFPL