

03.1;03.2

Влияние частоты импульсов на вынужденную конвекцию в импактных нестационарных струях

© М.А. Пахомов, В.И. Терехов

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Россия
E-mail: pakhomov@ngs.ru, terekhov@itp.nsc.ru

Поступило в Редакцию 6 июля 2023 г.

В окончательной редакции 4 августа 2023 г.

Принято к публикации 4 августа 2023 г.

Проведено моделирование осесимметричных стационарной и нестационарных импульсной и синтетической импактных струй и выполнено сравнение процессов переноса в таких течениях при вариации частоты следования импульсов. В нестационарных импактных струях трение на стенке выше соответствующей величины для стационарной струи (до 25%). Получено, что при числе Струхала $St = 0.08$ осредненный теплообмен в точке торможения нестационарных импактных струй имеет наибольшее значение. Показаны области значений чисел Струхала, где использование нестационарных импактных струй дает преимущество по интенсификации теплопереноса, а где наблюдается его ухудшение.

Ключевые слова: импактная импульсная струя, импактная синтетическая струя, численное моделирование, процессы переноса, интенсификация теплообмена.

DOI: 10.61011/PJTF.2023.19.56270.19675

Импактные струи характеризуются существенно большими значениями коэффициента локального теплообмена в области точки торможения в сравнении с обычными внутренними течениями [1,2]. Такие течения нашли широкое применение на практике (охлаждение теплонагруженных элементов энергетического оборудования [3], импульсное управление потоком [4] и т.д.).

Одним из способов активного управления течением и теплообменом является применение синтетических и импульсных импактных струй (СИС и ИИС соответственно) [5–8]. СИС создаются периодически осцилляциями поверхности внутри некоторой камеры (объема). Это вызывает формирование потока „вдув“–„отсос“ [5]. Во время полупериода „вдува“ поток газа со среднемаассовой скоростью U_0 , осредненной по времени и поверхности отверстия, выбрасывается из камеры наружу, а во время полупериода „отсоса“ с той же скоростью попадает внутрь камеры. Таким образом, расход газа для таких течений за полный период равен нулю [5]. В этом случае отсутствует необходимость использования вентилятора или компрессора, что позволяет создавать компактные устройства для локальной интенсификации теплообмена в различных устройствах [5].

К настоящему времени не проводилось попыток исследования преимуществ синтетической или импульсной импактных струй в сравнении со стационарным течением с точки зрения величины трения на стенке и интенсификации теплообмена. Поэтому основной целью настоящей работы является попытка сравнения возможностей управления процессами переноса импульса и теплоты в нестационарных импактных струях на примере осесимметричных нестационарных импульсной и синтетической импактных струй.

Схема распространения синтетической импактной струи (а) и формы профиля скорости для ИИС, СИС и стационарной импактной струй (б) приведены на рис. 1, где U_m — максимальная скорость потока на оси струи за цикл и по оси абсцисс отложен период осцилляций. Для стационарной и импульсной импактной струй схема аналогична, представленной на рис. 1, а, за исключением отсутствия диафрагмы. Диаметр выходного отверстия был равен $d = 7$ mm. Среднемаассовая осредненная по времени скорость потока газа (воздух) на срезе трубы изменялась в диапазоне $U_0 = 3–10$ m/s, при этом число Рейнольдса струи $Re = U_0 d / \nu = (3–5) \cdot 10^3$. Температуры стенки $T_W = \text{const} = 323$ K. Начальные температуры газа в камере и в окружающем затопленном пространстве $T_1 = T_e = 293$ K. Расстояние от среза отверстия до импактной поверхности составляло $H/d = 2$. Расчеты проведены для частот подачи потока импульса $f = 5–300$ Hz. Число Струхала $St = f d / U_0 = 0.001–0.2$. Толщина теплоизолированной стенки, где расположено отверстие, через которое вдувалась струя, $b = 2$ mm. Все численные расчеты проведены при фиксированном значении массовых расходов в стационарной G_{st} , импульсной G_{PIJ} и синтетической G_{SIJ} импактных струях: $G_{st} = G_{PIJ} = G_{SIJ} \approx 0.16$ g/s.

При моделировании движения и теплообмена в нестационарной осесимметричной струе используются система уравнений URANS [8] и модель переноса рейнольдсовых напряжений [9]. Метод конечных объемов применяется для получения численного решения с использованием QUICK (для конвективных членов) и центральных разностей (для диффузионных слагаемых) второго порядка точности. Коррекция полей давления и скорости осуществлялась по методу SIMPLER. Сгущение расчетных узлов происходило ко всем твердым

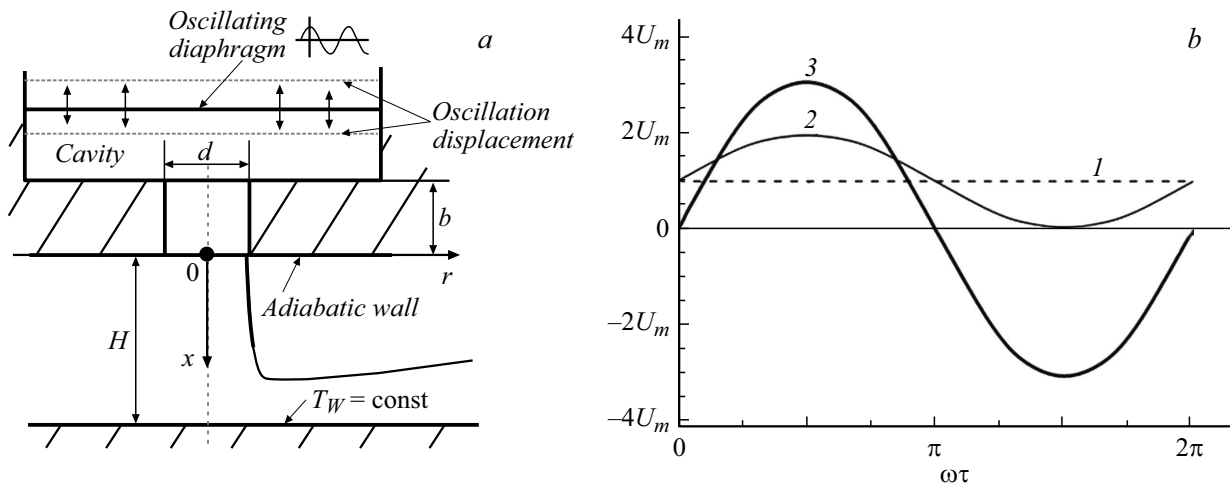


Рис. 1. *a* — схема вычислительной области синтетической импактной струи. *b* — распределение скоростей в стационарном и осциллирующих течениях в различные моменты периода колебаний: стационарная (1), импульсная (2) и синтетическая (3) импактные струи.

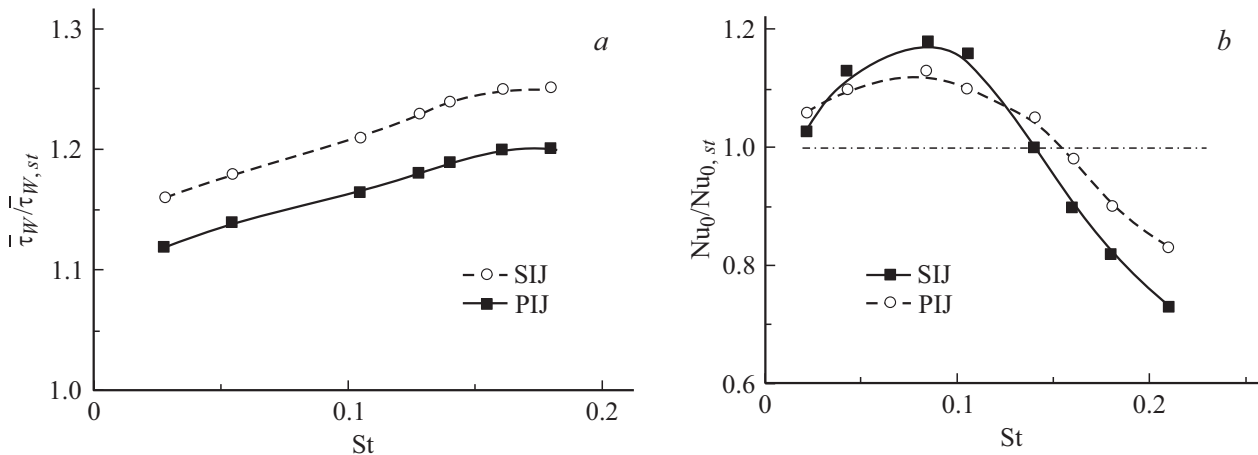


Рис. 2. Влияние числа Струхала St на отношение осредненного трения на стенке (*a*) и на параметр интенсификации теплообмена в точке торможения (*b*). $G_{st} = G_{PIJ} = G_{SIJ} \approx 0.16$ г/с, $Re_0 = 5000$, $U_0 = 10.75$ м/с, $L_0/d = 25$, $f = 5-300$ Гц. PIJ и SIJ — импульсная и синтетическая импактные струи соответственно.

поверхностям таким образом, чтобы максимальная величина расстояния от стенки до середины первого расчетного узла составляла $y_+ = yU_*/\nu \leq 0.8$. Здесь y — расстояние от стенки по нормали к поверхности, U_* — скорость трения, ν — кинематическая вязкость. Расчеты для всех трех типов импактных струй проводились на сетке 200×256 контрольных объемов.

Средние по времени скорости потока для ИИС и СИС на срезе отверстия ($x = 0$): $U_0 = \frac{1}{t_c} \frac{1}{A} \int_0^{t_c} \int_A U(t) dt dA$, для

СИС за полупериод „вдува“ $U_0 = \frac{1}{t_c/2} \frac{1}{A} \int_0^{t_c/2} \int_A U(t) dt dA$,

$L_0 = U_0/f$ — глубина проникновения или длина объема выдуваемой жидкости через выходное отверстие за полупериод „вдува“ (в англоязычной литературе stroke length [5]), t_c — полное время цикла („вдув“ — „отсос“), A — площадь отверстия. Поверхность диафрагмы для

СИС представляет собой плоскую твердую стенку, совершающую периодические осцилляции в вертикальном направлении (рис. 1, *a*). Как показано в нашей недавней работе [8] по моделированию синтетической импактной струи замена колеблющейся диафрагмы твердой поверхностью не приводит к большим отличиям в расчетах. Для сравнения использовались измерения [10] и недавнее CFD-моделирование [11] для затопленной круглой синтетической струи. Разница между численными результатами [11] и расчетами авторов [8] не превышает 10%. Расчеты из работы [11] и результаты авторов [8] качественно согласуются с измерениями [9]. Следует сделать вывод, что влияние этих двух входных условий для данной расчетной схемы незначительно. Возможно, что для другой геометрии влияние метода описания движения осциллирующей диафрагмы будет более существенным [12].

Для импульсной и стационарной импактных струй на выходе из отверстия был использован равномерный профиль скорости по его сечению. Для синтетической импактной струи равномерный профиль скорости задавался на колеблющейся поверхности. Все расчеты проводились для одинаковых величин массового расхода охладителя для нестационарных и стационарных импактных струй.

Отношение осредненного трения на стенке в нестационарных импактных струях $\bar{\tau}_W$ к трению в стационарном потоке $\bar{\tau}_{W,st}$ при вариации числа Струхала показано на рис. 2, а. Величина осредненного трения на стенке определялась по соотношениям для ИИС

$$\bar{\tau}_W = \sum_{n=1}^{NTC \geq 10} \left(\frac{1}{NTC \cdot R} \int_0^{t_c} \int_0^R \tau_W(r, t) dr dt \right)$$

и для СИС

$$\bar{\tau}_W = \sum_{n=1}^{NTC \geq 10} \left(\frac{1}{NTC \cdot R} \int_0^{t_c/2} \int_0^R \tau_W(r, t) dr dt \right).$$

Здесь $R = 5d$ — область интегрирования, NTC — время осреднения (не менее десяти периодов). Выбор протяженности области осреднения R объясняется тем, что на этом расстоянии от оси струи происходит наибольшее изменение в распределениях трения на стенке для нестационарных и стационарных импактных струй.

Для стационарной струи расчет течения и теплообмена проводился по стационарным уравнениям модели. В нестационарных импактных струях трение на стенке выше соответствующей величины для стационарной импактной струи (до 25%). Вероятнее всего, при увеличении числа Струхала (безразмерной частоты импульсов) наблюдается выход на постоянное значение трения на стенке (рис. 2, а). Это связано с тем, что импульсы следуют друг за другом с малыми промежутками времени. На поверхности преграды образуется динамический и тепловой пограничные слои, которые не успевают обновиться к моменту „подхода“ нового импульса.

Результаты численных расчетов исследования влияния частоты импульсов на величину осредненного во времени параметра интенсификации теплопереноса в точке торможения представлены на рис. 2, б, где $Nu_{0,st}$ — число Нуссельта для стационарной импактной струи. Число Нуссельта при граничном условии $T_W = \text{const}$ определяется по формуле

$$Nu = \frac{-(\partial T / \partial x)_W d}{T_W - T_m},$$

где T_m — среднемассовая температура в сечении $x/d = 2$ и $r = 0$. Время осреднения составляло не менее десяти периодов. В синтетической и импульсной нестационарных импактных струях получен как рост,

так и снижение теплообмена по сравнению со стационарным течением в зависимости от числа Струхала. При $St = 0.08$ ($f = 150 \text{ Hz}$) осредненный теплообмен в точке торможения СИС и ИИС имеет наибольшее значение, он достигает величины 20% для синтетической и 10% для импульсной импактной струи. Для нестационарных струй с увеличением числа Струхала ($St > 0.1$) характерным является подавление теплообмена в сравнении со стационарным течением, и величина подавления теплообмена достигает для СИС 30%, для ИИС до 20%.

Финансирование работы

Результаты численных расчетов для синтетической импактной струи получены при финансовой поддержке РФФИ (грант № 20-58-26003 Чехия_а), данные для импульсных импактных однофазных струй получены в рамках государственного задания ИТ СО РАН (121031800217-8).

Конфликт интересов

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

Список литературы

- [1] Б.Н. Юдаев, М.С. Михайлов, В.К. Савин, *Теплообмен при взаимодействии струй с преградами* (Машиностроение, М., 1977).
- [2] Е.П. Дыбан, А.И. Мазур, *Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел* (Наук. думка, Киев, 1982).
- [3] В.В. Кузнецов, А.С. Шамирзаев, А.С. Мордовской, Письма в ЖТФ, **49** (2), 30 (2023). DOI: 10.21883/PJTF.2023.02.54283.19405 [V.V. Kuznetsov, A.S. Shamirzaev, A.S. Mordovskoy, Tech. Phys. Lett., **49** (1), 71 (2023). DOI: 10.21883/TPL.2023.01.55354.19405].
- [4] S. Abdollahipour, M. Mani, A.S. Taleghani, Письма в ЖТФ, **48** (1), 5 (2022). DOI: 10.21883/PJTF.2022.01.51869.18999 [S. Abdollahipour, M. Mani, A.S. Taleghani, Tech. Phys. Lett., **48** (1), 3 (2022). DOI: 10.21883/TPL.2022.01.52455.18999].
- [5] A. Arshad, M. Jabbal, Y.Y. Yan, Int. J. Heat Mass Transfer, **146**, 118815 (2020). DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118815
- [6] Л.А. Бендерский, Д.А. Любимов, А.А. Терехова, ТВТ, **58** (2), 287 (2020). DOI: 10.31857/S0040364420020039 [L.A. Benderskiy, D.A. Lyubimov, A.A. Terekhova, High Temp., **58** (2), 266 (2020). DOI: 10.1134/S0018151X20020030].
- [7] P. Li, X.Y. Huang, D.Z. Guo, Int. J. Heat Mass Transfer, **150**, 119280 (2020). DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119280
- [8] V.V. Lemanov, M.A. Pakhomov, V.I. Terekhov, Z. Travnicek, Int. J. Therm. Sci., **179**, 107607 (2022). DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2022.107607
- [9] T.J. Craft, B.E. Launder, AIAA J., **30** (12), 2970 (1992). DOI: 10.2514/3.48980

- [10] H. Tang, S. Zhong, *Aeronaut. J.*, **109** (1092), 89 (2005).
DOI: 0.1017/S0001924000000592
- [11] F. Bazdidi-Tehrani, M. Hatami, A. Abouata, *Proc. Inst. Mech. Eng. E*, **231** (2), 107 (2015).
DOI: 10.1177/0954408915577338
- [12] P. Mane, K. Mossi, A. Rostami, R. Bryant, N. Castro, *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, **18** (11), 1175 (2007).
DOI: 10.1177/1045389X06075658