

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ИМПУЛЬСОВ НА ТЕПЛООБМЕН В ТОЧКЕ ТОРМОЖЕНИЯ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ ИМПАКТНОЙ СТРУИ

© 2021 г. М. А. Пахомов¹, *, В. И. Терехов¹, **

¹Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Россия

*E-mail: pakhomov@ngs.ru

**E-mail: terekhov@itp.nsc.ru

Поступила в редакцию 24.04.2020 г.

После доработки 14.08.2020 г.

Принята к публикации 14.10.2020 г.

Выполнено численное исследование влияния формы импульсов (прямоугольная, треугольная и синусоидальная) на теплообмен в точке торможения турбулентной импульсной струи. Показано, что в нестационарной струе возможно как увеличение, так и подавление теплообмена по сравнению со стационарным течением для всех исследованных форм импульсов. В области небольших расстояний между срезом трубы и преградой ($H/D \leq 6$) в импульсной струе теплообмен в точке торможения возрастает с ростом частоты импульсов, тогда как для $H/D > 8$ увеличение частоты вызывает снижение теплообмена. Увеличение числа Рейнольдса приводит к снижению параметра интенсификации теплообмена, и данные для всех частот приближаются к стационарному режиму течения. Выполнено сопоставление результатов расчета с имеющимися в литературе экспериментальными данными. Получено удовлетворительное согласие по влиянию формы и частоты импульсов на теплообмен в точке торможения воздушной струи поверхностью преграды.

DOI: 10.31857/S0040364421030091

ВВЕДЕНИЕ

Изучению аэродинамики и теплообмена в турбулентных импульсных струях посвящено большое количество работ. Отметим, что к настоящему времени выполнены подробные теоретические и численные исследования характеристик и тепломассопереноса в стационарных импульсных струях. С основными достижениями в этой области можно ознакомиться в монографии [1] и обобщающих обзорах [2–5]. Эта проблема представляет интерес для многих практических приложений (охлаждение различного оборудования, лопаток турбин, нанесение покрытий, сушка и закалка различных материалов и т.д.).

Импульсная подача однофазного импульсного струйного потока является одним из методов активного управления структурой течения и теплообменом. Подобные исследования проведены в экспериментальных и численных работах [6–15]. В этих работах отмечено, что основными особенностями импульсных импульсных струй являются значительно более тонкие гидродинамический и тепловой пограничные слои по сравнению со стационарным течением, повышенный уровень турбулентности и возникающая при этом неустойчивость течения. Данные по теплопереносу различных авторов для импульсных импульсных

струй зачастую противоречат друг другу. Наблюдается как увеличение теплообмена в районе точки торможения по сравнению со стационарным потоком, так и его уменьшение или же отсутствие влияния. Увеличение теплообмена может варьироваться от 10 до 100% в районе точки торможения и до 50% в области развития пристенной струи. Уменьшение теплообмена может достигать 30% по всей импульсной поверхности.

Экспериментальные исследования при числах Струхала $St = fD/U_{m1} \leq 0.26$ для импульсной импульсной струи воды были проведены в работе [6]. Здесь D – диаметр трубы, f – частота следования импульсов и U_{m1} – среднемаксимальная скорость потока во входном сечении. Было обнаружено, что наложение пульсаций на импульсный поток приводит к снижению теплообмена примерно на 20% при низких числах Струхала ($St = 0.012–0.14$) и к увеличению до 50% для чисел Рейнольдса в диапазоне $Re = (3.1–2.1) \times 10^4$ при высоких значениях числа Струхала $St = 0.15–0.26$. Ранее в [7] было показано, что на теплообмен, кроме частоты следования импульсов f , оказывают влияние его продолжительность (соотношение между временем действия импульса t_{on} и полным временем цикла t_c , см. рис. 1а) и форма сигнала (прямоугольная, треугольная, синусоидальная, см.

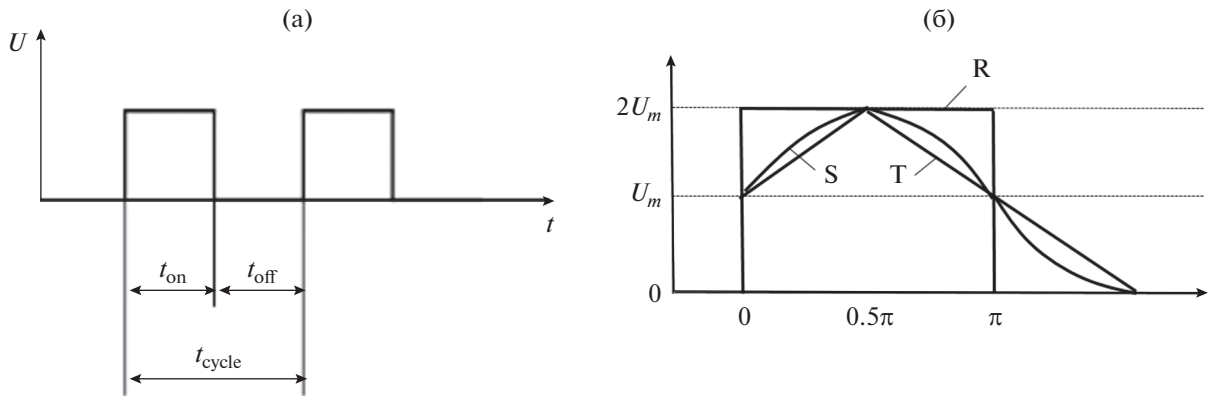


Рис. 1. Определение времени действия импульса $DC = t_{on}/t_c = t_{on}/(t_{on} + t_{off})$ (а) и форма подачи импульсов (б): R – прямоугольная, S – синусоидальная, T – треугольная.

рис. 1б). Продолжительность импульса, или параметр скважности DC, определяется по формуле $DC = t_{on}/t_c = t_{on}/(t_{on} + t_{off})$, где t_{off} – время, когда истечение из сопла отсутствует.

Экспериментальное исследование структуры течения и теплообмена в импульсной импактной струе на гладкой импактной поверхности и при наличии установленного на поверхности преграды кольца выполнено в работах [9, 10]. Наличие кольца вызывает сильное подавление теплопереноса до 80% в сравнении с гладкой поверхностью. В серии экспериментальных работ [9–11] выполнены измерения влияния формы подачи импульсов (прямоугольная, треугольная и синусоидальная) на теплообмен в области небольших частот ($f \leq 40$ Гц). Было показано, что наибольшая интенсификация теплообмена (до 30% в сравнении со стационарным потоком) достигается при использовании прямоугольной формы импульсов, тогда как иные формы импульсов приводят к близким значениям по росту теплоотдачи, не превышающим 15%.

В численных исследованиях [8, 13, 14] изучена структура течения и теплообмен в импульсной турбулентной импактной струе, истекающей из плоской щели. Моделирование проводилось с использованием коммерческого CFD-пакета FLUENT с использованием RANS-подхода. Расчеты были выполнены для синусоидальной формы импульсов при вариации числа Рейнольдса струи, разности температур между струйным потоком и поверхностью преграды, расстояния от сопла до поверхности преграды и частоты импульсов. Показано, что подавление теплообмена может достигать 10% как в точке торможения, так и по длине поверхности, а его усиление – 40%.

В работе авторов [15] проведено численное исследование теплообмена в импульсной импактной воздушной струе с применением RANS-подхода и модели переноса рейнольдсовых напряже-

ний. В области небольших расстояний между срезом трубы и преградой ($H/D \leq 6$) в импульсной струе теплообмен в точке торможения возрастает с ростом частоты импульсов, тогда как для $H/D > 8$ увеличение частоты вызывает снижение теплообмена.

Сложность и многофакторность процессов, протекающих в импульсных импактных струях, не позволяет к настоящему времени получить полную картину взаимосвязанных термогазодинамических процессов в таких потоках. Имеющиеся в литературе единичные экспериментальные и расчетные работы отвечают лишь на часть вопросов. Поэтому необходимо дальнейшее проведение подробных исследований с целью накопления данных по структуре течения и теплообмену и дополнения информации, получаемой из эксперимента.

Целью настоящей работы было численное исследование влияния формы подачи импульсов (прямоугольная, треугольная и синусоидальная) на теплообмен в осесимметричной нестационарной импактной струе. При этом варьировались частота следования импульсов, расстояния между соплом и преградой, число Рейнольдса струи, а также параметр скважности. Данная работа является логическим продолжением [15], где было выполнено исследование теплообмена в импульсной импактной струе только для прямоугольной формы импульсов и при величине параметра скважности $DC = 0.5$.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ЧИСЛЕННАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ

Для описания динамики и тепломассопереноса применяется система нестационарных осесимметричных осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса, приведенная в [15]. Для описания турбулентности газа используется модель переноса рейнольдсовых напряжений [16], состо-

ящая из системы уравнений для вторых моментов $u_i' u_j'$ и уравнения диссипации турбулентной кинетической энергии ϵ . Все расчеты проведены при относительно невысоких частотах пульсаций потока ($f \leq 200$ Гц). Возможность использования системы нестационарных осесимметричных осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (URANS) для проведения численных расчетов в подобных условиях показана в предыдущих работах [8, 15] и подтверждается хорошей корреляцией с данными экспериментов [9].

Численное решение было получено с использованием метода конечных объемов на разнесенных сетках. Для конвективных слагаемых дифференциальных уравнений применялась процедура QUICK второго порядка точности. Для диффузионных потоков были использованы центральные разности второго порядка точности. Коррекция поля давления осуществлялась по конечно-объемной согласованной процедуре PIMPLE.

Была применена расчетная сетка, неравномерная как в аксиальном, так и в радиальном направлениях. Сгущение расчетных узлов сделано в окрестностях оси струи, среза трубы и стенки. Расчетная область представляла собой цилиндр размером 10 диаметров трубы и высотой H . Первый расчетный узел от стенки находится на расстоянии $y_+ = yU_*/\nu = 0.3-0.5$, где y – расстояние по нормали от поверхности, U_* – скорость трения. Константа сгущения для пристенной области выбиралась таким образом, чтобы в вязком подслое ($y_+ < 10$) находилось не менее 10 расчетных точек. Все расчеты проводились на сетке, содержащей 200×256 контрольных объемов для $x/D = 10$. При меньшем расстоянии число узлов сетки по координате x уменьшается таким образом, чтобы сохранялось приемлемое соотношение длин граней контрольных объемов. Дополнительно проводились расчеты на сетке, содержащей 100×128 и 300×400 контрольных объемов. Различие в результатах расчетов числа Нуссельта не превышало 1%. Шаг по времени $\Delta t = 10^{-5}$ с.

На срезе трубы для газовой фазы используются данные предварительных расчетов однофазного течения в трубе длиной $x/D = 75$ калибров. Таким образом, в выходном сечении трубы имеется полностью развитое турбулентное течение газа. На оси струи задаются условия симметрии. На стенке ставятся условия непроницаемости и прилипания. Граничные условия на внешней границе расчетной области задавались в виде нулевых значений производных параметров в направлении, параллельном импактной поверхности.

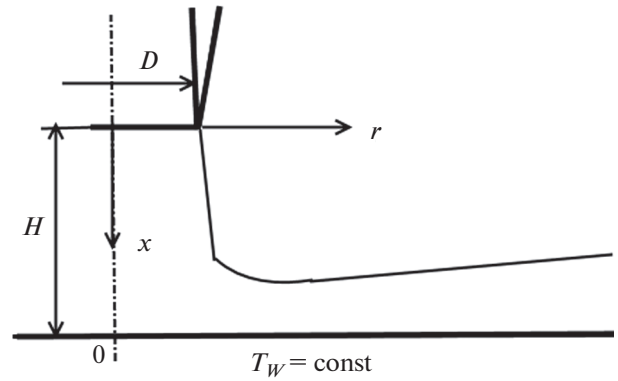


Рис. 2. Схема развития импактной струи.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННЫХ РАСЧЕТОВ И ИХ АНАЛИЗ

Схема развития импактной струи приведена на рис. 2. Все расчеты были проведены для воздуха атмосферного давления. Диаметр трубы был равен $D = 20$ мм. Среднемассовая осредненная по времени скорость потока газа на срезе трубы и для стационарного, и для импульсного режимов течения изменялась в диапазоне $U_{m1} = 5-40$ м/с, при этом число Рейнольдса струи соответствовало турбулентному режиму течения $Re = DU_{m1}/\nu = (1-6) \times 10^4$. Температура стенки была постоянной $T_w = 373$ К. Температуры газа на срезе трубы равнялась $T_1 = T_e = 293$ К и совпадала с температурой в окружающем затопленном пространстве. Расстояние до преграды изменялось в диапазоне $H/D = 1-8$. Расчеты проводились для частот подачи потока импульса $f = 0-200$ Гц для всех форм импульсов, а величина параметра скважности равнялась $DC = 0.5$. Дополнительно для импульсов прямоугольной формы были проведены расчеты при $DC = 0.25$ и 0.75 .

Число Струхаля, определенное по диаметру трубы, изменялось в диапазоне $St = fD/U_{m1} = 10^{-5}-0.5$. Отметим, что величина осредненной за период массовой скорости для импульсов различной формы в расчетах была одной и той же. Сравнение со случаем стационарного течения также проводилось при идентичном значении среднесредней скорости на срезе сопла.

Изменение по времени числа Нуссельта в точке торможения импактной струи с прямоугольной, треугольной и синусоидальной формами импульсов при коэффициенте скважности $DC = 0.5$ приведены на рис. 3. На этом рисунке представлены данные расчетов теплообмена для пяти последовательных циклов при равенстве во времени массовых расходов в стационарном и импульсном потоках. Значения числа Нуссельта в точке торможения для стационарного режима течения при $H/D = 2$ нанесены на рис. 3 линией 1. Расчет

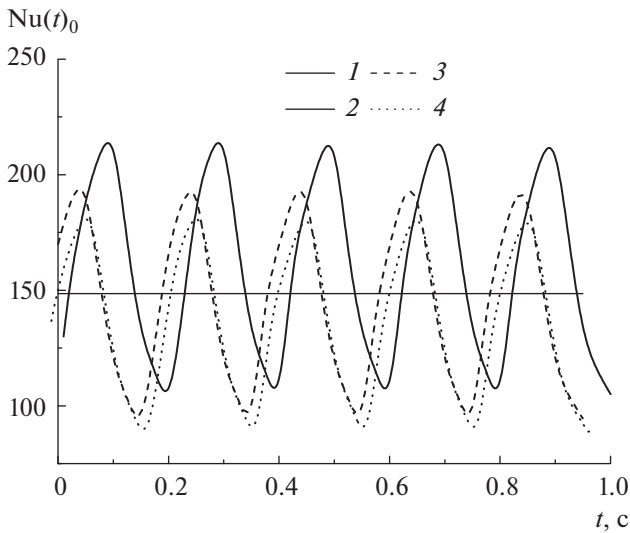


Рис. 3. Влияние формы импульсов на нестационарный теплообмен в точке торможения импульсной импактной струи при $Re = 2.3 \times 10^4$, $U_{m1} = 17.5$ м/с, $DC = 0.5$, $f = 5$ Гц, $St = 0.006$, $H/D = 2$: 1 – стационарная струя ($f = 0$ Гц), 2 – прямоугольная форма, 3 – синусоидальная, 4 – треугольная.

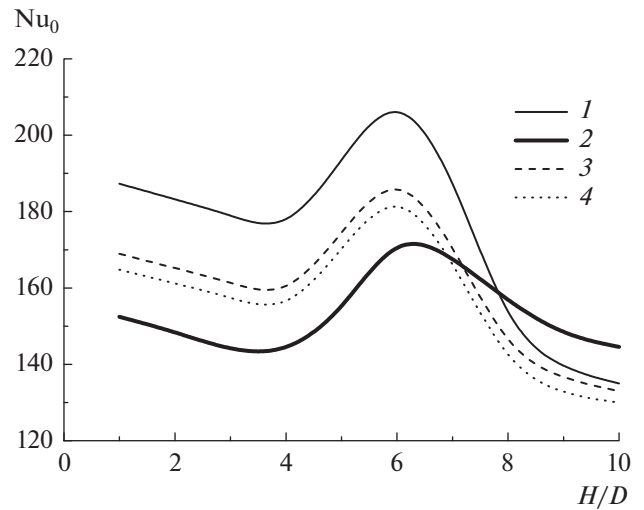


Рис. 4. Зависимость теплопереноса в точке торможения импульсной импактной струи от расстояния между срезом трубы и поверхностью преграды для разных форм импульсов при $Re = 23000$, $U_{m1} = 17.5$ м/с, $DC = 0.5$, $f = 150$ Гц, $St = 0.17$: 1–4 – то же, что на рис. 3.

динамики течения и теплообмена в этом случае проводился по стационарным уравнениям модели [15].

Видно, что изменение числа Nu_0 по времени для всех исследованных форм импульсов носит гармонический характер. При этом локальные максимумы и минимумы теплообмена располагаются в конце импульса и в момент перед началом следующего импульса соответственно. Необходимо отметить, что при данной частоте импульсов ($f = 5$ Гц) минимальное значение теплоотдачи не обращается в нуль в конце периода времени отсутствия подачи импульса, а составляет примерно половину от максимального значения. Это говорит об инерционных свойствах струи и образовании на поверхности преграды тонкого пограничного слоя. Максимальный рост теплоотдачи в точке торможения для прямоугольной формы импульса в сравнении со стационарным потоком составляет примерно 50%, а снижение – порядка 35%. Максимальное значение теплообмена достигается для прямоугольной формы импульсов, а минимальное – для треугольной.

Одной из причин такого характера изменения коэффициента теплоотдачи по времени является то, что в случае прямоугольного импульса скорость газа после начала периода действия мгновенно достигает своего максимального значения и массовый расход охладителя равняется половине от суммарного расхода за весь период. Тогда как для синусоидальной и треугольной форм нарастание скорости происходит более плавно и действие импульса струи наблюдается в течение

всего периода. Также отметим, что по данным измерений [10] крупномасштабные вихри, образующиеся за срезом трубы, для прямоугольной формы импульса имеют большую интенсивность и размер, чем для треугольной и синусоидальной форм импульса. Интенсивность теплообмена для синусоидальной формы импульсов близка по величине к треугольной. Это качественно согласуется с данными измерений [9–11]. Отметим, что треугольная форма имеет одно существенное отличие в сравнении с синусоидальным – резкое изменение угла наклона в форме профиля скорости после достижения максимума или минимума. По данным [10], крупномасштабные вихри в таком случае имеют меньшие размер и интенсивность, чем для импульса синусоидальной формы. Все это приводит к тому, что интенсификация теплообмена для случая треугольных импульсов имеет минимальную величину из всех трех исследованных случаев.

Осредненные по времени значения числа Нуссельта в точке торможения при вариации расстояния между срезом трубы и поверхностью преграды для различных форм импульсов представлены на рис. 4. Здесь $Nu_0 = \frac{1}{TC} \int_0^{TC} Nu_0(t) dt$ – осредненное по времени число Нуссельта, TC – время осреднения (не менее 5 периодов). Интегральное по времени значение расхода газа на срезе трубы для представленных на рис. 4 данных оставалось неизменным, а число Рейнольдса – $Re = 2.3 \times 10^4$. Линия 1 здесь соответствует стационарному режиму течения. Расчеты проведены при $f = 150$ Гц

($St = 0.17$). В ранее выполненных расчетах [15] было показано, что для прямоугольной формы импульсов при такой частоте и числе Рейнольдса потока наблюдается максимальная интенсификация теплопереноса в окрестности точки торможения в сравнении со стационарным течением.

Зависимость интенсивности теплообмена от расстояния между соплом и преградой H/D для всех форм импульсов имеет качественно подобный вид. Как и для стационарной струи, при малых расстояниях до преграды $H/D < 4$ вначале происходит ухудшение теплообмена, а затем по мере удаления сопла теплоотдача резко возрастает. Максимальное значение теплоотдачи в точке торможения достигается на расстоянии от среза трубы до преграды $H/D \approx 6$. Это наблюдается как в стационарном, так и в нестационарном случаях для всех трех форм импульсов. Отметим, что это расстояние примерно соответствует длине потенциального ядра струи и подобная картина отмечается в работах [1, 2] для стационарной импульсной струи. При дальнейшем удалении сопла от преграды из-за снижения скорости на оси струи теплоотдача вновь понижается. При $H/D < 7$ коэффициент теплоотдачи в импульсном режиме значительно превышает соответствующую величину для стационарного потока при всех формах импульса. Наиболее сильное интенсифицирующее воздействие на теплообмен, достигающее 30%, наблюдается при прямоугольной форме импульсов и при достаточно близком расположении источника струи от преграды. На больших удалениях от преграды ($H/D > 8$) в импульсных струях становится заметным подавление процессов теплопереноса по сравнению со стационарной струей.

Влияние числа Рейнольдса струи на осредненный теплообмен в точке торможения импульсной струи демонстрируется на рис. 5. Линия 1 здесь соответствует стационарному режиму течения струи ($f = 0$ Гц), которое описывается соотношением $Nu_0 \sim Re^{0.57}$. По имеющимся в литературе данным, в подобных корреляциях показатель степени при числе Рейнольдса изменяется в диапазоне $n = 0.55-0.68$ в экспериментальных исследованиях [2, 17, 18] и $n = 0.5-0.62$ в расчетах [19-21], что достаточно близко к результатам настоящей работы.

Как видно на рис. 5, теплообмен в импульсной струе выше, чем в стационарной. Причем по мере увеличения числа Рейнольдса эффект интенсификации теплообмена снижается и данные для всех форм импульсов приближаются к теплообмену при стационарном режиме течения. Подобный результат, вероятно, следует ожидать и для других расстояний между соплом и преградой, однако этот интересный эффект требует более детального изучения.

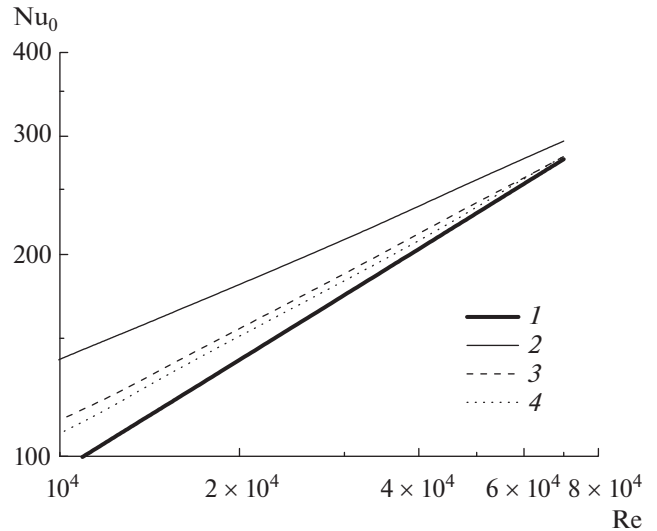


Рис. 5. Влияние числа Рейнольдса на теплообмен в точке торможения импульсной струи при $DC = 0.5, f = 150$ Гц, $St = 0.17, H/D = 2$: 1–4 – то же, что на рис. 3.

Влияние формы импульсов на интенсификацию теплообмена в точке торможения импульсной струи $ER_0 = Nu_{0,p}/Nu_{0,st}$ показано на рис. 6. Здесь $Nu_{0,p}$ и $Nu_{0,st}$ – теплообмен в нестационарной и стационарной импульсных струях соответственно. Отметим, что все расчеты выполнены при идентичном среднем по времени массовом расходе газа в импульсной струе. Число Струхала варьировалось только за счет изменения частоты импульсов. В области малых частот все кривые для всех исследованных в работе форм импульсов DC имеют

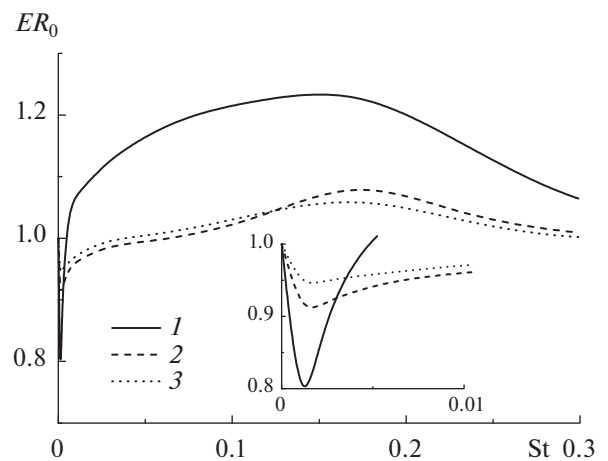


Рис. 6. Влияние формы импульса на интенсификацию теплообмена ER_0 в точке торможения импульсной струи при $Re = 23000, U_{m1} = 17.5$ м/с, $H/D = 2, T_W = 373$ К, $T_1 = 293$ К, $DC = 0.5$: 1 – прямоугольная форма, 2 – синусоидальная, 3 – треугольная.

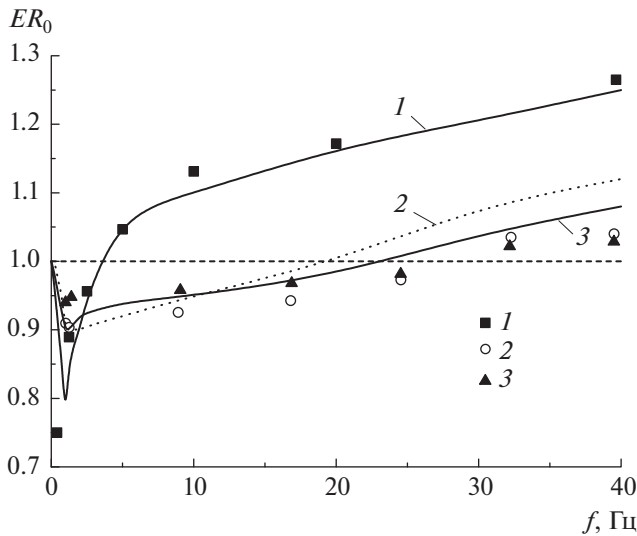


Рис. 7. Изменение осредненного по времени коэффициента теплообмена в точке торможения для импульсов различной формы при $Re = 7500$, $H/D = 6$, $q_w = 420$ Вт/м², $St = (0.2-8) \times 10^{-2}$; точки — измерения [9], линии — расчет данной работы; 1–3 — то же, что на рис. 6.

характерный минимум [9, 10, 15], затем величина ER_0 возрастает по мере увеличения числа Струхалия. При малых частотах ($f \leq 3$ Гц и $St \leq 3 \times 10^{-3}$) расчетные значения приближаются к квазистационарному пределу, что говорит о возможности использования более простого метода [15] для оценки уровня теплообмена. Максимальное увеличение теплообмена в импульсном потоке получено в области значений числа Струхалия $St \approx 0.15$ ($f \approx 150$ Гц) для всех типов форм сигнала.

Характерным также является снижение интенсивности теплопереноса при более высоких частотах подачи импульсов $St > 0.15$. Это можно объяснить тем, что при коротких импульсах поверхность не успевает обновиться из-за плотно следующих друг за другом импульсов и это вызывает рост толщины теплового пограничного слоя. Максимальная интенсификация теплообмена составляет $\sim 40\%$ для прямоугольной формы импульса при самом большом значении параметра скважности $DC = 0.75$. Наименьший (около 10%) рост теплообмена получен при $DC = 0.25$ также для прямоугольной формы импульса.

СОПОСТАВЛЕНИЕ С РЕЗУЛЬТАТАМИ ИЗМЕРЕНИЙ

Для проведения сопоставлений результатов численных расчетов были использованы опытные данные работы [9]. Эксперименты проведены для осесимметричной струи при $Re = 7500$,

$St = (0.2-7.6) \times 10^{-2}$, $q_w = 420$ Вт/м², $H/D = 6$ и $t_{on} = t_{off}$. Параметры течения на срезе трубы задавались из предварительного расчета потока в трубе диаметром $D = 15$ мм и длиной $20D$.

На рис. 7 показано изменение параметра интенсификации теплообмена ER_0 в точке торможения. В области малых частот ($f = 1-2$ Гц и $St = (2-4) \times 10^{-3}$) все расчетные кривые и данные экспериментов [9] имеют характерный минимум, затем величина интенсификации теплообмена начинает увеличиваться по мере возрастания числа Струхалия. В области частот ($f \leq 5$ Гц и $St \leq 0.01$) для сигнала прямоугольной формы наблюдается подавление теплообмена. Для треугольной и синусоидальной форм импульсов подавление теплопереноса наблюдается для заметно большей области частот ($f \leq 20$ Гц и $St \leq 0.02$). Это характерно как для экспериментов [9], так и для наших расчетов. Далее происходит увеличение теплообмена в импульсной струе по сравнению с соответствующим значением в стационарном потоке для всех форм импульса. Максимальное увеличение теплообмена достигает 25% для прямоугольной формы импульсов, а для треугольной и синусоидальной форм это увеличение не превышает 10% для настоящих расчетов и 5% для данных измерений [9]. В целом, можно отметить удовлетворительное соответствие результатов численных расчетов с экспериментами [9] во всей области исследованных частот f и форм импульсов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С применением модели переноса рейнольдсовых напряжений проведено численное исследование влияния формы импульсов (прямоугольная, синусоидальная и треугольная) на теплообмен в импульсной импактной воздушной струе. В нестационарной струе возможно как увеличение, так и подавление теплообмена по сравнению со стационарным течением для всех исследованных форм импульсов. В области $H/D \leq 6$ между срезом трубы и преградой теплообмен в точке торможения возрастает с частотой импульсов, а при $H/D > 8$ — снижается. Увеличение числа Рейнольдса ослабляет эффект интенсификации теплообмена, и данные для всех частот приближаются к стационарному режиму течения. Выполнено сопоставление с экспериментальными данными других авторов, при этом получено удовлетворительное согласие по влиянию формы и частоты импульсов на теплообмен импактной струи с поверхностью преграды.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Российского научного фонда (проект РНФ 19-79-30075).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Дыбан Е.П., Мазур А.И.* Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел. Киев: Наукова думка, 1982.
2. *Jambunathan K., Lai E., Moss M.A., Button B.L.* A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 1992. V. 13. P. 106.
3. *Webb B.W., Ma C.F.* Single-Phase Liquid Jet Impingement Heat Transfer // *Adv. Heat Transfer.* 1995. V. 26. P. 105.
4. *Zuckerman N., Lior N.* Jet Impingement Heat Transfer: Physics, Correlations, and Numerical Modeling // *Adv. Heat Transfer.* 2006. V. 39. P. 565.
5. *Carlomagno G.M., Ianiro A.* Thermo-Fluid-Dynamics of Submerged Jets Impinging at Short Nozzle-to-Plate Distance: A Review // *Exp. Thermal Fluid Sci.* 2014. V. 58. P. 15.
6. *Zumbrunnen D.A., Aziz M.* Convective Heat Transfer Enhancement due to Intermittency in an Impinging Jet // *ASME J. Heat Transfer.* 1993. V. 115. P. 91.
7. *Sailor D.J., Rohli D.J., Fu Q.L.* Effect of Variable Duty Cycle Flow Pulsations on Heat Transfer Enhancement for an Impinging Air Jet // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 1999. V. 20. P. 574.
8. *Hofmann H.M., Kaiser R., Kind M., Martin H.* Calculations of Steady and Pulsating Impinging Jets – An Assessment of 13 Widely used Turbulence Models // *Numer. Heat Transfer. Pt. B.* 2007. V. 51. № 6. P. 565.
9. *Herwig H., Middelberg G.* The Physics of Unsteady Jet Impingement and its Heat Transfer Performance // *Acta Mech.* 2008. V. 201. P. 171.
10. *Middelberg G., Herwig H.* Convective Heat Transfer under Unsteady Impinging Jets: The Effect of the Shape of the Unsteadiness // *Heat Mass Transfer.* 2009. V. 45. P. 1519.
11. *Geng L.P., Zheng C.B., Zhou J.W.* Heat Transfer Characteristics of Impinging Jets: the Influence of Unsteadiness with Different Waveforms // *Int. Commun. Heat Mass Transfer.* 2015. V. 66. P. 105.
12. *Tang C., Zhang J.Z., Lyu Y.W., Tan X.M.* Convective Heat Transfer on a Flat Target Surface Impinged by Pulsating Jet with an Additional Transmission Chamber // *Heat Mass Transfer.* 2020. V. 56. P. 183.
13. *Xu P., Yu B., Qiu S.X., Poh H.J., Mujumdar A.S.* Turbulent Impinging Jet Heat Transfer Enhancement due to Intermittent Pulsation // *Int. J. Thermal Sci.* 2010. V. 49. P. 1247.
14. *Mohammadpour J., Rajabi-Zargarabadi M., Mujumdar A.S., Ahmadi H.* Effect of Intermittent and Sinusoidal Pulsed Flows on Impingement Heat Transfer from a Concave Surface // *Int. J. Thermal Sci.* 2014. V. 76. P. 118.
15. *Пахомов М.А., Терехов В.И.* Влияние частоты импульсов на теплообмен в точке торможения импульсной турбулентной струи // *ТВТ.* 2013. Т. 51. № 2. С. 287.
16. *Craft T.J., Launder B.E.* New Wall-Reflection Model Applied to the Turbulent Impinging Jet // *AIAA J.* 1992. V. 30. P. 2970.
17. *Baughn J.W., Shimizu S.* Heat Transfer Measurements from a Surface with Uniform Heat Flux and an Impinging Jet // *ASME J. Heat Transfer.* 1989. V. 111. P. 1096.
18. *Baughn J.W., Hechanova A., Yan X.* An Experimental Study of Entrainment Effects on the Heat Transfer from a Flat Surface to a Heated Circular Impinging Jet // *ASME J. Heat Transfer.* 1991. V. 113. P. 1023.
19. *Behnia M., Parneix S., Durbin P.A.* Prediction of Heat Transfer in an Axisymmetric Turbulent Jet Impinging on a Flat Plate // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 1998. V. 41. P. 1845.
20. *Merci B., Dick E.* Heat Transfer Predictions with a Cubic $k-\epsilon$ Model for Axisymmetric Turbulent Jets Impinging onto a Flat Plate // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2003. V. 46. P. 469.
21. *Волков К.Н.* Нестационарный теплообмен в области взаимодействия турбулентной струи с преградой // *ТВТ.* 2007. Т. 45. № 6. С. 896.