

УДК 536.24; 621.45.038

Управление теплообменом при импактном натекании импульсного газокapельного потока в режиме испарительного охлаждения*

В.И. Терехов, П.Н. Карпов, А.Ф. Серов

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

E-mail: flags712008@yandex.ru

В работе представлены результаты экспериментального исследования теплопереноса при натекании на вертикальную поверхность импульсного многосоплового спрея. Изучено поведение осредненного по времени и по всей теплообменной поверхности эффективного коэффициента теплоотдачи. Эксперименты проведены в режиме испарительного охлаждения при постоянной температуре теплообменной поверхности $T_w = 70^\circ\text{C}$. Длительность импульсов подачи жидкой фазы спрея τ , так же как и частота их следования F , изменялась в опытах в широких пределах — $\tau = 1 \div 10$ мс и $F = 0,25 \div 50$ Гц. Кроме того, изучалось влияние на теплообмен скорости истечения капельной фазы за счет изменения давления перед форсунками ($\Delta P_L = 0,05 \div 0,6$ МПа). Предварительные исследования показали, что сильное влияние на теплообмен при импактном натекании спрея на поверхность может оказывать спутная подача воздуха за счет турбулизации пристенного слоя и возврата капель, отраженных от поверхности. Установлено, что основным фактором, определяющим интенсивность теплообмена при натекании спрея на поверхность, является осредненная во времени массовая скорость жидкой фазы. С использованием этой величины получено обобщение опытных данных по коэффициенту теплоотдачи и параметру тепловой эффективности импульсного спрея.

Ключевые слова: импульсный многосопловый спрей, испарительное охлаждение, длительность и частота импульсов, теплообмен, спутный поток воздуха.

Введение

Охлаждение теплонапряженных поверхностей с помощью газокapельных потоков широко используется в различных областях промышленности, таких как энергетика, аэрокосмическая техника, электроника и многих других. Высокая интенсивность съема тепла представляет одну из серьезных проблем для различных промышленных применений. Это вызвало рост исследований в данном направлении и способствовало поиску новых методов двухфазного охлаждения. С современным состоянием исследований по спрейнному охлаждению можно ознакомиться в ряде обзоров и монографий [1–4]. Во многих случаях традиционные методы охлаждения не способны выполнять требования к удалению тепла из-за их ограниченной теплопередачи [5].

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФН (проект 19-79-30075).

Основная проблема, существующая на сегодняшний момент в электронной промышленности, связана с теплопередачей и обусловлена уменьшением размеров встроенных компонентов при увеличении их энергопотребления. Это приводит к необходимости отбора большого количества тепла с малой площади, что порождает большие тепловые потоки. Например, на охлаждение приходится примерно 40 % энергопотребления центров обработки данных, соответственно, и повышение эффективности теплопередачи систем охлаждения представляет большой интерес для снижения такого высокого значения энергопотребления [6–8]. Распылительное охлаждение считается лучшим решением для приложений с большим отводом тепла [9] и может поддерживать однородность температуры на нагреваемой поверхности [10] при использовании малых объемов жидкости [11, 12]. На этот сложный, многофакторный процесс влияет большое число параметров, что требует детального экспериментального или численного изучения. Результаты подобных исследований, изложенные в работах [13–17], свидетельствуют о превалирующем вкладе скрытой теплоты парообразования на интенсивность теплопереноса. Изучение механизма обменных процессов позволило выявить влияние различных параметров, таких как размер и скорость капель, температуры поверхности и расстояния от сопла до преграды [18–20], на рассматриваемый процесс.

Одним из важных факторов, влияющих на интенсивность процесса охлаждения, является подача спутного потока газа параллельно факелу распыляемой жидкости. Исследования [15, 21–23] показали, что спутный поток газа интенсифицирует теплоотдачу с поверхности. Это происходит благодаря возвращению газовым потоком капель жидкости, отраженных при их ударе о поверхность.

Важное место в проблеме газокapelного охлаждения занимают импульсные спреи. Периодическая по времени подача жидкой фазы предоставляет широкие возможности для управления процессом теплообмена. В зависимости от конкретной задачи, будь то максимальный теплосъем либо полная утилизация начальной тепловой энергии спрея, могут быть подобраны соответствующие режимы подачи жидкой и газовой фаз. При этом могут изменяться и условия формирования жидкой пленки на поверхности теплообменника, что в итоге влияет на закономерности теплопереноса.

Большинство работ по импульсным спреям посвящены исследованиям режимов с кипением, когда температура поверхности превышает температуру насыщения, т.е. $T_w > T_s$ [24–26]. Режимы испарительного охлаждения, когда температура стенки ниже температуры насыщения ($T_w < T_s$), изучены менее подробно [15, 23, 27]. Это так называемые «мягкие» условия охлаждения, когда температура поверхности лимитирована пределом работоспособности охлаждаемых элементов, в частности, электронного оборудования.

Результаты измерений нестационарного коэффициента теплоотдачи для случая подачи одиночного импульса спрея различной длительности представлены в работе [28]. Измерения были выполнены градиентным мини-датчиком теплового потока с поперечным эффектом Зеебека [29]. Наиболее эффективными с точки зрения более полной утилизации тепловой энергии спрея оказались режимы с малой длительностью импульса. В то же время при коротких импульсах наблюдается снижение интенсивности теплообмена, которая в основном определяется количеством капельной фазы, попадающей на теплообменную поверхность.

Изменение во времени величины теплового потока с момента подачи импульса спрея позволяет получить важную информацию об особенностях процессов динамического и теплового взаимодействий капельного кластера с нагретой поверхностью. Однако

они не позволяют судить о величине осредненных по времени значений теплового потока и коэффициента теплоотдачи. Дело в том, что интегрирование по времени мгновенных значений этих параметров может дать большую погрешность из-за возможного взаимного влияния соседних по времени импульсов. Поэтому полученные таким методом данные могут использоваться только для ориентировочных сопоставлений с результатами непосредственных измерений среднего во времени коэффициента теплоотдачи.

В настоящей статье получило развитие исследование [28]. Все измерения проводятся на той же установке, что и в работах [28, 30], и при тех же режимных условиях. Основное внимание уделяется измерениям осредненного коэффициента теплоотдачи по времени и по всей поверхности теплообменной пластины. Исследуется влияние параметров спрея (начальная скорость капель, длительность импульса подачи капельной фазы и скважности), а также параметров спутного потока воздуха на величину среднего теплового потока и эффективного коэффициента теплоотдачи.

1. Описание экспериментальной установки и методик измерения

Детальное описание экспериментальной установки, методик измерения и обработки результатов приводилось в работах [28, 30]. Внешний вид экспериментальной установки представлен на рис. 1. Она состоит из двух основных блоков: источника многоструйного импульсного спрея (блок А) и теплообменника (блок В) с соответствующими системами сбора и обработки экспериментальной информации [30].

Система формирования газокapельного спрея включала в себя две независимые линии — жидкостную и воздушную. Давление жидкости на входе блока форсунок могло изменяться в широких пределах: $P_L = 0,05 \div 0,6$ МПа. В течение одного эксперимента оно поддерживалось постоянным. Предварительные испытания позволили получить экспериментальную зависимость расхода жидкости от давления на входе.

Для проведения исследований по влиянию параметров газокapельного потока на теп-

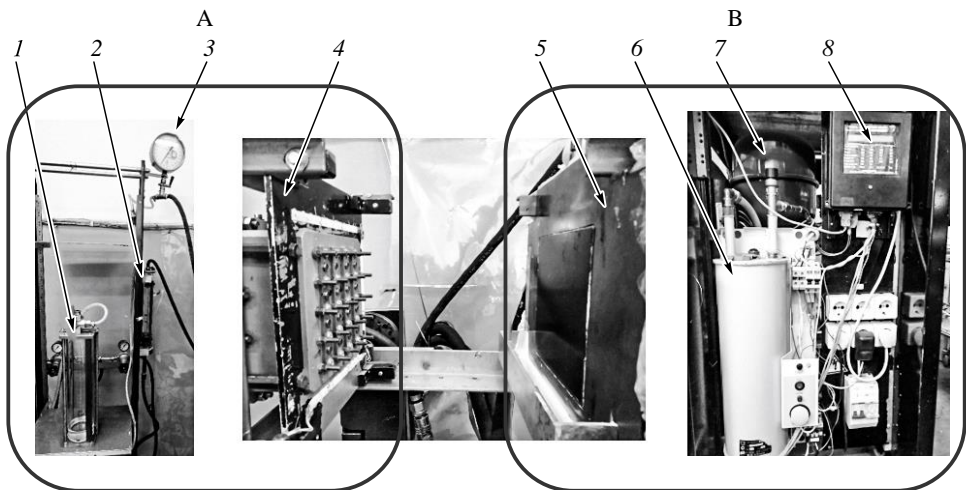


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

Блок А — источник многоструйного импульсного спрея,
блок В — теплообменник и цифровой калориметр;

1 — резервуар рабочей жидкости, 2 — расходомер (спутный поток), 3 — манометр (жидкость),
4 — блок форсунок, 5 — рабочая поверхность, 6 — котел, 7 — расширительный бак,
8 — блок управления калориметром.

лоперенос был создан двухфазный управляемый многоструйный газокапельный инжектор. На плоской части источника спрея размером 200×200 мм располагались 16 жидкостных форсунок и 25 воздушных сопел. Расстояние между соседними форсунками составляло 20 мм. Форсунка (Bosh EVL14L) с электромагнитным клапаном представляла собой пластинчатую диафрагму толщиной $h = 0,5$ мм с четырьмя отверстиями-соплами диаметром $d = 120$ мкм. Во всех экспериментах рабочей жидкостью являлась дистиллированная вода комнатной температуры.

Управление жидкостными форсунками осуществлялось по специально разработанной программе. Система управления позволяла изменять время открытия электромагнитного клапана в диапазоне $1 \div 50$ мс с частотой следования импульсов от 0,25 до 50 Гц.

Жидкостные форсунки могли работать как синхронно, так и по иным различным законам включения их по времени. Это позволило управлять процессом формирования жидкой пленки на поверхности и, соответственно, интенсивностью теплообмена. В представленной работе изучался простейший режим подачи жидкой фазы, когда все форсунки открывались и закрывались одновременно.

Теплообменная поверхность калориметра (5 на рис. 1) имела размеры в плане 150×150 мм и толщину 50 мм. Теплообменник был выполнен из высокотеплопроводной меди, так что в опытах реализовывалось граничное условие $T_w = \text{const}$, справедливость которого подтвердили измерения теплообменной поверхности в различных ее точках с помощью термопары.

Для интенсификации теплосъема внутри теплообменника была выполнена система внутренних параллельных каналов сечением 7×7 мм, которая развивала площадь поверхности и способствовала снижению температурного градиента по поверхности. С боковой и тыльной поверхностей теплообменник был покрыт слоем теплоизолятора толщиной до 80 мм. В процессе экспериментов проводилась скоростная видеосъемка формирования спрея, а также фотографирование поверхности теплообменника с целью качественного определения характера образующейся на поверхности пленки жидкости.

В эксперименте теплообменник и источник аэрозоля устанавливались вертикально на расстоянии 230 мм друг от друга. При таком расположении в сечении установки поверхности теплообменника источник импульсного газокапельного потока формировал двухфазный поток радиусом 300 мм.

Основой системы, регистрирующей влияние параметров спрея на интенсивность охлаждения, является цифровой калориметр. Данное устройство позволяет определять средний во времени коэффициент теплоотдачи на всей поверхности теплообменника. Он построен на принципе регистрации в динамическом режиме количества теплоты, полученной теплообменным модулем от источника тепловой энергии. Измерительная система прибора содержит три основных аппаратно-программных модуля: блок измерения температур, модуль измерения расхода и микропроцессорный модуль обработки, управления, хранения и передачи данных [30].

Для определения суммарной неопределенности разработанной системы газокапельного потока экспериментальный стенд можно разделить на две части: источник импульсного газокапельного потока и теплообменник с контуром калориметра.

Источник формирует ударный поток диспергированной жидкости различной длительности. На основе измерения плотности (равномерности) газокапельного потока неопределенность расхода жидкой фазы по сечению многоструйного спрея δG не превышает 2,5 %.

Интегральный тепловой поток определяется стабильностью расхода теплоносителя (насосом), и максимальная неопределенность расхода калориметра δg составляет 1 %, неопределенность распределения жидкой фазы на поверхности теплообменника δh — порядка 5 %. Исходя из этого, максимальная неопределенность определения теплового потока $\delta q = 5,7$ %. Такой же величиной оценивается и неопределенность определения коэффициента теплоотдачи.

2. Результаты экспериментов и их обсуждение

2.1. Структура газокapельного потока и жидкой пленки

Первый этап исследований заключался в измерении скорости газокapельного потока и распределении жидкости на поверхности теплообменника. Измерения показали, что профили продольной скорости газовой и капельной фаз по двум ортогональным координатам в горизонтальном и вертикальном направлениях являются равномерными с разбросом, не превышающим ± 5 %. Исключение составляют только границы слоев смешения спрея. Полученные данные свидетельствуют о том, что, несмотря на локальный ввод жидкой и газовой фаз, потоки от индивидуальных форсунок быстро перемешиваются, образуя компактные капельные кластеры, которые в зависимости от режимов течения имеют различные размеры и скорости движения.

Как показали измерения [23, 28], средний (заутеровский) размер капель d_{32} в проводимых экспериментах варьировался от 30 до 150 мкм. Это связано с перегруппировкой капель различных размеров во время их дрейфа, а также процессом коалесценции капель.

Изучение структуры пленочного течения показывает, что в режиме с импактным многоструйным потоком наблюдается значительное отличие течения от случая стекания по вертикальной поверхности гравитационной пленки. На поверхности теплообменника присутствуют области со слабым разнонаправленным течением и области с интенсивным волновым течением, которое направлено от центра к периферии.

На рис. 2 в качестве примера приведена общая картина течения образовавшейся волновой пленки (рис. 2a) и карта скоростей (рис. 2b), полученная по данным измерений.

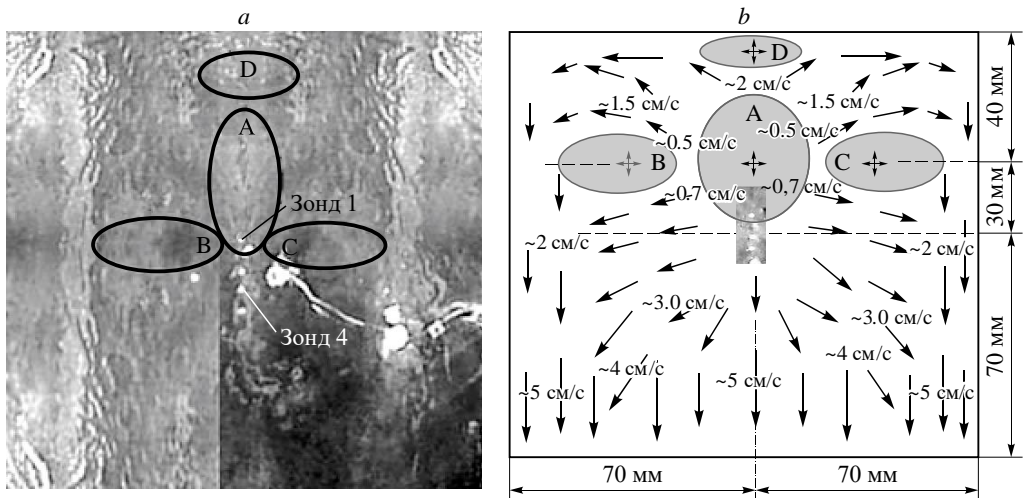


Рис. 2. Картина формирования жидкой пленки на поверхности теплообменника.

a — фото поверхности, b — линии тока на поверхности пленки и величины скоростей.

Видно, что распределение пленки по теплообменной поверхности является неравномерным, так же как значения скорости на границе жидкость – воздух. В вытесненных к периферии потоках наблюдается несколько различных видов трехмерных неустойчивостей, возникающих при малых числах Рейнольдса пленки в различных зонах теплообменника. Оптические наблюдения показали, что вне выделенных областей (А, В, С, D на рис. 2а) существуют устойчивые двух- и трехмерные волны малой амплитуды ($dh \sim 0,05$ мм) с поперечной модуляцией вдоль потока. Частота колебаний вынужденных двумерных волн в значительной степени зависит от положения поверхности теплообменника. В особо выделенных характерных зонах А, В, С, D измерения показали слабое течение и отсутствие крупных волн.

Известно [22, 28], что одним из основных параметров, определяющих интенсивность теплообмена в импактном спрее, является величина относительной массовой скорости жидкой фазы, определяемой как

$$J_L = G/S, \quad (1)$$

где G — расход жидкой фазы, орошающей всю теплообменную поверхность, [кг/с]; S — площадь теплообменника, [м²]. Величина J_L представляет собой осредненный по времени и поверхности теплообменника поперечный поток капельной фазы.

Результаты экспериментов, исследующих поведение среднемассовой скорости орошения при вариации длительности импульсов τ , частоты их следования F , а также давлений перед форсунками жидкости и спутного газа, демонстрируются на рис. 3. Как и следовало ожидать, среднемассовая скорость возрастает по мере увеличения длительности импульсов и их частоты. Показательно, что все зависимости на рис. 3 являются линейными, это свидетельствует о том, что передний и задний фронты импульсов жидкой фазы практически остаются одними и теми же при изменении длительности и частоты импульсов. Такое поведение массовой скорости спрея в значительной мере упрощает в дальнейшем анализ и обобщение данных по теплоотдаче.

Что касается характера влияния давления обеих фаз на массовую скорость орошения, то, согласно данным рис. 3, она возрастает с повышением перепада давления

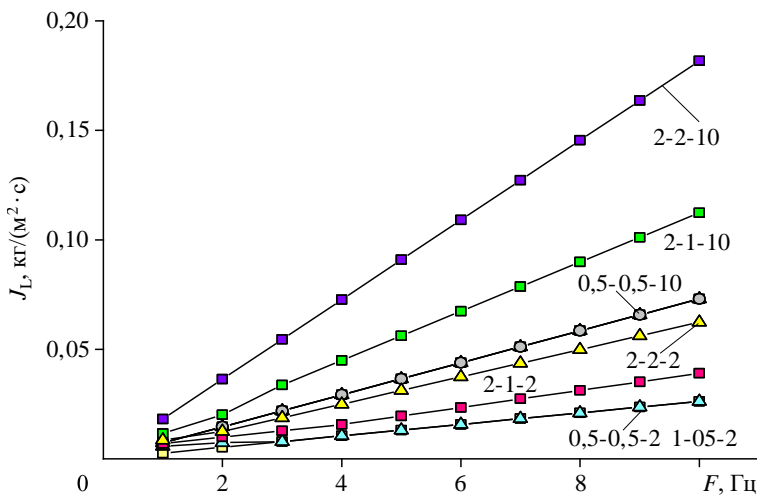


Рис. 3. Поперечный поток жидкой фазы на поверхности теплообмена.

Обозначения экспериментальных точек: первая и вторая цифры — избыточные давления газа и жидкости перед форсунками [атм], третья — длительность импульсов [мс].

на жидкостных форсунках и практически не зависит от скорости газовой фазы. Данные рис. 3 в дальнейшем используются при обработке результатов исследований теплоотдачи.

2.2. Исследование средней теплоотдачи импульсного спрея

Охлаждаемая спреем поверхность находится в условиях сложного теплообмена, подвергаясь воздействию нескольких компонентов теплового потока. Баланс тепловой энергии на теплообменной стенке можно записать следующим образом:

$$Q = Q_F + Q_g + Q_L + Q_R, \quad (2)$$

где Q_F , Q_g , Q_L и Q_R — компоненты теплового потока, переносимые соответственно пленкой жидкости, газовым потоком, за счет испарения и излучения. Оценки показали, что во всех исследованных режимах наибольший вклад вносит теплота, расходуемая на фазовый переход Q_L . Значительно меньшие величины привносят компоненты конвективного потока от газовой фазы Q_g и стекающей по теплообменной поверхности пленки жидкости Q_F . Поток теплоты, переносимый излучением Q_R , в экспериментах был мал и не превышал 2,5 % суммарного значения.

Осредненный во времени и поверхности теплообменника коэффициент теплоотдачи рассчитывался по полному тепловому потоку и разности температур стенки T_w и адиабатического насыщения капельной фазы T_s как

$$h = q/(T_w - T_s). \quad (3)$$

При этом промежуток времени, на котором усреднялись результаты измерений теплового потока для каждого режима, составлял не менее 5 минут.

Влияние частоты и длительности импульсов подачи спрея на средний коэффициент теплоотдачи демонстрируется на рис. 4. Несмотря на имеющийся разброс опытных данных, можно отметить тенденцию к возрастанию интенсивности теплообмена по мере увеличения времени импульсов подачи спрея и частоты их следования друг за другом. Подобная картина наблюдается и при других значениях давлений перед форсунками.

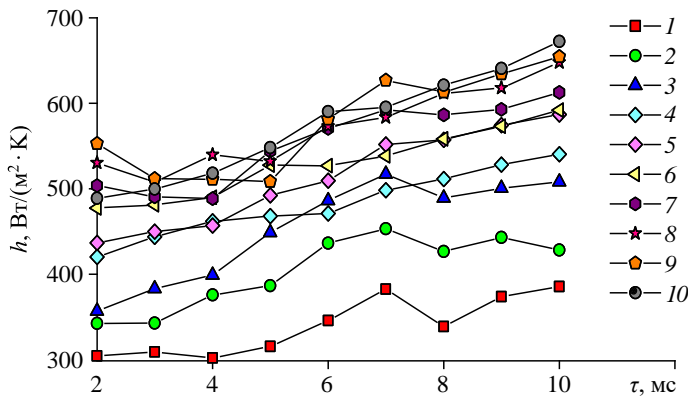


Рис. 4. Влияние частоты и длительности импульсов подачи спрея на средний коэффициент теплоотдачи.

Избыточное давление газовой и жидкой фаз (P_g и P_L) перед форсунками составляет 0,5 атм;

$F = 1$ (1), 2 (2), 3 (3), 4 (4), 5 (5), 6 (6), 7 (7), 8 (8), 9 (9), 10 (10).

Отметим, что коэффициент теплоотдачи возрастает по мере увеличения как продолжительности импульсов, так и их частоты. Объясняется это прежде всего тем, что в зависимости от этих величин изменяется и количество выбрасываемой источником спрея жидкой фазы. В идеальном случае для импульсов прямоугольной формы расход жидкой фазы будет пропорционален времени открытия форсунки и частоте повторения импульсов. Поэтому в качестве параметра, определяющего интенсивность теплообмена, следует использовать осредненную по времени величину массовой скорости жидкой фазы.

Основной причиной роста интенсивности теплообмена при длительных и часто повторяющихся импульсах является повышение среднего расхода жидкой фазы, попадающей на теплообменную поверхность. Действительно, такой вывод был сделан ранее при обсуждении данных, представленных на рис. 2. Если в качестве параметра, характеризующего теплоперенос импульсного спрея, использовать среднюю массовую скорость жидкой фазы, то опытные данные, полученные при вариации в широких пределах параметров спрея, хорошо обобщаются между собой. В этом можно убедиться, обратившись к данным, приведенным на рис. 5. На нем данные рис. 4 представлены в виде зависимости коэффициента теплоотдачи от средней массовой скорости орошения — $h = f(J_L)$. Из этого рисунка следует важный вывод о том, что главным фактором, определяющим интенсивность теплообмена импульсного спрея, является величина осредненной по времени массовой скорости жидкой фазы. Подобная картина отмечается и при иных давлениях перед жидкостными и газовыми форсунками. Такая закономерность поведения коэффициента теплоотдачи является основанием для разработки простой инженерной методики оценки теплообмена в гидродинамически чрезвычайно сложных нестационарных импульсных спреях.

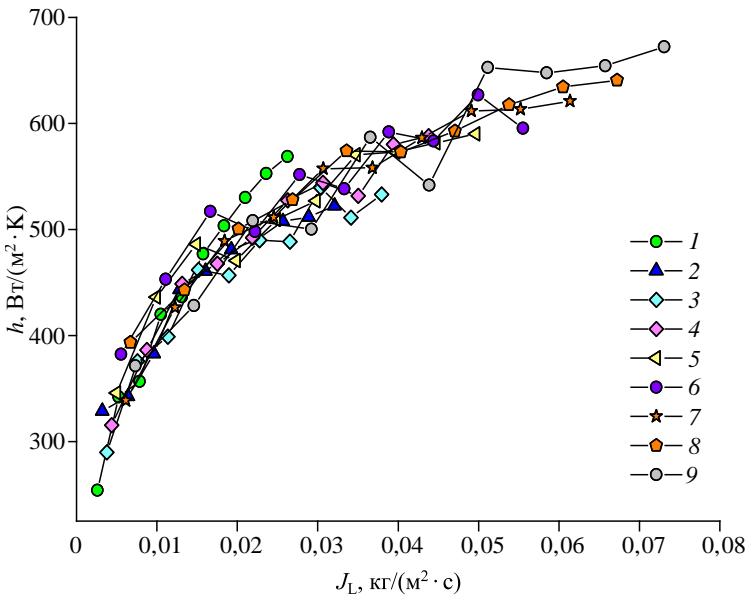


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи от средней массовой скорости жидкой фазы.

Избыточное давление газовой и жидкой фаз (P_g и P_L) перед форсунками составляет 0,5 атм; $\tau = 2$ (1), 3 (2), 4 (3), 5 (4), 6 (5), 7 (6), 8 (7), 9 (8), 10 (9) мс.

Область малых значений J_L на рис. 5 соответствует коротким по времени импульсам при малых их частотах. Видно, что в этой области величина коэффициентов теплоотдачи резко нарастает по мере увеличения расхода жидкой фазы. Затем эта зависимость становится более пологой и постепенно выходит на плато. Такое поведение коэффициента теплоотдачи свидетельствует о том, что применение коротких импульсов (2 мс) приносит больший вклад в эффективность использования воды и интенсификацию по сравнению с более длительными импульсами (10 мс). Рост величины коэффициента теплоотдачи влечет за собой увеличение расхода в три раза.

Для изучения влияния давлений жидкости и газа на коэффициент теплоотдачи была проведена специальная серия экспериментов, в которых кроме изменения длительности импульсов τ и их частоты F варьировался перепад давления на газовых и жидкостных форсунках. Результаты этой серии опытов представлены на рис. 6 для длительности импульсов $\tau = 5$ мс и трех различных давлений газовой и жидкой фаз.

Из анализа данных, приведенных на рис. 6, можно сделать следующие выводы. Если давление для газовой фазы возрастает, что, соответственно, приводит к увеличению скорости воздушного потока, то при одном и том же расходе жидкой фазы происходит рост теплоотдачи. Это является результатом турбулизации пристенного течения и эффекта возврата капель, отраженных при их соударении с поверхностью. Изменение перепада давления на жидкостных форсунках, напротив, не оказывает заметного влияния на интенсивность теплообмена. Действительно, опытные точки, полученные при фиксированном перепаде на воздушных форсунках, но при различных давлениях жидкости, практически не отличаются друг от друга. Причем, как свидетельствуют об этом эксперименты, указанный эффект наблюдается во всем исследованном диапазоне длительностей импульсов.

Из имеющейся информации можно сделать важный вывод о том, что интенсивность теплообмена не зависит от скорости соударения капель с поверхностью теплообменника, но зависит от удельного массового расхода жидкости и скорости спутного

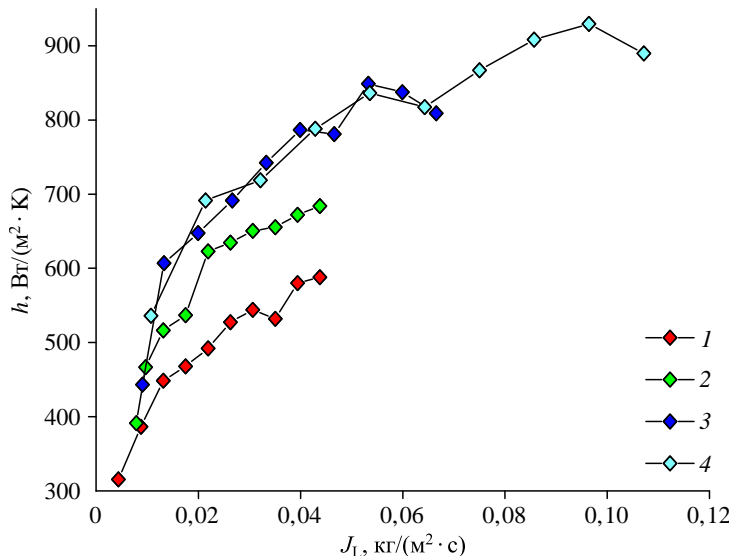


Рис. 6. Влияние давления перед форсунками на коэффициент теплоотдачи импульсного спрея.

Длительность импульса $\tau = 5$ мс;
 значения давлений перед газовыми (P_g) и жидкостными (P_L) форсунками [атм]:
 1 — $P_g = 0,5$, $P_L = 0,5$; 2 — $P_g = 1,0$, $P_L = 0,5$; 3 — $P_g = 2,0$, $P_L = 1,0$;
 4 — $P_g = 2,0$, $P_L = 2,0$.

воздушного потока. В то же время, при одних и тех же расходах охлаждающей жидкости величина коэффициента теплоотдачи отличается при одинаковой длительности импульса, но разных давлениях спутного потока. Кроме описанных выше особенностей влияния спутного потока газа на поведение капель вблизи стенки, вполне возможны и другие механизмы интенсификации межфазного взаимодействия в процессе распространения капельного кластера от форсунки до преграды. Безусловно, более глубокое изучение структуры капельного потока при его миграции к теплообменнику и особенно в пристеночных областях играет важную роль в понимании процессов тепломассопереноса и эффективности использования систем газокapельного спрея.

2.3. Параметр тепловой эффективности спрея

Параметром, характеризующим степень производительности спрей-системы, является ее тепловая эффективность. В общем случае она равна отношению интегрального потока тепла через теплообменник к суммарной величине разности энтальпий парогазо-капельной смеси [31]:

$$\eta = q / \left\{ \left[J_L \cdot C_{pL} (T_w - T_s) + r \right] + \left[J_g \cdot C_{pg} (T_w - T_{g0}) \right] \right\}, \quad (4)$$

где q — плотность теплового потока [$\text{Вт}/\text{м}^2$], C_{pL} и C_{pg} — удельная теплоемкость жидкости и газа [$\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{К}$], r — скрытая теплота парообразования жидкой фазы [$\text{Дж}/\text{кг}$], J_g и J_L — удельные массовые скорости газовой и жидкой фаз, T_w , T_s и T_{g0} — температуры теплообменной поверхности, насыщения и на выходе из форсунок [К].

Параметр тепловой эффективности спрея характеризует степень полноты использования энтальпии спрея в процессе его теплообмена с поверхностью. В соответствии с формулой (4), это происходит при полной утилизации тепловой энергии, т.е. когда газовая фаза нагрелась до температуры поверхности, вся жидкость испарилась, а ее пары также достигли значения температуры на стенке. В этом случае параметр эффективности достигает предела $\eta = 1$. В реальных условиях значение этого параметра ниже единицы.

Поведение параметра тепловой эффективности импульсного спрея с режимами, соответствующими данным рис. 4 и 5, показано на рис. 7. Прежде всего, отметим, что данные, полученные для различных частот и времен импульсов, хорошо обобщаются между собой. При этом величина η в зависимости от удельной массовой скорости g может изменяться в широких пределах: от $\eta \approx 1$ при малых скоростях орошения до $\eta \approx 0,1$ при высоких скоростях.

Режимам с высокими параметрами тепловой эффективности соответствуют спреи с малыми временами импульсов подачи жидкости и частоты их следования. В этом случае практически вся капельная фаза испаряется на поверхности теплообменника и парогазовая смесь нагревается до температуры стенки ($\eta \rightarrow 1$). Однако теплообмен при этом, как это следует из рис. 5, невысок, и для целей интенсификации он не является оптимальным, поскольку количество охлаждающей жидкости здесь невелико. Таким образом, варьируя значения параметров импульсного спрея, можно создать систему спрей-охлаждения требуемых параметров: с высокой степенью утилизации рабочей жидкости, либо с интенсифицированным теплообменом.

2.4. Обобщение опытных данных по теплоотдаче

Опытные данные по теплообмену стационарных спреев представляются, как правило, в виде зависимости коэффициента теплоотдачи от перепада давления на жидкостных

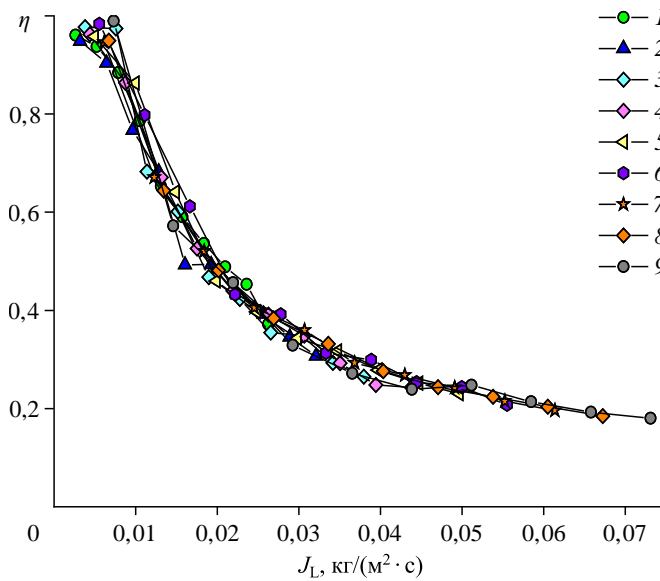


Рис. 7. Тепловая эффективность импульсного спрея.

$P_g = 0,5$ атм, $P_L = 0,5$ атм; $\tau = 2$ (1), 3 (2), 4 (3),
5 (4), 6 (5), 7 (6), 8 (7), 9 (8), 10 (9) мс.

форсунках [1, 5, 10, 12]. Для более сложных импульсных спреев такой подход к обобщению результатов экспериментов оказался непригоден [15, 28]. Как было показано выше, определяющей величиной в этом случае является удельная среднemasсовая скорость капельного орошения J_L . Поэтому корреляционные соотношения, описывающие закономерности теплообмена, были построены на основе этой величины. Число Нуссельта рассчитывалось по формуле

$$\text{Nu} = hL/\lambda_L, \quad (5)$$

где L — размер теплообменника, а λ_L — коэффициент теплопроводности жидкой фазы.

Число Рейнольдса определялось по массовой скорости жидкой фазы, размеру теплообменника и динамической вязкости жидкости:

$$\text{Re} = J_L L / \mu_L. \quad (6)$$

Опытные данные, обработанные в виде зависимости критерия Нуссельта от числа Рейнольдса ($\text{Nu} = F(\text{Re})$), приведены на рис. 8. Они получены при постоянном перепаде давления на форсунках $\Delta P_L = P_g = 0,5$ атм и различной длительности и частоте импульсов. Видно, что рассматриваемые опытные данные, имеющие разброс не более $\pm 10\%$, обобщаются между собой и описываются следующим эмпирическим соотношением:

$$\text{Nu} = 60 \text{Re}^{0,27}. \quad (7)$$

Такое поведение данных еще раз свидетельствует об универсальности величины удельной массовой скорости жидкой фазы спрея при описании закономерностей средней теплоотдачи. Подобные эмпирические соотношения получены и для иных давлений газа и жидкости перед форсунками с тем отличием, что в формуле (7) изменяются коэффициент и показатель степени при числе Рейнольдса. Однако это изменение невелико, и его величина лежит в диапазоне $n = 0,2 \div 0,27$. В то же время получить обобщающую

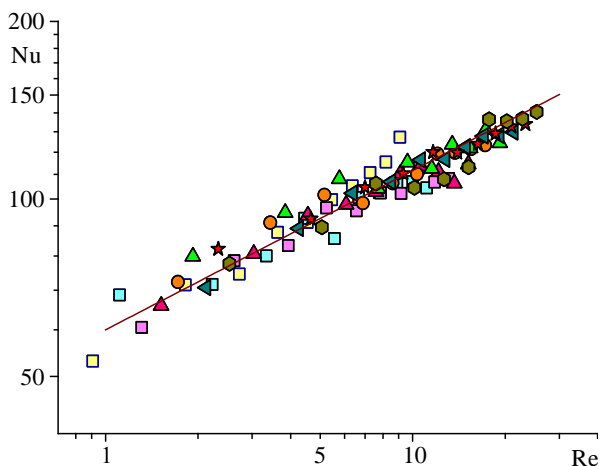


Рис. 8. Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче импульсных спреев.

Избыточное давление перед воздушными и жидкостными форсунками составляет 0,5 атм; сплошная линия на рисунке соответствует формуле (7)

формулу для всех режимных параметров в настоящее время пока не удастся в силу многофакторности аэродинамической и тепловой картин процесса импактного взаимодействия импульсного спрея. Это составит предмет дальнейших исследований данного актуального направления.

Заключение

Выполнен комплекс экспериментальных исследований интенсивности осредненной по времени теплоотдачи импульсного спрея при вариации значений его параметров: длительности импульса подачи жидкой фазы, частоты следования импульсов, а также перепадов давления на жидкостных и газовых форсунках. Все опыты проведены в режиме испарительного охлаждения при постоянной температуре поверхности $T_w = 70^\circ\text{C}$.

Установлено, что спутный поток воздуха оказывает существенное влияние на интенсификацию теплообмена за счет турбулизации пристенного течения, разрушения жидкой пленки и возврата капель жидкости, отраженных от поверхности. Однако непосредственный вклад импактной струи воздуха в суммарный теплообмен невелик и на балансе тепловой энергии практически не сказывается.

Наиболее интенсивный рост теплообмена наблюдается при коротких по времени импульсах и малых частотах их повторения. По мере возрастания значений этих параметров темп роста теплоотдачи замедляется и наступает режим насыщения. Это связано с увеличением толщины пленки и усилением ее термического сопротивления, что свидетельствует о преимуществах использования коротких импульсов при организации газочапельного охлаждения поверхностей.

Установлено, что основным фактором, определяющим интенсивность теплообмена при натекании спрея на поверхность, является осредненная во времени массовая скорость жидкой фазы.

Показано, что перепад давления на воздушном тракте существенно сказывается на коэффициенте теплоотдачи. В то же время перепад давления на жидкостных форсунках при условии сохранения средней массовой скорости, напротив, заметного влияния

на интенсивность теплообмена не оказывает. Это свидетельствует о том, что скорость соударения капель с теплообменной поверхностью практически не влияет на процесс теплопереноса.

Условные обозначения

T_w — температура теплообменной поверхности, К,	J_g — удельная массовая скорость газовой фазы, кг/(м ² ·с),
T_s — температура насыщения, К,	T_{g0} — температура на выходе из форсунок, К,
τ — длительность импульса, мс,	L — размер теплообменника, м,
F — частота, Гц,	λ_L — коэффициент теплопроводности жидкой фазы, Вт/(м·К),
G — расход жидкой фазы, кг/с,	μ_L — коэффициент динамической вязкости жидкости, кг/(м·с ²),
S — площадь теплообменника, м ² ,	Re — число Рейнольдса,
h — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К),	Nu — число Нуссельта,
q — плотность теплового потока, Вт/м ² ,	d_{32} — средний размер капель, мкм,
C_{pL} — удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К),	P_L — давление жидкости, атм,
C_{pg} — удельная теплоемкость газа, Дж/(кг·К),	P_g — давление газа, атм.
r — скрытая теплота парообразования жидкой фазы, Дж/кг,	
J_L — удельная массовая скорость жидкой фазы, кг/(м ² ·с),	

Список литературы

1. **Liang G., Mudawar I.** Review of spray cooling. Part 1. Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux // *Intern. J. Heat Mass Transf.* 2017. Vol. 115. P. 1174–1205.
2. **Herwig H.** High heat flux cooling of electronics: the need for a paradigm shift // *J. Heat Transf.* 2013. Vol. 135, No. 11. P. 111013–1–111013–2.
3. **Исаченко В.П., Кушнырёв В.И.** Струйное охлаждение. М. Энергоатомиздат, 1984. 216 с.
4. **Терехов В.И., Пахомов М.А.** Тепломассоперенос и гидродинамика в газокapельных потоках. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2022. 252 с.
5. **Kim J.** Spray cooling heat transfer: the state of the art // *Intern. J. Heat and Fluid Flow.* 2007. Vol. 28. P. 753–767.
6. **Murshed S.S., de Castro C.N.** A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling // *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2017. Vol. 78. P. 821–833.
7. **Kheirabadi A.C., Groulx D.** Cooling of server electronics: a design review of existing technology // *Applied Thermal Engng.* 2016. Vol. 105. P. 622–638.
8. **Khalaj A.H., Halgamuge S.K.** A review on efficient thermal management of air- and liquid-cooled data centers: from chip to the cooling system // *Applied Energy.* 2017. Vol. 205. P. 1165–1188.
9. **Smakulski P., Pietrowicz S.** A review of the capabilities of high heat flux removal by porous materials, micro-channels and spray cooling techniques // *Applied Thermal Engng.* 2016. Vol. 104. P. 636–646.
10. **Xia Y., Gao X., Li R.** Management of surface cooling non-uniformity in spray cooling // *Applied Thermal Engng.* 2020. Vol. 180. P. 115819–1–115819–14.
11. **Breitenbach J., Roisman I.V., Tropea C.** From drop impact physics to spray cooling models: a critical review // *Experiments in Fluids.* 2018. Vol. 59. P. 55–1–55–21.
12. **Zhou N., Chen F., Cao Y., Chen M., Wang Y.** Experimental investigation on the performance of a water spray cooling system // *Applied Thermal Engng.* 2017. Vol. 112. P. 1117–1128.
13. **Kim B., Park S.** Study on in-nozzle flow and spray behavior characteristics under various needle positions and length-to-width ratios of nozzle orifice using a transparent acrylic nozzle // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2019. Vol. 143. P. 118478–1–118478–13.
14. **Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И.** Структура импульсной распыленной струи при изменении ее частотных характеристик // *Теплофизика высоких температур.* 2011. Т. 49, № 1. С. 116–121.
15. **Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И.** Влияние спутного газового потока в импульсном аэрозоле на процесс испарительного охлаждения // *Теплофизика высоких температур.* 2014. Т. 52, № 4. С. 605–608.
16. **Terekhov V.I., Pakhomov M.A.** The thermal efficiency of near wall gas-drops screens. Part 1. Numerical modelling // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2005. Vol. 48, No. 9. P. 1747–1759.
17. **Terekhov V.I., Pakhomov M.A.** Numerical study of heat transfer in a laminar mist flow over an isothermal flat plate // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2002. Vol. 45, No. 10. P. 2077–2085.
18. **Liang G., Mudawar I.** Review of drop impact on heated walls // *Intern. J. Heat Mass Transf.* 2017. Vol. 106. P. 103–126.

19. **Liang G., Mudawar I.** Review of spray cooling. Part 2. High temperature boiling regimes and quenching applications // Intern. J. Heat Mass Transf. 2017. Vol. 115. P. 1206–1222.
20. **Feng S., Xiao L., Ge Z., Yang L., Du X., Wu H.** Parameter analysis of atomized droplets sprayed evaporation in flue gas flow // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2019. Vol. 129. P. 936–952.
21. **Mudawar I.** Recent advances in high-flux, two-phase thermal management // J. Therm. Sci. Engng Applied. 2013. Vol. 5. P. 021012-1–021012-15.
22. **Карпов П.Н., Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И.** Испарительное охлаждение импульсным спреем бинарного раствора этанола и воды // Письма в Журн. техн. физики. 2015. Т. 41, № 14. С. 8–15.
23. **Назаров А.Д., Серов А.Ф., Терехов В.И., Шаров К.А.** Экспериментальное исследование испарительного охлаждения импульсным спреем // Инж.-физ. журн. 2009. Т. 82, № 6. С. 1160–1166.
24. **Moreira A.L.N., Moita A.S., Panao M.R.** Advances and challenges in explaining fuel spray impingement: How much of single droplet impact research is useful // Progress in Energy and Combustion Sci. 2010. Vol. 36. P. 554–580.
25. **Pavlova A.A., Otani K., Amitay M.** Active control of sprays using a single synthetic jet actuator // Intern. J. Heat Fluid Flow. 2008. Vol. 29. P. 131–148.
26. **Zhang Z., Jiang P.-X., Hu Y.-T., Li J.** Experimental investigation of continual — and intermittent — spray cooling // Exp. Heat Transfer. 2012. Vol. 26. P. 453–469.
27. **Oliphant K., Webb B.W., McQuay M.Q.** An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the non-boiling regime // Exp. Thermal and Fluid Sci. 1998. Vol. 18. P. 1–10.
28. **Terekhov V.I., Karpov P.N., Nazarov A.D., Serov A.F.** Unsteady heat transfer at impinging of a single spray pulse with various durations // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2020. Vol. 158. P. 120057-1–120057-12.
29. **Сапожников С.З., Митяков В.Ю., Митяков А.В.** Градиентные датчики теплового потока в теплотехническом эксперименте. СПб.: СПбГПУ, 2007. 202 с.
30. **Назаров А.Д., Серов А.Ф., Бодров М.В.** Интенсификация охлаждения импульсным газокапельным потоком. Аппаратура, параметры, результаты. // Журн. техн. физики. 2010. Т. 80, № 5. С. 132–135.
31. **Pedersen C.O.** An experimental study of the dynamic behavior and heat transfer characteristics of water droplets impinging upon a heated surface // Intern. J. Heat Mass Transf. 1970. Vol. 13. P. 369–381.

*Статья поступила в редакцию 25 октября 2023 г.,
после доработки — 1 ноября 2023 г.,
принята к публикации 21 ноября 2023 г.*