

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СОПЕЛ ФОРСУНОК НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГЕНЕРАТОРА ПАРОГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

© 2024 г. М. Н. Никитин*

Федеральное государственное бюджетное учреждение высшего образования «Самарский государственный технический университет», Самара, Россия

**e-mail: max@nikitin-pro.ru*

Поступила в редакцию 02.03.2023 г.

После доработки 04.06.2024 г.

Принята к публикации 07.06.2024 г.

На основании результатов численного моделирования испарения воды, впрыскиваемой в поток горячих дымовых газов, были получены зависимости эффективности испарения от параметров сопел форсунок: дисперсность распыла, угол раскрытия конуса и его полнота. Результаты моделирования были аппроксимированы линейной регрессией и экстраполированы за пределы исходных диапазонов параметров сопел для определения максимума эффективности. Вектор оптимизации параметров сопла был определен в направлении формирования полых факелов с большим углом раскрытия. Также было отмечено усиление влияния угла раскрытия факела на эффективность испарения по мере уменьшения его полноты. При этом эффективность узких пустых конусов в некоторых случаях может быть меньше, чем у полных. Также показано отсутствие зависимости эффективности испарения от размера капель при их диаметре менее 1 мм.

Ключевые слова: численное моделирование, водяной распыл, дымовые газы, испарение

DOI: 10.31857/S0002331024010047

ВВЕДЕНИЕ

Многокомпонентными называют смеси традиционных теплоносителей. Чаще всего используют воду в жидкой или газообразной фазах, воздух и дымовые газы. При этом смеси наследуют теплофизические свойства их компонентов, но в гораздо более широком диапазоне по сравнению с чистыми теплоносителями. Более того, динамическое изменение состава смеси может быть использовано для корректировки ее свойств как во времени, так и в пространстве.

Традиционно многокомпонентные смеси являются побочными продуктами какого-либо технологического процесса (например, паровоздушные смеси градилен) и не рассматриваются как эффективные теплоносители. Такие смеси, как правило, обладают низкой теплоемкостью и требуют подготовки (главным образом, очистки) перед последующим использованием. Однако известны примеры использования многокомпонентных теплоносителей: пропаривание бетона [1, 2] и грунта [3, 4]. Такие примеры зачастую предполагают целенаправленную выработку многокомпонентных теплоносителей в условиях отсутствия стабильных энергоисточников.

Многокомпонентные теплоносители на базе дымовых газов, как правило, используют в полевых условиях, т.к. их выработка может быть организована в достаточно простых и эффективных теплогенераторах. Зачастую к дымовым газам подмешивают водяной пар или воздух. В первом случае в поток горячих дымовых газов обычно впрыскивают воду, что приводит к формированию парогазовых смесей (ПГС) с относительной влажностью, близкой к 100%. В отличие от «сухих» дымовых газов, где содержание водяных паров не более 15%, ПГС большую часть энергии содержат в латентной форме [5]. Это создает потенциал значительно более глубокой рекуперации в условиях полной конденсации.

Прямой впрыск воды в поток дымовых газов предпочтителен с точки зрения простоты конструктивного решения теплогенератора, однако в этом случае требуется тонкая настройка форсунок. Обязательным условием является полное испарение впрыскиваемой воды, которое выполняется путем подбора оптимального расхода и характеристик капель. Испарение водяных распылов в газовых потоках хорошо изучено. Существует целый ряд полуэмпирических выражений для интегральных расчетов [6–10].

Недавние успехи в использовании подхода Эйлера–Лагранжа к моделированию двух- и четырехсторонних взаимодействий капель в испаряющихся распылах спровоцировали рост количества исследований этого процесса. Следующие ключевые аспекты процесса испарения распылов освещены в этих исследованиях:

- 1) угол распыла [11, 12],
- 2) интенсивность испарения [13–15],
- 3) распределение размеров капель [16, 17],
- 4) размеры капель (конструкция форсунки и величина давления жидкости) [16, 18],
- 5) направление распыла [16, 19],
- 6) относительная скорость движения капель [16],
- 7) относительная влажность газового потока [16, 20].

Однако обзор исследований по данной теме показал недостаток работ, посвященных многофакторному анализу указанных выше аспектов эффективности испарения капель. Предлагаемые исследователями зависимости не пригодны для всесторонней оптимизации процесса, т.к. являются одно-, реже двухфакторными. В данной работе представлены многофакторные зависимости для эффективности испарения распыла, которые могут быть использованы для проектирования генераторов ПГС смесительного типа.

1. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

1.1. Основополагающие уравнения

Моделирование было проведено на платформе OpenFOAM 2112 в постановке Эйлера–Лагранжа, где сплошная среда была описана усредненными уравнениями Навье–Стокса (RANS). Система уравнений была замкнута k - ϵ моделью турбулентности. В уравнении неразрывности отражена несжимаемость сплошной среды, при этом учтено приращение объема при испарении. В уравнении сохранения импульса сплошной среды учтено влияние импульса капель распыла. Уравнение состава описывает динамику массовой доли водяного пара в смеси в результате испарения капель. Уравнение энергии учитывает теплообмен между жидкой и газовой фазами за счет теплопроводности, диффузии и вязкой диссипации.

Динамика движения капель описана по второму закону Ньютона с учетом гравитационной силы, силы градиента давления и силы сопротивления потока. Капли рассматривались как сферы, распределение которых было описано с помощью градиентного подхода, т.е. капли тяготели в области малых значений турбулентной кинетической энергии. Интенсивность испарения была определена согласно модели теплопередачи Ранза–Маршалла, которая учитывает вклад перегрева капель и газовой фазы относительно температуры кипения.

Детальное описание основополагающих уравнений, а также валидация модели представлены отдельно [21].

1.2. Расчетная область и сетки

1.2.1. Расчетная область

В качестве расчетной области был использован параллелепипед (рис. 1). Форсунка была задана через виртуальный источник импульса и массы (на уровне $z = 0.25$ м), который не входит в геометрическую модель.

1.2.2. Оптимизация расчетной области

Тип исследования предполагает множественные расчеты модели, что сопряжено со значительной вычислительной нагрузкой, поэтому вопрос оптимизации расчетной области и сетки был детально проработан на предварительном этапе исследования.

Необходимость наличия входных и выходных участков ограничила минимальные отступы точки впрыска и контрольной плоскости от границ расчетной области (рис. 2). Эти отступы (по 50 мм каждый) использовались во всех расчетах. Величина входного участка была определена в рамках предварительного этапа исследования на основании серии расчетов в диапазоне 25–100 мм с шагом 25 мм. Входной

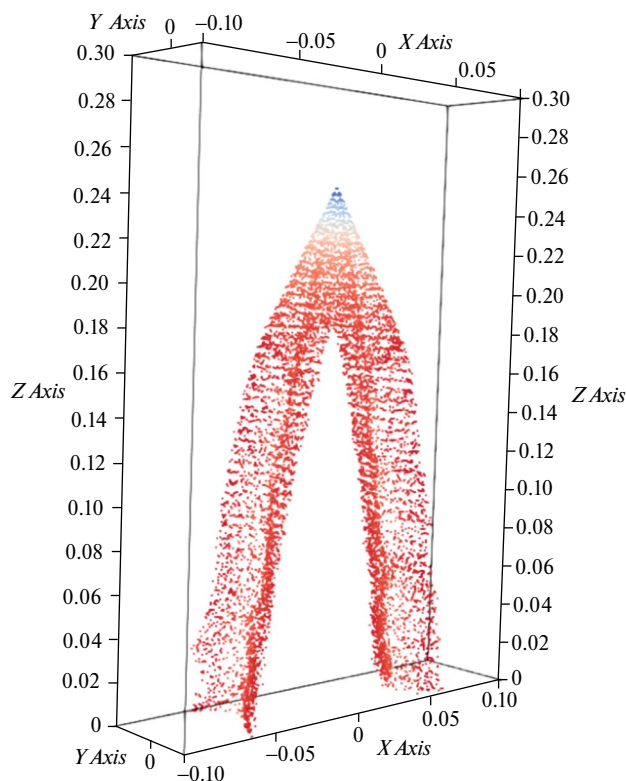


Рис. 1. Схема расчетной области.

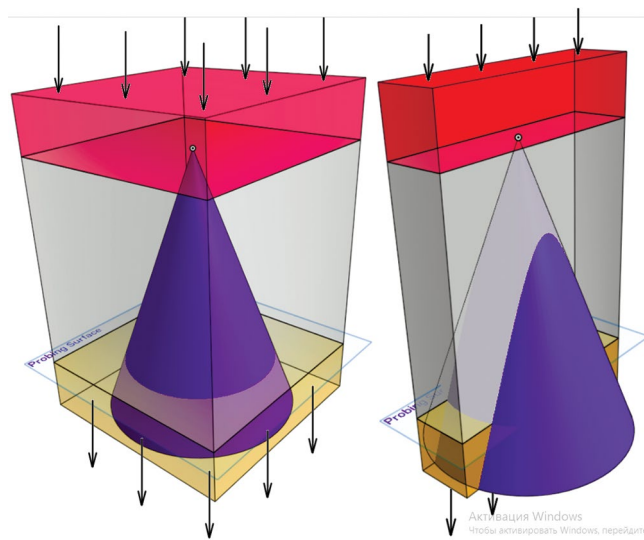


Рис. 2. Входной (красный) и выходной (желтый) участки расчетной области: исходный (слева) и оптимизированный (справа) варианты.

участок более 100 мм не рассматривался по причине искривления профиля скорости, что противоречит исходной постановке задачи. Величина выходного участка была выбрана произвольно, поскольку длина факела распыла не определялась.

Объем расчетной области был сокращен за счет сокращения ее ширины до 50 мм. При этом все границы, кроме верхней грани (входа), были заданы как выходы. Допустимость такой оптимизации расчетной области была подтверждена серией расчетов модели, детальное описание которых представлено отдельно [21].

Предполагаемый диапазон значений половинного угла θ был в диапазоне 40–140°, что соответствовало диаметру основания конуса распыла $d = 2h \tan(\theta)$ в примерном диапазоне 182–1374 мм. Серия расчетов при половинных углах в 20, 45 и 70° не выявили существенного сокращения диаметра основания конуса как при сонаправленном потоку положении форсунки, так и при сокращении расхода впрыскиваемой воды, поэтому ширина расчетной области в направлении оси абсцисс была установлена в диапазоне 200–1500 мм для всех рассмотренных случаев. Простой полином был использован для оценки зависимости требуемой ширины расчетной области от величины половинного угла конуса:

$$\dim X = 464 - 24.4\theta + 0.56\theta^2. \quad (1)$$

После оптимизации расчетная область представляла собой параллелепипед $X \times 50 \times 300$ мм, где габарит X определялся по выражению (1).

1.2.3. Анализ сеточной сходимости

Анализ сеточной сходимости также был проведен в рамках предварительного исследования. В качестве расчетной области был использован параллелепипед $150 \times 150 \times 300$ мм. Остальные параметры численной модели были идентичны основному исследованию. Расчетная область была разбита на набор ортогональных сеток с ячейками по 3, 5 и 10 мм, общей емкостью 6 750, 54 000 и 250 000 ячеек соответственно. Учитывая выбранную модель турбулентности (k-ε), призматические слои вблизи стенок не задавались, чтобы обеспечить величину безразмерного расстояния $y^+ > 30$. Зависимость результатов моделирования от плотности расчетной сетки определялась по значениям температуры в 9 контрольных точках, расположенных в горизонтальной плоскости на уровне $z = 50$ мм. Контрольные точки были расположены в узлах сетки, состоящей из 4 одинаковых ячеек, в координатах $-50 \leq x \leq 50$ и $-50 \leq y \leq 50$ мм.

Поскольку задача решалась в нестационарной постановке, были использованы соответствующие методы очистки данных перед анализом. В первую очередь был исключен период стабилизации, который был оценен в 3 с. Затем были исключены случайные значения, лежащие за пределами 2 стандартных отклонений от среднего значения. В ряде случаев вместо фильтра по стандартным отклонениям были использованы медианные значения.

Метод экстраполяции Ричардсона [22] был использован для предсказания «истинных» значений температуры в контрольных точках. Детальные выкладки представлены отдельно [23]. Средние отклонения фактических значений температуры на мелкой ($\Delta x = 3$ мм) и средней ($\Delta x = 5$ мм) сетках от экстраполированных («истинных») значений составили 0.13 и 0.21% соответственно. На грубой сетке ($\Delta x = 10$ мм) было получено допустимое отклонение (–0.62%); однако распределения температуры и скорости значительно отличались от результатов, полученных на более мелких сетках, поэтому средняя расчетная сетка была выбрана для основной части исследования.

1.3. Начальные и граничные условия

Начальные условия в расчетной области были заданы в соответствии с граничными условиями на входе.

Дымовые газы от инжекционной горелки были приняты в качестве рабочей среды (основного потока). В расчетах был использован упрощенный состав дымовых газов: N_2 , H_2O и CO_2 . Для температуры 800°С были заданы следующие объемные доли компонентов: N_2 : H_2O : $CO_2 = 0.705$: 0.201 : 0.094 . На входе в расчетную область было задано равномерное распределение скорости в 1 м/с.

Величина кинетической энергии турбулентных пульсаций была определена при интенсивности турбулентности $I = 10\%$ как $k = 1.5(IU)^2 = 0.015 \text{ м}^2/\text{с}^2$. Величина интенсивности рассеяния энергии турбулентности была определена по гидравлическому диаметру dh как $\varepsilon = \frac{C_\mu^{0.75} k^{1.5}}{0.07 d_h} = 4.1 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 / \text{с}^3$. На

входе были заданы нулевые значения турбулентной вязкости ν_t и, следовательно, турбулентной температуропроводности $\alpha_t = \frac{\rho \nu_t}{Pr_t}$.

Задали граничные условия смешанного типа для всех параметров, предполагая нулевой градиент по нормали к поверхности ($\partial\psi/\partial n = 0$) для выходящего потока и фиксированное значение, равное величине параметра на входе, для входящего (обратного) потока. Лагранжевы частицы свободно покидали расчетную область через выходные границы.

1.4. Характеристики облака распыла

Дискретная фаза (вода) вводилась в расчетную область через виртуальный интерфейс форсунки. Она была расположена на центральной оси расчетной области на расстоянии 50 мм от входной грани при впрыске в направлении потока дымовых газов. Базовая конфигурация форсунки создает полый конус распыла. Диаметр сопла 1 мм, коэффициент истечения $Cd = 0.9$ при расходе 1 кг/с воды, температуре 30° С ($\rho_{wtr} = 995.6$ кг/м³) и абсолютном значении нагнетаемого давления $P_{inj} = 0.3$ МПа. Скорость капель была рассчитана следующим образом:

$$U_d = \sqrt{2 \frac{P_{inj} - P_0}{\rho_{wtr}}}. \quad (2)$$

В данном исследовании конфигурация форсунки определяла только параметры капель и конуса распыла. Капли рассматривались как идеальные сферы, размеры которых определялись по среднему диаметру d_{10} . Конус распыла был задан внешним половинным углом θ_{out} и коэффициентом заполнения $\Delta\theta$, который показывал толщину стенок конуса, где $\Delta\theta = 100\%$ соответствовало полному конусу.

Таким образом, три независимые переменные были рассмотрены в качестве определяющих конфигурацию форсунки: средний диаметр капель d_{10} , внешний половинный угол конуса распыла θ_{out} и коэффициент заполнения $\Delta\theta$. Средние диаметры капель были заданы в диапазоне 100–500 нм, а внешние половинные углы и коэффициенты заполнения – в диапазонах 20–70 и 10–100% соответственно.

Расход впрыскиваемой воды в течение первой секунды численного эксперимента постепенно увеличивался до номинального значения для стабилизации решения. Первичный распад капель (атомизация) не моделировался, поскольку было задано начальное распределение размеров капель. Вторичный распад капель моделировался по методу аналогии Тейлора (ЕТАВ) [24] с интенсивностью 50 000 блоков в секунду. Режимные коэффициенты распада капель были заданы однообразно $k_1 = k_2 = 0.2222$, а переходное число Вебера было задано равным 80 [25]. Модель теплопередачи Ранза–Маршалла была использована со следующими критериями [15, 26]:

$$Nu = 2 + K_2 Re_d^{1/2} Pr^{1/3}, \quad (3)$$

$$Sh = 2 + K_1 Re_d^{1/2} Sc^{1/3}. \quad (4)$$

Здесь Re_d – капельное число Рейнольдса, рассчитанное по относительной (к газовому потоку) скорости капель, а критерии Pr и Sc характеризуют газовый поток.

1.5. Процедура расчета

Эффективность охлаждения потока дымовых газов распылом воды в генераторах ПГС может быть оценена по количеству поглощенного жидкой фазой тепла. Это тепло может быть выражено через изменение температуры ΔT и объемный расход G_v следующим образом:

$$\Delta Q \sim Eff = \Delta T G^v. \quad (5)$$

Здесь объемный расход газов $G^v = UA$ был определен по средней скорости потока U и площади поперечного сечения канала $A = 50 \text{ dim} X$ в миллиметрах в соответствии с (1).

Рассчитан набор из 53 вариантов конфигурации форсунки. Для каждого параметра был определен свой диапазон значений, из которого для расчета было выбрано 5 равноудаленных значений: минимальное, 25-й процентиль, медиана, 75-й процентиль и максимальное (табл. 1). Все возможные комбинации такой выборки потребуют расчета $53 = 125$ вариантов. Для сокращения вычислительной нагрузки только крайние (минимальное и максимальное) и срединные (25-й и 75-й процентиля) значения были рассчитаны. Исключение дублирующих медианных значений позволяет сократить количество расчетов до $33 + 33 - 1 = 53$.

Таблица 1. Параметры конфигурации сопла

Параметр	Минимум	25%	Медиана	75%	Максимум
d_{10} , мм	100	200	300	400	500
θ_{out} , °	20	32.5	45	57.5	70
$\Delta\theta$, °	10	25	50	75	100

2. РЕЗУЛЬТАТЫ

2.1. Обработка результатов

Эффективность охлаждения дымовых газов в генераторах ПГС была оценена по выражению (5), в котором используется средняя температура в горизонтальном контрольном сечении на высоте $z = 50$ мм. Равномерность расчетной сетки позволило использовать простое осреднение значений температуры без учета весов. В ряде случаев вместо фильтра по стандартным отклонениям были использованы медианные значения. После очистки данных эффективность охлаждения для каждой конфигурации форсунки определялась по выражению (5).

Визуализация распыла (рис. 1) не использовались при оценке эффективности, а были использованы главным образом в рамках предварительного этапа исследования для определения ширины конуса (см. п. 2.2).

2.2. Анализ

Значение эффективности испарения распыла для каждой конфигурации записывалось в виде массива, имеющего вид $\{d_{10}, \theta_{out}, \Delta\theta, Eff\}$. Затем для этого массива была выполнена линейная регрессия с помощью Wolfram Engine [27]. Три независимые переменные (d_{10} , θ_{out} , and $\Delta\theta$) рассматривались в различных комбинациях (отношениях): полином (d_{10}^2 , d_{10}^3 , d_{10}^4 и т.д.), произведение ($d_{10} \cdot \theta_{out}$, $d_{10} \cdot \Delta\theta$ и т.д.), отношение (d_{10} / θ_{out} , $d_{10} / \Delta\theta$ и т.д.) и степень ($d_{10}\theta_{out}$, $d_{10}\Delta\theta$ и т.д.). Общее количество рассмотренных комбинаций – 31.

Базисы (члены β_i выражения (7)) для линейной модели были получены методом прямого поиска среди этих комбинаций. В первом приближении все отношения (31) были протестированы на равных условиях. Затем отсортированы по информационному критерию Акаике (AIC) [28] и коэффициенту детерминации (R^2) для выявления наилучшего кандидата с наименьшим значением AIC и наибольшим R^2 . В каждом последующем приближении выбор отношения проводился аналогично. Итерационный поиск был остановлен, когда добавление очередного базиса скорее повышала вычислительную сложность модели, чем адекватность.

Прямой поиск линейной модели выявил следующую зависимость при $AIC = 20.1$ и $R^2 = 0.985$:

$$Eff = 0.9 + \frac{1.3 - 1.6\theta_{out}\Delta\theta + 1.8\theta_{out}^2}{1000} - \frac{0.666\Delta\theta}{\theta_{out}} + \frac{1.4\theta_{out}}{d_{10}} - 6.7 \cdot 10^{-6} \Delta\theta^3, \quad (6)$$

которая может быть записана как

$$Eff = \beta_1 + \beta_2 \Delta\theta^2 + \beta_3 \theta_{out} \Delta\theta + \beta_4 \theta_{out}^2 + \beta_5 \frac{\Delta\theta}{\theta_{out}} + \beta_6 \frac{\theta_{out}}{d_{10}} + \beta_7 \Delta\theta^3. \quad (7)$$

Каждый базис воспроизводит истинное значение с некоторой нормально распределенной случайной ошибкой с нулевым средним значением и неизвестной дисперсией σ^2 . Стандартное отклонение каждого базиса было рассчитано следующим образом [29]:

$$SE_{\beta} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n-2} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}}, \quad (8)$$

Таблица 2. Параметры базисов линейной модели

Базис	β	SE_{β}	t_{β}	p-значение
1	0.933	0.13279	7.02945	$8.23 \cdot 10^{-9}$
$\Delta\theta^2$	0.001	$1.66 \cdot 10^{-4}$	7.64894	$9.78 \cdot 10^{-10}$
$\theta_{out}\Delta\theta$	-0.002	$1.09 \cdot 10^{-4}$	-14.4577	10^{-18}
θ_{out}^2	0.002	$4.66 \cdot 10^{-5}$	38.199	$1.71 \cdot 10^{-36}$
$\frac{\Delta\theta}{\theta_{out}}$	-0.666	0.12189	-5.46522	$1.82 \cdot 10^{-6}$
$\frac{\theta_{out}}{d_{10}}$	1.405	0.28232	4.97639	$9.51 \cdot 10^{-6}$
$\Delta\theta^3$	$-6.67 \cdot 10^{-6}$	$1.04 \cdot 10^{-6}$	-6.4036	$7.17 \cdot 10^{-8}$

где n – размер выборки; y – истинное значение; $\hat{y}$ – приближенное значение и $\bar{x}$ – среднее значение выборки.

T-статистика была использована для проверки гипотезы β_0 :

$$t_{\beta} = \frac{\beta - \beta_0}{SE_{\beta}}. \tag{9}$$

P-значения для всех базисов оказались значительно ниже порогового значения $\alpha = 10^{-4}$, что подтверждает статистическую значимость всех базисов. Более того, можно отсортировать базисы по их p-значениям из табл. 2, чтобы воспроизвести порядок членов в выражении (6), в котором они были добавлены в итоговую модель начиная с θ_{out}^2 .

Для визуализации дискретных ошибок предложенной линейной модели был проведен анализ невязок. Для оценки эффекта от добавления каждого последующего базиса в выражение (6) невязки были показаны для каждого приближения прямого поиска (рис. 3). Здесь невязки были рассчитаны как разницы между истинными и предсказанными значениями.

Несмотря на снижение невязок с каждой последующей итерацией, величина ошибок достигает 15% даже на последнем рассмотренном шаге. Однако среднеквадратичное значение невязок составляет 0.25 (К·м³)/с или 7.1%, что было принято удовлетворительным.

2.3. Физическая интерпретация

Настоящее исследование выявило несколько аспектов процесса испарения водяного распыла в потоке дымовых газов, которые требуют интерпретации с точки зрения физики процесса. Краткое описание каждого аспекта приведено ниже.

Полученная линейная модель показала сильную зависимость эффективности испарения распыла от угла раскрытия конуса и полноты его заполнения (рис. 4). Для объяснения этой зависимости следует принять во внимание использованную в настоящем исследовании формулировку эффективности: $Eff = \Delta TG^v$. Объемный расход может быть исключен, поскольку он является производной величиной от площади основания конуса распыла, которая пропорциональна углу его раскрытия. Таким образом, эффективность испарения определяется исключительно перепадом температур ΔT . Очевидно, что при прочих равных более широкий и пустой конус создает большую движущую силу для испарения за счет большей разности температур капель и газового потока. В узких и плотных распылах только внешние слои капель взаимодействуют с горячим и относительно сухим потоком воздуха, а остальные капли испаряются вторичным потоком – охлажденным и насыщенным водяными парами, поэтому при необходимости использования узких и плотных распылов форсунки следует располагать в шахматном порядке.

В отличие от угла раскрытия конуса и его полноты, размеры капель практически не влияют на эффективность испарения (рис. 4). Мелкие распылы, очевидно, испаряются быстрее из-за меньшей массы

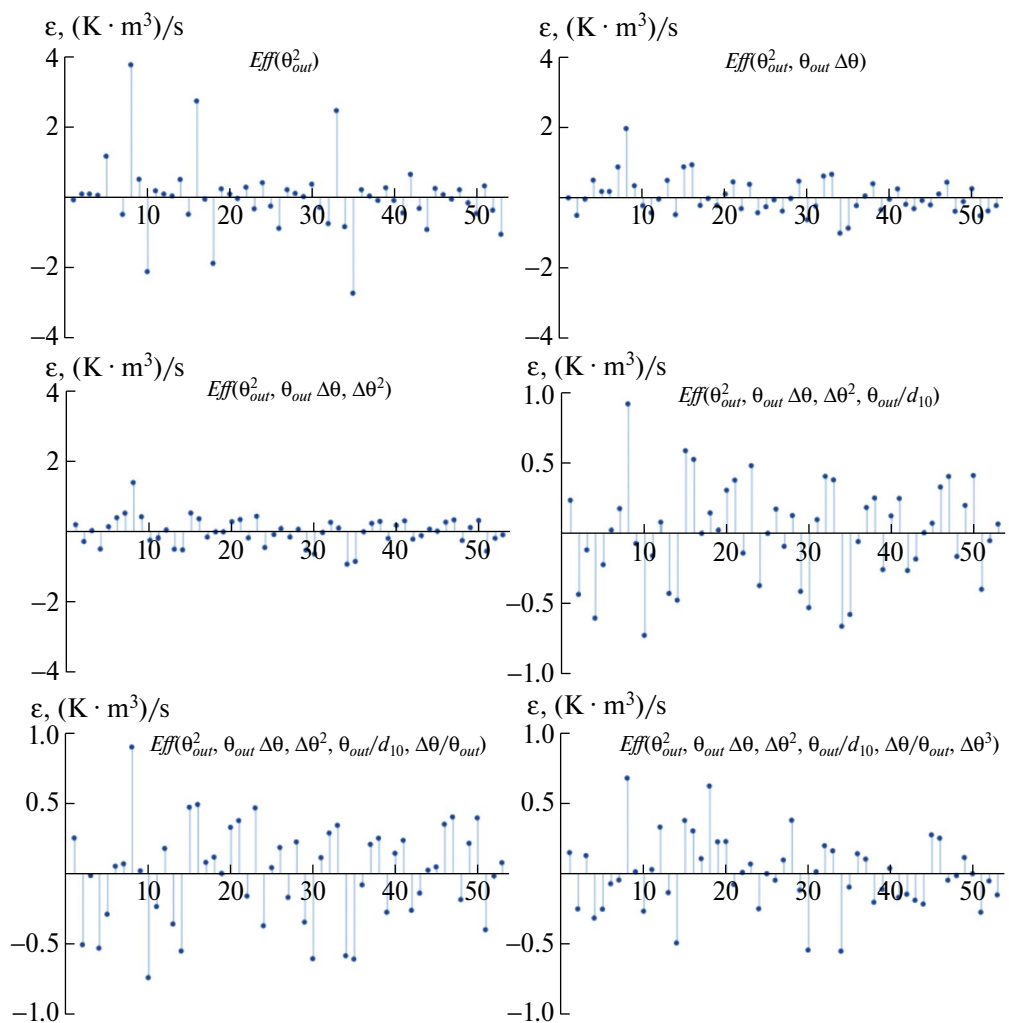


Рис. 3. Невязки линейной модели в каждом приближении прямого поиска базисов.

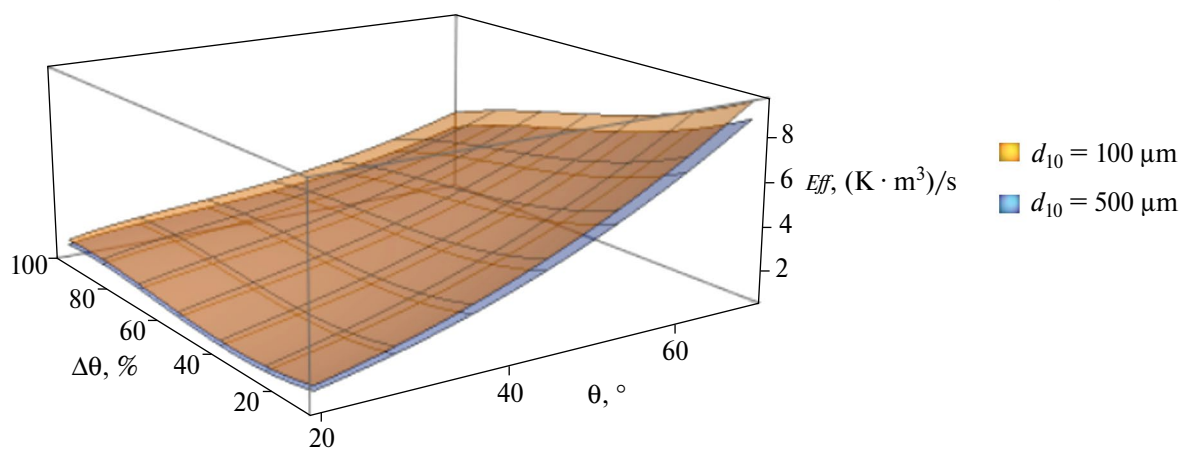


Рис. 4. Зависимость эффективности испарения от угла и полноты конуса распыла.

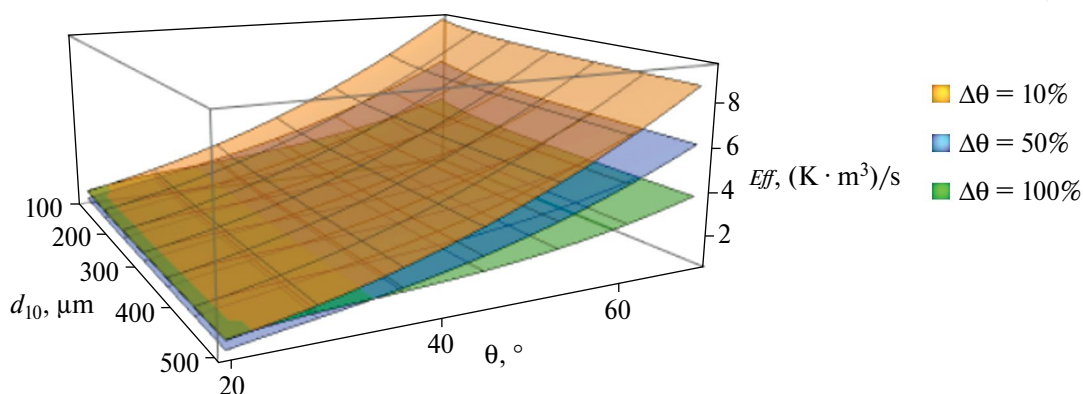


Рис. 5. Зависимость эффективности испарения от угла конуса распыла и среднего размера капель.

каждой капли. Однако легкие капли обладают малым импульсом и не могут формировать конусы с большими углами раскрытия при распыле в направлении газового потока, поэтому мелкие капли легче испаряются, но не могут противостоять скучиванию внешним газовым потоком. Плотные распылы не обеспечивают достаточной интенсивности испарения из-за малой разности температур, как было сказано выше. Очевидно, что это справедливо только до определенного размера капель: до 1 мм в данном исследовании. Более крупные капли будут эффективны только в условиях разреженного размещения форсунок.

Для узких конусов (когда половинный угол менее 35°) описанная выше зависимость эффективности испарения от полноты конуса сохраняется (рис. 5). Если принять эффективность испарения при полном конусе ($\Delta\theta = 100\%$) за базовый уровень, то эффективность будет ниже при $\theta < 35^\circ$ и $\Delta\theta = 50\%$, а также при $\theta < 22^\circ$ и $\Delta\theta = 10\%$. Это может быть объяснено увеличением импульса капель, формирующих пустые конусы при большей скорости капель при сохранении расхода впрыскиваемой воды. Для широких распылов большой импульс обеспечивает большую площадь покрытия, т.е. разреженные капли окружены горячим относительно сухим газом. В узких распылах капли с большим импульсом экранируют внутренний объем конуса от газового потока, замедляя испарение.

Прямая зависимость эффективности испарения от угла раскрытия конуса распыла была описана выше. Однако следует отметить, что она становится более выраженной по мере сокращения полноты конуса (рис. 4 и 5). Описанная выше интерпретация справедлива для этого эффекта.

Эффективность испарения распыла может быть представлена в виде вектора, направленного в сторону широких полых конусов мелкодисперсных распылов (дальний нижний угол диаграммы на рис. 6). Для визуализации области с эффективностью $Eff > 10$ (К·м³)/с исходные диапазоны конструктивных параметров форсунки были расширены на рис. 6. Пространственное распределение изоповерхностей показало возможность линейного роста эффективности испарения при увеличении только угла раскрытия конуса. Однако такая стратегия ограничивает предельную эффективность при использовании полных конусов распыла. Таким образом, наиболее эффективная стратегия заключается в одновременном увеличении угла раскрытия конуса и сокращении его полноты.

2.4. Применение результатов исследования

Целью исследования было получение зависимости эффективности испарения водяного распыла в горячем газовом потоке от конструктивных параметров форсунки. Выражение (6) показывает эту зависимость от среднего диаметра капель d_{10} , половинного угла раскрытия конуса θ_{out} и коэффициента заполнения конуса $\Delta\theta$. Эффективность испарения в выражении (6) представлена как величина снижения температуры газового потока, отнесенная к его расходу, и выражена в (К·м³)/с. Конструктивные параметры форсунки рассматривались в определенных диапазонах, представленных в табл. 1.

На первом этапе максимум эффективности испарения был определен в базовых диапазонах конструктивных параметров форсунки. Максимум был предсказан полученной моделью для конфигурации $d_{10} = 100$ нм, $\theta_{out} = 70^\circ$, $\Delta\theta = 10\%$ и составил 9.55 (К·м³)/с. Фактическая эффективность такой

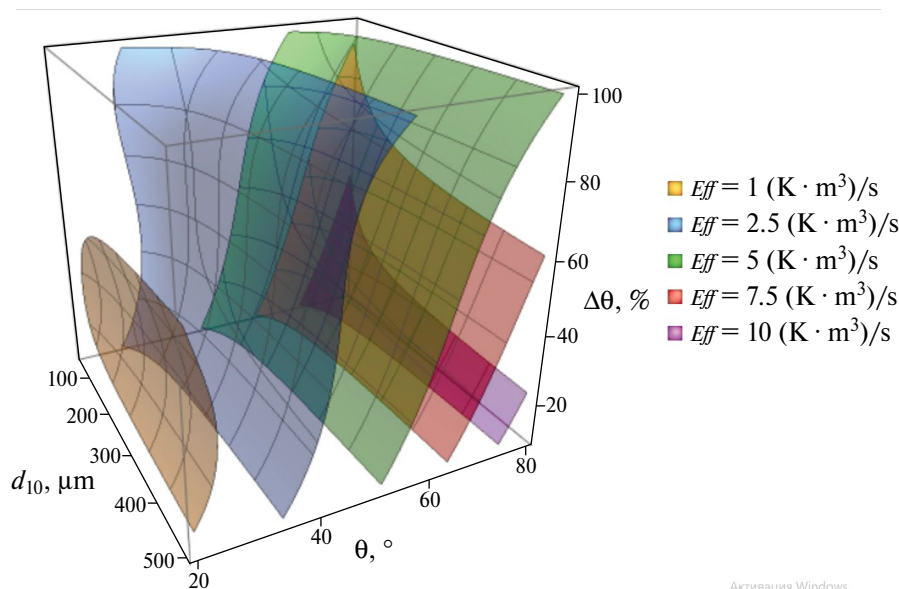


Рис. 6. Зависимость эффективности испарения распыла от конфигурации форсунки.

конфигурации составила $10.23 \text{ (K} \cdot \text{m}^3\text{)/с}$, т.е. модель занизила результат на 6.6%. Однако конструктивные параметры были предсказаны верно.

Затем базовые диапазоны параметров были расширены, и максимум эффективности был найден за их границами: $13.34 \text{ (K} \cdot \text{m}^3\text{)/с}$ при $d_{10} = 50 \text{ нм}$, $\theta_{\text{out}} = 80^\circ$ и $\Delta\theta = 10\%$. Эта конфигурация была рассчитана отдельно, а ее фактическая эффективность составила $12.17 \text{ (K} \cdot \text{m}^3\text{)/с}$, что на 8.8% ниже значения, предсказанного выражением (6). Это доказывает согласование с определенными ранее невязками модели (до 15%) и адекватное поведение модели за пределами базовых диапазонов конструктивных параметров.

Найденные максимумы позволили определить вектор эффективности, который направлен в сторону широких полых конусов распыла мелкодисперсных капель. Важно отметить неравнозначность влияния конструктивных параметров форсунки на эффективность испарения. Визуализация влияния рассмотренных параметров (рис. 6) показывает незначительность влияния размера капель в противоположность углу раскрытия конуса и полноты конуса распыла.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате численного исследования испарения водяного распыла в потоке горячих дымовых газов получен массив данных, который был использован для поиска зависимости эффективности испарения от конструктивных параметров форсунки: среднего диаметра капель d_{10} , половинного угла раскрытия конуса распыла θ_{out} и коэффициента полноты конуса $\Delta\theta$. Полученная в результате регрессионного анализа линейная модель была экстраполирована за базовые диапазоны конструктивных параметров для поиска наиболее эффективной конфигурации и вектора эффективности.

Основные результаты исследования:

1. Угол раскрытия и полнота конуса распыла являются основными факторами, определяющими эффективность его испарения.
2. Размер капель (до 1 мм в диаметре) не оказывает заметного влияния на эффективность испарения.
3. Эффективность испарения узких полых конусов распыла может быть меньше, чем у полных конусов при $\theta < 35^\circ$ и $\Delta\theta = 50\%$, а также при $\theta < 22^\circ$ и $\Delta\theta = 10\%$.
4. Прямая зависимость эффективности испарения от угла раскрытия конуса распыла усиливается по мере сокращения его полноты.
5. Эффективность испарения распыла может быть представлена в виде вектора, направленного в сторону широких полых конусов из мелкодисперсных капель.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Rostami V., Shao Y., Boyd A. J. (2012).* Carbonation Curing versus Steam Curing for Precast Concrete Production. *Journal of Materials in Civil Engineering*, 24(9), 1221–1229. doi:10.1061/(asce)mt.1943-5533.0000462
2. *He Z., Wang S., Mahoutian M., Shao Y. (2020).* Flue gas carbonation of cement-based building products. *Journal of CO2 Utilization*, 37, 309–319. doi:10.1016/j.jcou.2020.01.001
3. *Gay P., Piccarolo P., Ricauda Aimonino D., Tortia C. (2010).* A high efficiency steam soil disinfection system, part I: Physical background and steam supply optimisation. *Biosystems Engineering*, 107(2), 74–85. doi:10.1016/j.biosystemseng.2010.07.003
4. *Miller T. C., Samtani J. B., Fennimore S. A. (2014).* Mixing steam with soil increases heating rate compared to steam applied to still soil. *Crop Protection*, 64, 47–50. doi:10.1016/j.cropro.2014.06.002
5. *Gundermann M., Raab F., Raab D., Botsch T. W. (2021).* Investigation of the heat transfer coefficient during the condensation of small quantities of water vapour from a mixture with a high proportion of non-condensable gas in a horizontal smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 170, 121016. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121016
6. *Dickinson D. R., Marshall W. R. (1968).* The rates of evaporation of sprays. *AIChE Journal*, 14(4), 541–552. doi:10.1002/aic.690140404
7. *Som S. K., Dash S. K. (1993).* Thermodynamics of spray evaporation. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 26(4), 574–584. doi:10.1088/0022-3727/26/4/009
8. *Fisenko S. P., Brin A. A., Petruchik A. I. 2004.* Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 165–177.
9. *Belarbi R., Ghiaus C., Allard F. (2006).* Modeling of water spray evaporation: Application to passive cooling of buildings. *Solar Energy*, 80(12), 1540–1552. doi:10.1016/j.solener.2006.01.004
10. *Rivas A., Villermaux E. (2016).* Dense spray evaporation as a mixing process. *Physical review fluids* 1, 014201. doi:10.1103/PhysRevFluids.1.014201
11. *Chang T. B., Yu L. Y. (2015).* Optimal nozzle spray cone angle for triangular-pitch shell-and-tube interior spray evaporator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 85, 463–472. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.123
12. *Fathinia F., Al-Abdeli Y. M., Khiadani M. (2019).* Evaporation rates and temperature distributions in fine droplet flash evaporation sprays. *International Journal of Thermal Sciences*, 145, 106037. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2019.106037
13. *Fathinia F., Khiadani M., Al-Abdeli Y. M. (2019).* Experimental and mathematical investigations of spray angle and droplet sizes of a flash evaporation desalination system. *Powder Technology*. doi:10.1016/j.powtec.2019.07.081
14. *Lacour S. O. L., Flick D., Trinquet F., Leducq D., Vende P. E. (2020).* Water evaporation flux and cooling efficiency of spraying on cross-flow exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 115652. doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.115652
15. *Okada S., Ohsaki S., Nakamura H., Watano S. (2020).* Estimation of evaporation rate of water droplet group in spray drying process. *Chemical Engineering Science*, 115938. doi:10.1016/j.ces.2020.115938
16. *Tissot J. (2011).* Amélioration des performances énergétiques et environnementales des systèmes frigorifiques au moyen de la brumisation des condenseurs à air (Doctoral dissertation, Université Henri Poincaré-Nancy 1).
17. *Raoult F., Lacour S., Carissimo B., Trinquet F., Delahaye A., Fournaison L. (2018).* CFD water spray model development and physical parameter study on the evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering*. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.12.063
18. *Safiullah, Keiya N., Youichi O. (2021).* Evaporation and mixture formation characteristics of diesel spray under various nozzle hole size and injection pressure condition employing similar injection rate profile. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 123, 105184. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105184
19. *Sureshkumar R., Kale S. R., Dhar P. L. (2008).* Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air – I. Experimental data. *Applied Thermal Engineering*, 28(5–6), 349–360. doi:10.1016/j.applthermaleng.2007.09.010
20. *Sureshkumar R., Kale S. R., Dhar P. L. (2008).* Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air – II. Simulations. *Applied Thermal Engineering*, 28(5–6), 361–371. doi:10.1016/j.applthermaleng.2007.09.015
21. *Nikitin M. N. (2022).* Simulation data on nozzle configuration of direct-contact gas-vapor mixture generators. *Mendeley Data*. V1. doi: 10.17632/5xdf5y9z24.1
22. *Richardson L. F.* The approximate arithmetical solution by finite differences of physical problems including differential equations, with an application to the stresses in a masonry dam // *Transactions of the Royal Society A*. 1911. Vol. 210, no. 495–470. P. 307–357. DOI: 10.1098/rsta.1911.0009
23. *Nikitin M. N., Satonin A. V. (2022).* Numerical simulation of water spray evaporation in a turbulent air flow. *IoP Conference Series*. (In Press).

24. *Tanner F.X. (1997). Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays. SAE transactions, 106, 127–140.*
25. *Kaario O., Larmi M., Tanner F.X. (2002). Non-evaporating liquid spray simulations with the ETAB and WAVE droplet breakup models. ILLAS Europe Proceedings.*
26. *Beji T., Merci B. (2018). A Detailed Investigation on the Effect of the Sherwood and Nusselt Number Modelling for the Heating and Evaporation of a Single Suspended Water Droplet J. Phys.: Conf. Ser. 1107 062002*
27. *Wolfram Research. (2008). LinearModelFit, Wolfram Language function, <https://reference.wolfram.com/language/ref/LinearModelFit.html>.*
28. *Akaike H. (1974). A new look at the statistical model identification, IEEE Transactions on Automatic Control, 19 (6): 716–723, doi:10.1109/TAC.1974.1100705*
29. *Weissstein E. W. Student's t-Distribution. From MathWorld – A Wolfram Web Resource. <https://mathworld.wolfram.com/Studentst-Distribution.html> (accessed on 2022).*

Effects of Nozzle Configuration on Efficiency of Direct-Contact Gas-Vapor Mixture Generators

M. N. Nikitin*

Samara State Technical University, Samara, Russia

**e-mail: max@nikitin-pro.ru*

Numerical simulation of water spray evaporation in hot flue gas flow provided a dataset that was used to find correlation between evaporation efficiency and nozzle design parameters: mean droplet diameter, spray cone angle and hollowness. Fitted with linear model simulation data were extrapolated outside their original ranges to find the maximum, and corresponding efficiency vector. This vector was interpreted as a preferred direction of nozzle design optimization: provide wide hollow cones. Moreover, it was shown that positive correlation between evaporation efficiency and spray cone outer angle becomes stronger as its hollowness increases. However, it was pointed out that evaporation efficiency of narrow hollow sprays can be less than of full cone sprays in certain conditions. It was also found that droplet size when below 1 mm is almost irrelevant to spray evaporation efficiency.

Keywords: numerical simulation, nozzle, water spray, flue gas, evaporation