

Оптимизация режимных параметров теплоутилизатора прямого действия

А.А. Тишаков, М.Н. Никитин

Самарский государственный технический университет

Аннотация: Работа посвящена обеспечению полноты смешения газовых теплоносителей в теплоутилизаторе прямого действия за счет оптимизации геометрии камеры смешения, в частности добавления воронки. Рассмотрены четыре конфигурации воронки в диапазоне 45° - 180° . Задача решена в стационарной постановке методом численного моделирования в среде OpenFOAM. Показан 14-кратный прирост равномерности смешения при использовании 45° воронки по сравнению с цилиндрической камерой смешения.

Ключевые слова: теплоутилизатор, смесительный теплообменник, повышение эффективности, уходящий дымовой газ, численное моделирование, рекуперация теплоты.

Введение

Высокая эффективность использования теплоты сжигания органических топлив обеспечивается использованием технологий глубокой рекуперации. В нашей стране и за рубежом используются смесительные и поверхностные теплоутилизаторы (ТУ) различных конструкций. Коэффициент глубины охлаждения дымовых газов в поверхностных установках составляет от 0,3 до 0,7 [1, С. 26], а в смесительных приближается к единице [1, С. 26].

Одним из перспективных направлений повышения эффективности и экологичности сжигания органического топлива является рециркуляция дымовых газов в топку. Это позволяет значительно снизить расход топлива, температуру факела и, соответственно, выход вредных компонентов (NO_x).

При рециркуляции используют газоздушные смеси с объемной долей подмешиваемого воздуха 50-60% [2, 3], которые вырабатывают смесительные ТУ. Оптимизация конструктивных решений таких ТУ зачастую сводится к подбору геометрии смесительной камеры [4, 5], организации газовых потоков [4] и использовании ТУ [5]. При этом, вопрос

оптимизации конфигурации воронки в открытой литературе практически не раскрыт.

Целью настоящего исследования является повышение эффективности смесительного ТУ в части гомогенности (однородности) получаемой газозвушной смеси, за счет оптимизации угла воронки.

В результате подбора угла воронки ТУ прямого действия были получены четыре конфигурации, обеспечивающие наиболее эффективное смешения сред при сохранении рабочего объема и массовых расходов.

Оптимизация конфигурации воронки смесителя выполнена с помощью имитационного моделирования. Определялась температура газозвушной смеси на выходе из ТУ ($T_{\text{ГВС}}$) и ее среднее значение ($\bar{T}_{\text{ГВС}}$).

Математическая постановка задачи

Задача решена в стационарной постановке. В модели использованы следующие основополагающие уравнения: неразрывности, движения и энергии. Полученная система уравнений была замкнута моделью турбулентности k-omega SST [6].

Закон сохранения массы в элементарном объеме и для несжимаемой жидкости описывается уравнением неразрывности, которое имеет вид:

$$\operatorname{div}(U) = 0. \quad (1)$$

Закон сохранения импульса в элементарном объеме и для несжимаемой жидкости описывается уравнением движения, которое имеет следующий вид:

$$\rho U \cdot \operatorname{grad}(U) = \mu \nabla^2 U - \operatorname{grad}(p) + F_g. \quad (2)$$

Уравнение теплопроводности описывает закон сохранения энергии, которое состоит из конвективной компоненты и диффузионной компоненты, и имеет вид:

$$U \cdot \operatorname{grad}(T) = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 T. \quad (3)$$

Для исследования использовалась модель смесителя, для которой были заданы следующие граничные условия: температура дымовых газов $T_{\text{дг}} = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$; температура воздуха $T_{\text{возд}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$; скорость дымовых газов $U_{\text{дг}} = 0,811 \frac{\text{м}}{\text{с}}$; скорость воздуха $U_{\text{воздуха}} = 0,50 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

В качестве начальных условий было задано равное распределение температуры, которое равно $T_0 = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$ в объеме теплоутилизатора при атм - давлении.

В ходе расчетов была получена приведенная интенсивность рассеивания энергии турбулентных пульсаций, которая позволяет определить скорость превращения кинетической энергии турбулентных пульсаций во внутреннюю тепловую энергию для единичного объема в единицу времени. Исходя из анализа размерностей, этот параметр можно считать средней частотой турбулентных пульсаций:

$$\omega = \epsilon/k. \quad (4)$$

где ϵ — интенсивность рассеивания энергии турбулентных пульсаций; k — кинетическая энергия турбулентных пульсаций.

Метод решения

Рабочий объем ТУ составляет $4,428 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$ и является неизменным в каждой представленной конфигурации за счет изменения угла раскрытия воронки.

На рис. 1 показаны расчетные области каждой из полученных конфигураций. Емкость расчетных сеток составила 0,9-1,1 млн. ячеек.

Задача решалась в стационарной постановке [7]. Интерполяция значений расчетных параметров внутри каждой ячейки выполнялась линейно. Поскольку неортогональность расчетной сетки составила менее 60%, выполнялась умеренная корректировка при расчете нормальной компоненты градиента между центрами смежных ячеек. Дивергенция полей

скорости и температуры рассчитывалась по Гауссовым схемам первого порядка (upwind).

Дивергенция параметров турбулентности и энергии рассчитывалась по

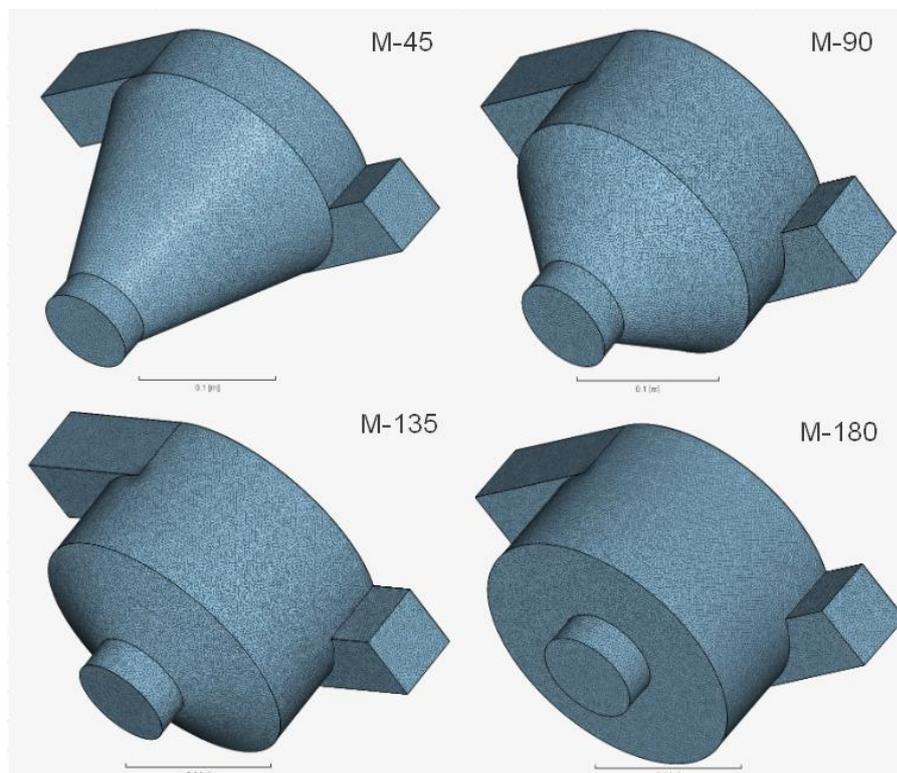


Рис. 1. – Сеточные расчетные области конфигураций M-45, M-90, M-135, M-180

Гауссовым схемам с автоматическим переключением между первым и вторым порядком (linear-upwind) [8].

Для решения уравнения гидростатического давления был использован геометрико-алгебраический многосеточный решатель (GAMG), стабилизированный по алгоритму Гаусса-Зейделя с порогом отсечки 10^{-8} . Уравнения скорости, температуры, энергии и турбулентности решались методом сопряженного градиента с порогом отсечки 10^{-5} и предобуславливателем, использующим диагональное неполное LU-разложение матриц (DILU).

Использован полунявный алгоритм решения (SIMPLE) без корректировки неортогональности ячеек. Контроль невязок для всех

уравнений выполнялся с отсечкой 10^{-4} . Релаксация решения была задана на уровне 0,7 для давления и турбулентности, 0,5 для температуры и 0,3 для скорости и энергии [1].

На рис. 2 показана динамика среднего значения температуры на выходе из ТУ.

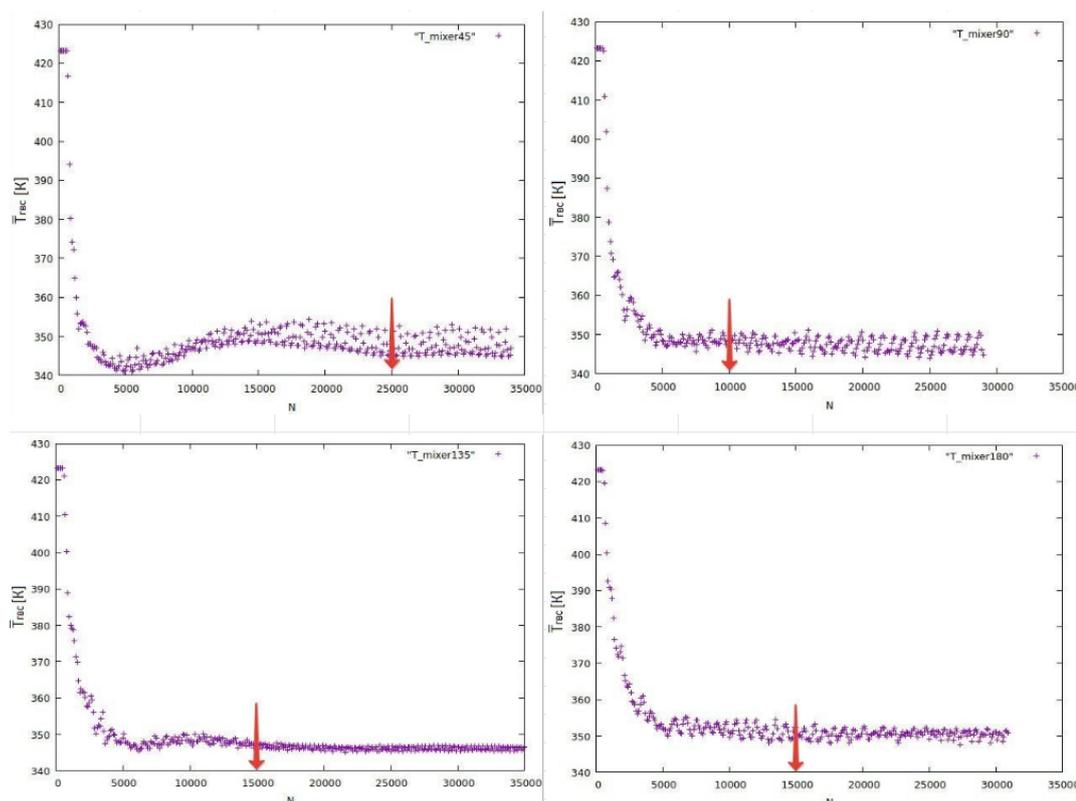


Рис. 2. – Динамика среднего значения температуры на выходе из теплоутилизатора

Все расчеты проводились по значениям температуры, полученным на выходе из расчетной области ТУ после их стабилизации. Это позволило исключить из дальнейших расчетов недостоверные результаты. С целью стабилизации температуры, для каждой конфигурации потребовалось различное количество итераций N (см. рис. 2 и табл. 1). Статические данные о значениях температуры представлены в табл. 1 (где \bar{X} — средний размер ячеек расчетной сетки).

Результаты

Результаты расчетов, полученные в ходе исследования, представляют собой значения давления, температуры и скорости в каждой ячейке расчетной области. Для их визуализации используются ParaView [9,10].

Таблица № 1

Режимные параметры ТУ

№ п/п	Конфигурация	\bar{X} , мм	$\bar{T}_{ГВС}$, К	$T_{ГВС}^{min}$, К	$T_{ГВС}^{max}$, К	Шаг, N
1	M-45	4,625	350,505	323,297	431,689	33100
2	M-90	4,471	350,358	330,877	378,288	22900
3	M-135	4,357	350,475	330,067	415,326	42900
4	M-180	4,299	349,418	326,083	440,696	20700

На рис. 3 и рис. 4 показано распределение температуры в сечении выходного патрубка при различных конфигурациях ТУ. Завихрения происходят по спирали и максимумами температуры в центре. В конструкции M-90 распределение температуры наиболее равномерно (см. рис. 3 и рис. 4).

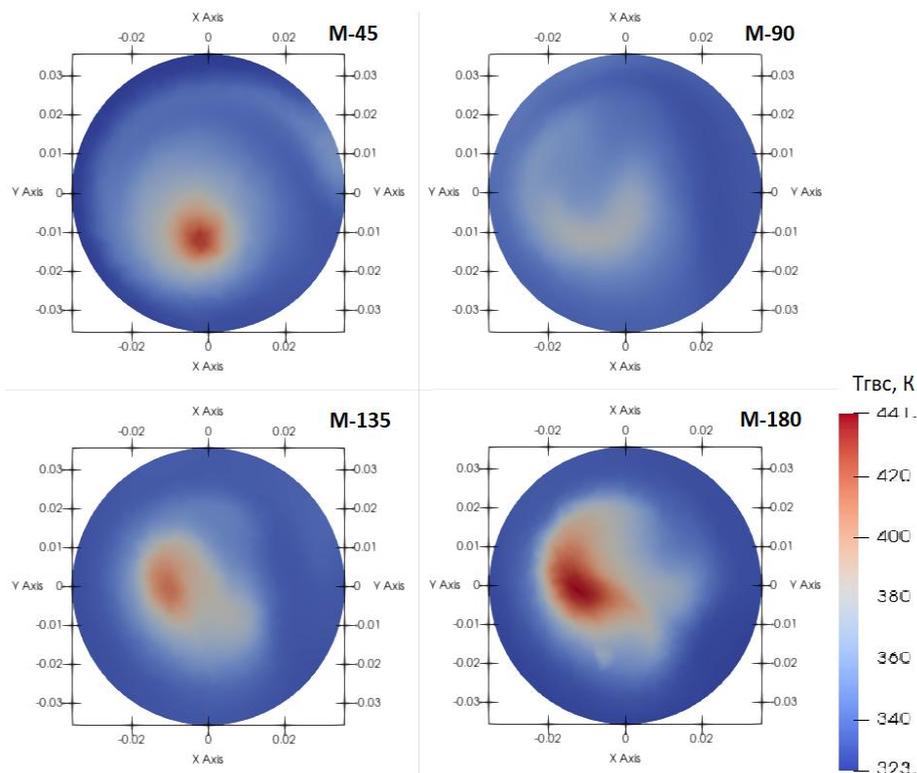


Рис. 3. – Распределение средних значений температуры на выходе из смесителя

Для оценки эффективности конфигураций ТУ, были выведены следующие критерии распределения температуры по поперечному сечению на выходе из смесителя (см. рис. 4 и табл. 2) [9]:

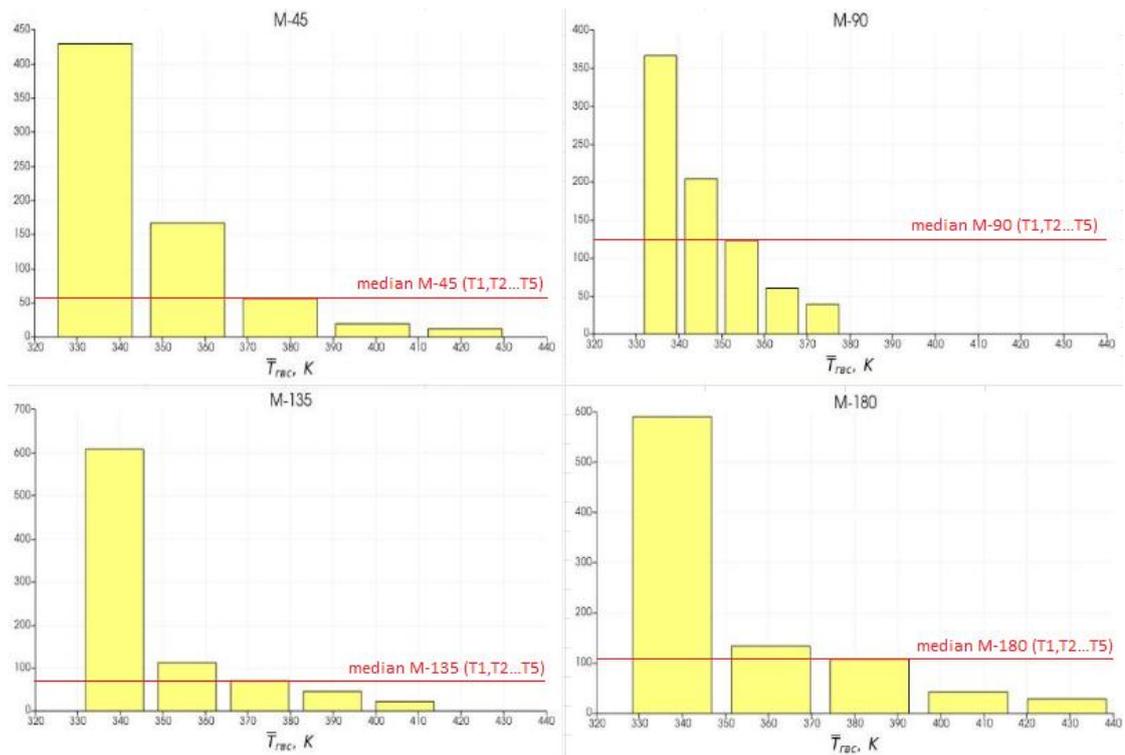


Рис. 4. – Распределение средних значений температуры на выходе из смесителя

1) Критерий неравномерности:

$$a_i = \frac{\delta_i}{T_{med}};$$

$$a = \Sigma a_i^2 / n, \quad (5)$$

где δ_i — отклонение температуры от медианного значения T_{med} для каждого интервала гистограммы, n — количество интервалов в гистограмме.

2) Критерий заполнения (по табл. 1):

$$b = (T_{ГВС}^{max} - T_{ГВС}^{min}) / \bar{T}_{ГВС}. \quad (6)$$

3) Обобщенный критерий:

$$c = a \cdot b. \quad (7)$$

Обобщенный критерий c введен для количественной оценки равномерности распределения температуры на выходе из ТУ. Меньшее значение этого критерия соответствует большей эффективности смесительной камеры ТУ.

Среди рассмотренных конфигураций наибольшую равномерность смешения обеспечивает конфигурация М-90. Прирост неравномерности для остальных конфигураций показан в табл. 2 через значение c .

Таблица № 2

Критерии эффективности смесительной камеры ТУ

№ п/п	Конфигурация, М	a	b	c
1	М-45	14,857	0,309	4,591
2	М-90	1,197	0,135	0,162
3	М-135	17,880	0,242	4,327
4	М-180	7,115	0,328	2,334

Заключение

В ходе данного исследования, путем подбора угла воронки прямого действия, были получены четыре оптимальные конфигурации ТУ, с углами воронки 45°, 90°, 135°, 180°, соответственно. Были выведены критерии эффективности (a, b, c), которые позволили оценить эффективность каждой из конфигураций ТУ. Обобщенный критерий c показал, что конфигурация М-90 обеспечивает наибольшую равномерность смешения (в 28 раз больше по сравнению с М-45).

Литература

1. Беспалов В.В. Повышение эффективности глубокой утилизации тепла дымовых газов ТЭС на природном газе // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Томск, 2017. 119 с.

2. Иваницкий М.С. Исследование влияния рециркуляции дымовых газов на выход бенз(а)пирена в процессе сжигания угля. Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2016. (7-8): 16-23. DOI: 10.30724/1998-9903-2016-0-7-8-16-23.
3. Дробный О.Ф., Ровнейко В.В., Черчинцев В.Д., Валеев В.Х., Сомова Ю.В. Исследование и оценка возможности уменьшения выбросов оксидов азота от котельных установок ОАО «ММК». Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2007. № 2. С. 91-92.
4. Жирах Г.И, Закревский В.А. Использование теплоты уходящих газов котельных агрегатов в котельном теплообменнике // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ, 2010. №10. С. 41-49.
5. Алешин А.Е. Моделирование процессов тепломассопереноса в регенеративных теплообменниках систем кондиционирования // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Санкт-Петербург, 2016. 119 с.
6. Никитин М. Н. Aspects of numerical modeling of mixed convection over heated horizontal plate // Материалы Int. conf. «Problems of thermal physics and power engineering». Journal of Physics: Conference Series (Москва, 9--11 октября 2017). Бристоль, Великобритания: IOP, 2017. Т. 891. С. 12039. DOI: 10.1088/1742-6596/891/1/012039.
7. Кряклина И.В. Математическая модель и оптимизация параметров работы пластинчатого рекуператора // Инженерный вестник Дона, 2014. № 1. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2014/2269.
8. Дресвянникова Е.В., Лекомцев П.Л., Савушкин А.В. Возможности регулирования процессов тепловлажностной обработки в массообменных аппаратах при воздействии электрического поля //

- Инженерный вестник Дона, 2014. № 1. URL:
ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2014/2235.
9. Shahzad M.K., Ding Y., Xuan Y., Gao N., Chen G. Performance analysis of a novel double stage multifunctional open absorption heat pump system: An industrial moist flue gas heat recovery application // *Energy Conversion and Management*. 2022. vol.20, n.254. Pp. 1-20. DOI: 10.1016/j.enconman.2022.115224.
10. Wei H., Huang S., Zhang X. Experimental and simulation study on heat and mass transfer characteristics in direct-contact total heat exchanger for flue gas heat recovery // *Applied Thermal Engineering*. 2020. vol.13, n.200. Pp. 1-13. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117657.

References

1. Bepalov V.V. Povyshenie effektivnosti glubokoj utilizacii tepla dymovyx gazov TES na prirodnom gaze [Improving the efficiency of deep utilization of flue gas heat from natural gas thermal power plants]. Dissertaciya na soiskanie uchenoj stepeni kandidata texnicheskix nauk, Tomsk, 2017. 119 p.
 2. Ivanickij M.S. Izvestiya vysshix uchebnyx zavedenij. PROBLEMY ENERGETIKI. 2016. (7-8): 16-23. DOI: 10.30724/1998-9903-2016-0-7-8-16-23.
 3. Drobnyj O.F., Rovnejko V.V., Charchincev V.D., Valeev V.X., Somova Yu.V. Vestnik MGTU im. G.I. Nosova. 2007. № 2. pp. 91-92.
 4. Zhirax G.I, Zakrevskij V.A. Energetika. Izvestiya vysshix uchebnyx zavedenij i energeticheskix obedinenij SNG, 2010. №10. pp. 41-49.
 5. Aleshin A.E. Modelirovanie processov teplomassoperenosa v regenerativnyx teploobmennikax sistem kondicionirovaniya [Modeling of heat and mass transfer processes in regenerative heat exchangers of air conditioning systems]. Dissertaciya na soiskanie uchenoj stepeni kandidata texnicheskix nauk, Sankt-Peterburg, 2016. 119 p.
-



6. Nikitin M. N. Journal of Physics: Conference Series (Moskva, 9--11 oktyabrya 2017). Bristol, Velikobritaniya: IOP, 2017. T. 891. S. 12039. DOI: 10.1088/1742-6596/891/1/012039.
7. Kryaklina I.V. Inzhenernyj vestnik Dona, 2014. № 1. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2014/2269.
8. Dresvyannikova E.V., Lekomcev P.L., Savushkin A.V. Vozmozhnosti Inzhenernyj vestnik Dona, 2014. № 1. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2014/2235.
9. Shahzad M.K., Ding Y., Xuan Y., Gao N., Chen G. Energy Conversion and Management. 2022. vol.20, n.254. pp. 1-20. DOI: 10.1016/j.enconman.2022.115224.
10. Wei H., Huang S., Zhang X. Applied Thermal Engineering. 2020. vol.13, n.200. pp. 1-13. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117657.