



Math-Net.Ru

All Russian mathematical portal

U. J. Mizher, V. N. Kovalnogov, P. A. Vel'misov, Mathematical modeling of a swirling jet in applications to low-emission combustion of low-grade fuels, *Zhurnal SVMO*, 2021, Volume 23, Number 3, 308–317

<https://www.mathnet.ru/eng/svmo803>

Use of the all-Russian mathematical portal Math-Net.Ru implies that you have read and agreed to these terms of use

<https://www.mathnet.ru/eng/agreement>

Download details:

IP: 18.97.14.89

May 23, 2025, 04:30:50



ПРИКЛАДНАЯ МАТЕМАТИКА И МЕХАНИКА

DOI 10.15507/2079-6900.23.202103.308–317

Оригинальная статья

ISSN 2079-6900 (Print)

ISSN 2587-7496 (Online)

УДК 517.9:532.5:536.4

Математическое моделирование закрученной струи в приложениях к малоэмиссионному сжиганию низкосортных топлив

У. Д. Мизхер, В. Н. Ковальногов, П. А. Вельмисов

*ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный технический университет»
(г. Ульяновск, Российская Федерация)*

Аннотация. Поиск новых решений в области энергетики, предотвращающих негативное воздействие на окружающую среду, является одной из приоритетных задач современного общества. Устойчивую позицию потребности ЕЭС России в органическом топливе занимает природный газ. Возможным альтернативным топливом, добываемым из органических отходов, является биогаз. Биогаз имеет повышенное содержание диоксида углерода, влияющее на скорость распространения пламени, и пониженное содержание метана, снижающее теплоту его сгорания. Однако комбинированное сжигание природного газа и биогаза при условии хорошего смешения смеси топлива с окислителем может позволить, с одной стороны, – снизить максимальную адиабатическую температуру в камере сгорания энергетических котлов ТЭС, а с другой – увеличить стабильность горения биогаза. Для комбинированного сжигания природного газа и биогаза в эксплуатируемых энергетических котлах необходимо провести реконструкцию имеющихся горелочных устройств. Для качественной реконструкции горелочных устройств, способной обеспечить стабильное и малотоксичное горение топлива, важно обладать теоретическими данными о влиянии горения комбинаций органических топлив на распределение температуры в зоне горения и ее максимального значения. В данной работе получены автомодельные решения уравнения энергии осесимметричного движения жидкости (газа) в модели вязкой несжимаемой среды, на основе которых построено стационарное поле температур в закрученных струях. На основе программного решателя ANSYS Fluent для моделирования и исследования тепловых и газодинамических процессов в камере сгорания. На основе модели турбулентности $k - \epsilon$ (realizable) проведено моделирование процесса горения закрученной топливо-воздушной смеси. Приведены результаты аналитического и численного исследования распределения температуры и углекислого газа в струе

Ключевые слова: газодинамика, выбросы, температура, энергетический котел, природный газ, биогаз, комбинированное горение

Для цитирования: Мизхер У. Д., Ковальногов В. Н., Вельмисов П. А. Математическое моделирование закрученной струи в приложениях к малоэмиссионному сжиганию низкосортных топлив // Журнал Средневолжского математического общества. 2021. Т. 23, № 3. С. 308–317. DOI: <https://doi.org/10.15507/2079-6900.23.202103.308–317>

1. Введение

В России, как и в большинстве стран мира, в настоящее время одной из целей государственной политики является снижение негативного влияния на атмосферный воздух в населенных пунктах [1]. Поэтому на законодательном уровне установлены низкие уровни предельно допустимых концентраций (ПДК) загрязняющих веществ в воздухе: оксидов азота, оксидов серы, летучей золы, бенз(а)пирена и т. д. Одним из основных



источников загрязнения атмосферного воздуха являются энергетические предприятия, а именно уходящие дымовые газы энергетических котлов теплоэлектростанций (ТЭС). Согласно работе [2] устойчивую позицию потребности в органическом топливе ЕЭС России занимает именно газ, имеющий ряд преимуществ перед другими видами органического топлива, в т. ч. и экологического характера.

Одним из перспективных и экологичных методов сжигания природного газа является его комбинированное сжигание с биогазом. Основной особенностью биогаза как топлива, является пониженное, по сравнению с природным газом, содержание метана и наличие диоксида углерода в больших количествах, что влияет на скорость распространения пламени и понижает теплоту сгорания биогаза. В работе [3] Институтом газа НАН Украины в лабораторных условиях были оценены перспективы данного метода и сделан вывод о том, что биогаз является одним из экологически безопасных видов топлива.

В данной статье для изучения процесса горения используется «Программный комплекс для исследования стационарных газодинамических и тепловых процессов в камере сгорания с автоматизированной подготовкой геометрических и граничных условий модели» [4], ввиду его широких возможностей при моделировании процессов горения топлив. Исследование тепловых и газодинамических процессов в работе основано на применении модели турбулентности $k-\epsilon$ (realizable), позволяющей моделировать процесс горения топливо-воздушной смеси [5–6].

Приведены результаты аналитического и численного исследования распределения температуры (T) и углекислого газа (CO_2) в струе.

2. Аналитическое исследование

Уравнение энергии осесимметричного движения жидкости (газа) в модели вязкой несжимаемой среды имеет вид [7–8]

$$\rho c_v (T_t + uT_x + vT_r) = \lambda (T_{xx} + T_{rr} + \frac{1}{r} T_r) + \mu \Phi. \quad (2.1)$$

Здесь и далее: $u(x, r, t)$, $v(x, r, t)$, $w(x, r, t)$ – продольная (вдоль горизонтальной оси Ox), поперечная (радиальная, перпендикулярная оси Ox) и тангенциальная (вращательная) составляющие вектора скорости V жидкости; $T(x, r, t)$ – температура; $\rho, \mu, \nu = \mu \rho^{-1}$ – плотность, динамическая и кинематическая вязкости среды; c_v, λ – коэффициенты теплоемкости и теплопроводности среды; x, r – цилиндрические координаты; t – время; индексы снизу обозначают частные производные. Диссипативная функция Φ определяется выражением

$$\Phi = \left[\left(\frac{\partial V_{(x)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_{(y)}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_{(z)}}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial V_{(x)}}{\partial y} + \frac{\partial V_{(y)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_{(x)}}{\partial z} + \frac{\partial V_{(z)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_{(y)}}{\partial z} + \frac{\partial V_{(z)}}{\partial y} \right)^2, \quad (2.2)$$

где $V_{(x)}, V_{(y)}, V_{(z)}$ – проекции вектора \bar{V} на оси декартовой системы координат x, y, z , при этом имеет место следующая связь между проекциями вектора скорости в декартовой и цилиндрической системах координат:

$$V_{(x)} = u, \quad V_{(y)} = v \sin \phi + w \cos \phi, \quad V_{(z)} = v \cos \phi - w \sin \phi.$$

Здесь $u = \frac{dx}{dt}$, $v = \frac{dr}{dt}$, $w = r \frac{d\phi}{dt}$, при этом r, ϕ – полярные координаты в плоскости, перпендикулярной оси Ox ($y = r \sin \phi$, $z = r \cos \phi$).

Представим температуру и проекции вектора скорости в виде разложений [9–10]

$$T - T_0 = \sum_{k=1}^{\infty} T_k(x, r_*, t) \epsilon^{k-1},$$

$$u = \sum_{k=1}^{\infty} u_k(x, r_*, t) \epsilon^{k-1}, \quad v = \epsilon \sum_{k=1}^{\infty} v_k(x, r_*, t) \epsilon^{k-1}, \quad w = \sum_{k=1}^{\infty} w_k(x, r_*, t) \epsilon^k. \quad (2.3)$$

Здесь $r = \epsilon r_*$, где ϵ – малый параметр, определяющий порядок величины кинематической вязкости ν ($\nu = \epsilon^2 \nu_*$), при этом новая переменная r_* и постоянная ν_* имеют порядок единицы. Подставляя (2.3) в (2.1)–(2.2) и задавая дополнительно $\lambda \rho^{-1} = \epsilon^2 \lambda_*$, из (2.1) при $\epsilon \rightarrow 0$ получим для T_1 уравнение

$$c_v(T_{1t} + u_1 T_{1x} + v_1 T_{1r_*}) = \lambda_* (T_{1r_* r_*} + \frac{1}{r_*} T_{1r_*}) + \nu_* u_{1r_*}^2 \quad (2.4)$$

Функции u_1, v_1 имеют вид [9–10]

$$u_1 = \nu_* x^{-1} f(\eta), \quad v_1 = \nu_* x^{-1} g(\eta),$$

$$f(\eta) = \frac{2\gamma^2}{\theta^2}, \quad g(\eta) = \frac{\gamma^2 \eta}{\theta^2} (1 - \frac{1}{4} \gamma^2 \eta^2), \quad (2.5)$$

где $\eta = \frac{r_*}{x}$ – автомодельная переменная, $\theta = 1 + \frac{1}{4} \gamma^2 \eta^2$, а постоянная γ – произвольная.

Рассмотрим стационарные течения, тогда в уравнении (2.4) следует опустить производную по времени t . Решение уравнения (2.4) для температуры $T_1(x, r_*)$ в этом случае будем искать в виде

$$T_1(x, r_*) = \nu_*^2 x^{-2} H(\eta). \quad (2.6)$$

Для функции $H(\eta)$ получим из обыкновенное дифференциальное уравнение:

$$-c_v [f(2H + \eta H') - gH'] = \frac{\lambda_*}{\nu_*} (H'' + \frac{1}{\eta} H') + f'^2(\eta). \quad (2.7)$$

Общее решение уравнения (2.7) при $\lambda_* = 0$ определяется выражением

$$H(\eta) = \frac{c_0 \theta^2}{\eta^4} + \frac{32}{15c_v \eta^4 \theta^4} (15\theta^2 - 24\theta + 10), \quad (2.8)$$

где c_0 – произвольная постоянная. Из условия конечности значений температуры на оси Ox ($\eta \rightarrow 0$, $r \rightarrow 0$) находим $c_0 = -\frac{32}{15c_v}$, тогда (2.8) принимает вид

$$H(\eta) = -\frac{32}{15c_v \theta^4 \eta^4} (\theta^6 - 15\theta^2 + 24\theta - 10). \quad (2.9)$$

При $\eta \rightarrow 0$ имеем

$$H(\eta) = -\frac{2\gamma^6(\eta^2 + O(\eta^4))}{3c_v \theta^4}.$$

Рассмотрим теперь уравнение (2.7) при $\lambda_* \neq 0$. С учетом (2.5) запишем его в виде

$$-\frac{\gamma^2 c_v}{\theta} (\eta H' + \frac{4}{\theta} H) - \frac{\lambda_*}{\nu_*} (H'' + \frac{1}{\eta} H') = \frac{4\gamma^8 \eta^2}{\theta^6}. \quad (2.10)$$

Введем новую независимую переменную

$$y = \frac{\frac{1}{4}\gamma^2\eta^2}{1 + \frac{1}{4}\gamma^2\eta^2}. \quad (2.11)$$

Уравнение (2.10) примет вид

$$-c_v(2yH' + 4H) - \frac{1}{2} \frac{\lambda_*}{\nu_*} [2y(1-y)H'' + (2-4y)H'] = 16\gamma^4 y(1-y)^3. \quad (2.12)$$

Частное решение уравнения (2.12) будем искать в виде многочлена

$$H(y) = a + by + cy^2 + dy^3 + ey^4. \quad (2.13)$$

Для постоянных a, b, c, d, e получим систему алгебраических уравнений

$$\begin{aligned} \left(6 \frac{\lambda_*}{\nu_*} - 3c_v\right)e &= -4\gamma^4, & \left(6 \frac{\lambda_*}{\nu_*} - 5c_v\right)d &= 8 \frac{\lambda_*}{\nu_*} e + 24\gamma^4 \\ \left(6 \frac{\lambda_*}{\nu_*} - 8c_v\right)c &= 9 \frac{\lambda_*}{\nu_*} d - 48\gamma^4, & \left(\frac{\lambda_*}{\nu_*} - 3c_v\right)b &= 2 \frac{\lambda_*}{\nu_*} c + 8\gamma^4, & -4c_v a &= \frac{\lambda_*}{\nu_*} b, \end{aligned}$$

из которой последовательно находятся e, d, c, b, a .

Таким образом, распределение температуры в струе определяется формулой (2.6), где $H(\eta)$ задается формулой (2.9) при $\lambda_* = 0$ и формулами (2.11); (2.13) при $\lambda_* \neq 0$.

Распределение (2.6) используется в разработанном программном комплексе [4] как первое приближение для исследования тепловых и газодинамических процессов в камере сгорания. Это позволяет ускорить процесс расчета задачи и получить более точные результаты расчета.

3. Компьютерная модель

Для моделирования процесса горения закрученного топливо-воздушного потока используются уравнения неразрывности, Навье-Стокса и энергии [11–13].

$$\operatorname{div}(\rho \vec{V}) = 0,$$

$$\operatorname{div}(\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + \left(\frac{\partial(\overline{\rho u'^2})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{\rho u'w'})}{\partial z} \right),$$

$$\operatorname{div}(\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + \left(\frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho v'^2})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{\rho v'w'})}{\partial z} \right),$$

$$\operatorname{div}(\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + \left(\frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{\rho w'^2})}{\partial z} \right),$$

$$\rho c_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \operatorname{div} \left[\left(\lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \operatorname{grad} T \right] + S_h.$$

Здесь u, v, w – компоненты скорости по оси (x, y, z) последовательно; p – давление; ρ – плотность, $(-\rho u'^2, -\rho v'^2, -\rho w'^2, -\rho u'v', -\rho u'w', -\rho v'w')$ – напряжения Рейнольдса; μ – динамическая вязкость; μ_t – турбулентная вязкость; T – температура; c_p – удельная теплоемкость; λ – теплопроводность; Pr_t – турбулентное число Прандтля; S_h – включает теплоту химической реакции и любые другие объемные источники тепла; \vec{V} – вектор скорости:

$$\vec{V} = ui + vj + wk.$$

Согласно работе [5], уравнения модели турбулентности k - ϵ для описания процесса горения для стационарного потока примут вид

$$\operatorname{div}(\rho k \vec{V}) = \operatorname{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \operatorname{grad} k \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k,$$

$$\operatorname{div}(\rho \epsilon \vec{V}) = \operatorname{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \operatorname{grad} \epsilon \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon,$$

где

$$C C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad C_{3\epsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right|, \quad \eta = S \frac{k}{\epsilon}.$$

Постоянные модели $C_{1\epsilon}, C_2, \sigma_k$ и σ_ϵ имеют по умолчанию следующие значения [5]: $C_{1\epsilon} = 1,44, C_2 = 1,9, \sigma_k = 1, \sigma_\epsilon = 1,2$, k – кинетическая энергия турбулентности; ϵ – скорость диссипации; G_k – источник за счёт градиента средней скорости; G_b – источник за счёт архимедовых сил (важно для конвективных течений); Y_M – представляет собой вклад флуктуирующей дилатации в сжимаемой турбулентности в общую скорость диссипации; C_2 и $C_{1\epsilon}$ – постоянные; σ_k и σ_ϵ – турбулентные числа Прандтля для k и ϵ , соответственно; S_ϵ, S_k – определяемые пользователем источники; S – тензор средней скорости деформации; μ_t – турбулентная (или вихревая) вязкость, вычисляется путем объединения k и ϵ следующим образом:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon},$$

где C_μ – эмпирический коэффициент, равный $C_\mu = 0,09$.

4. Результаты исследований и заключение

Камера сгорания представляет собой цилиндр с заданной постоянной температурой стенки $T_c = 617$ К и размерами: $L = 7,3$ м; $D = 4$ м. Температура стенки камеры сгорания подобрана исходя из условий температуры теплоносителя в экранных трубах энергетического водотрубного барабанного котла.

Камера сгорания (Рис. 4.1) имеет одну комбинированную горелку, позволяющую обеспечить одновременное сжигание как природного газа, так и биогаза. Горелочное устройство с центральной подачей газа содержит канал для подвода природного газа $S_{ch4} = 0,00125 \text{ м}^2$, канал для подвода биогаза $S_{biogas} = 0,078 \text{ м}^2$ и канал для подвода воздуха $S_{air} = 0,234 \text{ м}^2$. В ходе исследования моделировалось как совместное горение смеси природного газа и биогаза, так и раздельное горение топлив. На рис. 4.2–4.5, представлены результаты горения комбинаций топлив с закруткой воздуха $\omega = 300$

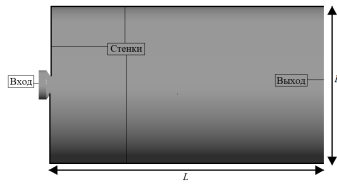


Рис. 4.1. Схема камеры сгорания
Fig 4.1. Combustion chamber diagram

рад/с, температурой воздуха на входе в горелочное устройство $T_{air} = 583$ К. Моделируемый расход топлива через горелку при совместном сжигании природного газа $\dot{m}_{ch4} = 0,2$ кг/с, биогаза $\dot{m}_{biogas} = 0,3$ кг/с. Моделируемый расход через горелку при сжигании только природного газа $\dot{m}_{ch4} = 0,4$ кг/с, при сжигании только биогаза $\dot{m}_{biogas} = 0,59$ кг/с. Результаты горения представлены в вертикальном сечении пламени при $x = 1$ м и $x = 5$ м от амбразуры комбинированного горелочного устройства.

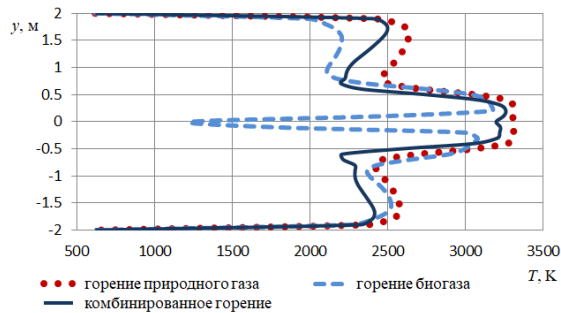


Рис. 4.2. Профиль температуры $T(1, y, 0)$, сравнение горения биогаза, горения природного газа и комбинированного горения природного газа и биогаза
Fig 4.2. Temperature profile $T(1, y, 0)$, comparison of biogas combustion, natural gas combustion and combined combustion of natural gas and biogas

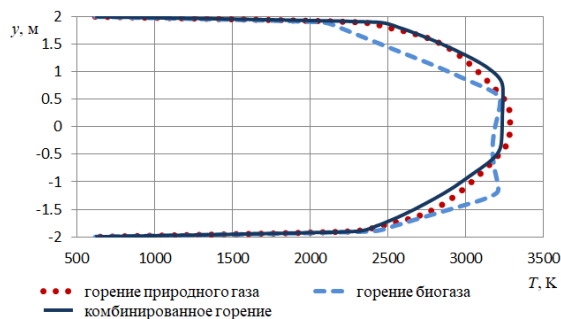


Рис. 4.3. Профиль температуры $T(5, y, 0)$, сравнение горения биогаза, горения природного газа и комбинированного горения природного газа и биогаза
Fig 4.3. Temperature profile $T(5, y, 0)$, comparison of biogas combustion, natural gas combustion and combined combustion of natural gas and biogas

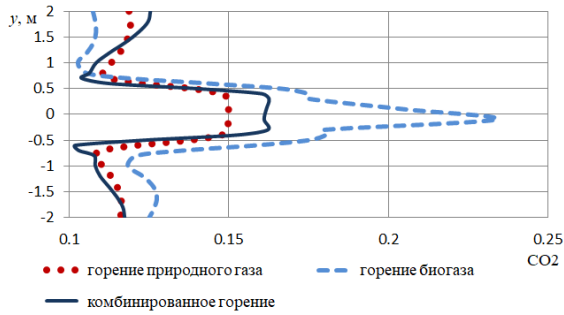


Рис. 4.4. Содержание углекислого газа (CO_2) в продуктах сгорания топлива при $x = 1$ м

Fig 4.4. Carbon dioxide (CO_2) content in fuel combustion products at $x = 1$ m

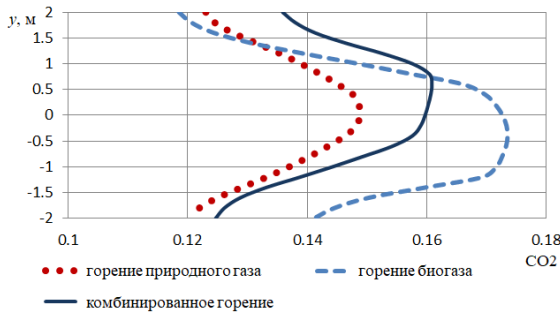


Рис. 4.5. Содержание углекислого газа (CO_2) в продуктах сгорания топлива при $x = 5$ м

Fig 4.5. Carbon dioxide (CO_2) content in fuel combustion products at $x = 5$ m

Исходя из полученных результатов, проведённых с использованием разработанного программного комплекса [4], следует отметить снижение температуры в центре пламени при сжигании биогаза, являющееся основным критерием интенсивности образования оксидов азота (NO_x) в топке энергетических котлов. Снижение температуры в зоне активного горения объясняется наличием в биогазе углекислого газа (CO_2), что является отличительной особенностью данного вида топлива.

Благодарности. Работа выполнена при финансовой поддержке грантами РФФИ и Ульяновской области (проекты № 18-41-730015, № 19-41-730006), грантом Президента РФ (проект НШ-2493.2020.8).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стратегия экологической безопасности Российской Федерации на период до 2025 года (Утв. Указом Президента РФ от 19.04.2017 № 176).
2. Схема и программа развития Единой энергетической системы России на 2018–2024 годы (Утв. Приказом Минэнерго России от 28.02.2018 № 121).

3. Сигал И. Я., Марасин А. В., Смихула А. В. Газогорелочные устройства для сжигания биогаза в котлах // Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2014. № 3. С. 68–71.
4. Мизхер У. Д., Ковальногов В. Н., Вельмисов П. А., Чукалин А. В., Федоров Р. В. Программный комплекс для исследования стационарных газодинамических и тепловых процессов в камере сгорания с автоматизированной подготовкой геометрических и граничных условий модели : свидетельство о гос. рег. программы для ЭВМ № 2021615282 // УлГТУ, 2021.
5. ANSYS FLUENT 12.0. Theory Guide. April, 2009.
6. Versteeg H., Malalasekera V. Introduction to computational fluid dynamics. – 2nd ed. Glasgow: Prentice Hall, 2007. 520 p.
7. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука; Гл. ред. физ.-мат. лит-ры, 1978. 736 с.
8. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука; Гл. ред. физ.-мат. лит-ры, 1969. 744 с.
9. Velmisov P. A., Mizher U. J. Asymptotic study of heat and mass transfer processes in viscous fluids // AIP Conference Proceedings. 2021. Vol. 2333, Issue 1. pp. 120003-1–120003-12. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0041780>
10. Вельмисов П. А., Мизхер У. Д., Ковальногов В. Н. Асимптотическое исследование процессов теплопереноса в слабо закрученных струях // Журнал Средневолжского математического общества. 2020. Т. 22, № 2. С. 200–207. DOI: <https://doi.org/10.15507/2079-6900.22.202002.200-207>
11. Anderson J. D. Computational fluid dynamics: The basic with application // New York: McCraw-Hill, 1995. 563 p.
12. Hoffman K. A. Chiang S. T. Computational fluid dynamics. – 4th ed. Engineering Education System, 2000. Vol. 1. 479 p.
13. Chung T. J. Computational fluid dynamics. Cambridge: Cambridge University Press, 2010. 1034 p.

*Поступила 09.07.2021; доработана после рецензирования 10.08.2021;
принята к публикации 25.08.2021*

Информация об авторах:

Мизхер Усама Джавад, аспирант кафедры высшей математики, ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный технический университет» (432027, Россия, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32), ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8950-9772>, usama.mizher@gmail.com

Ковальногов Владислав Николаевич, заведующий кафедрой теплоэнергетики ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный технический университет» (432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32), доктор технических наук, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1907-3790>, kvn@ulstu.ru

Вельмисов Петр Александрович, заведующий кафедрой высшей математики, ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный технический университет» (432027, Россия,

г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32), доктор физико-математических наук, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7825-7015>, velmisov@ulstu.ru

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Original article

MSC2020 76D05, 80A19, 35B40

Mathematical modeling of a swirling jet in applications to low-emission combustion of low-grade fuels

U. J. Mizher, V. N. Kovalnogov, P. A. Velmisov

Ulyanovsk State Technical University (Ulyanovsk, Russian Federation)

Abstract. The search for new solutions in the field of energy, preventing negative impact on the environment, is one of the priority tasks for modern society. Natural gas occupies a stable position in the demand of the UES of Russia for fossil fuel. Biogas is a possible alternative fuel from organic waste. Biogas has an increased content of carbon dioxide, which affects the speed of flame propagation, and a lower content of methane, which reduces its heat of combustion. However, the combined combustion of natural gas and biogas, provided that the mixture of fuel and oxidizer is well mixed, can, on the one hand, reduce the maximum adiabatic temperature in the combustion chamber of power boilers at TPPs, and, on the other, increase the stability of biogas combustion. For the combined combustion of natural gas and biogas in operating power boilers, it is necessary to reconstruct the existing burners. For a high-quality reconstruction of burners capable of providing stable and low-toxic combustion of fuel, it is important to have theoretical data on the combustion effect of combustion of combinations of organic fuels on the temperature distribution in the combustion zone and on its maximum value. In this paper, self-similar solutions of the energy equation for axisymmetric motion of a liquid (gas) in a model of a viscous incompressible medium are obtained. Basing on them, a stationary temperature field in swirling jets is constructed. A set of programs based on the ANSYS Fluent software solver has been developed for modeling and researching of thermal and gas-dynamic processes in the combustion chamber. On the basis of the $k - \epsilon$ (realizable) turbulence model, the combustion process of a swirling fuel-air mixture is simulated. The results of an analytical and numerical study of the temperature and carbon dioxide distribution in the jet are presented.

Key Words: gas dynamics, emissions, temperature, power boiler, natural gas, biogas, combined combustion

For citation: U. J. Mizher, V. N. Kovalnogov, P. A. Velmisov. Mathematical modeling of a swirling jet in applications to low-emission combustion of low-grade fuels. *Zhurnal Srednevolzhskogo matematicheskogo obshchestva*. 23:3(2021), 308–317. DOI: <https://doi.org/10.15507/2079-6900.23.202103.308-317>

REFERENCES

1. “[Environmental Safety Strategy of the Russian Federation for the Period up to 2025]” (In Russ.).
2. “[Scheme and Program for the Development of the Unified Energy System of Russia for 2018–2024]” (In Russ.).
3. I. Ya. Sigal, A. V. Marasin, A. V. Smikhula, “Gas Burners for Combustion of Biogas in Boilers”, *Energy Technology and Resource Conservation*, **3** (2014), 68–71 (In Russ.).

4. U. J. Mizher, V. N. Kovalnogov, P. A. Velmisov, A. V. Chukalin, R. V. Fedorov, “A software package for the study of stationary gas-dynamic and thermal processes in the combustion chamber with automated preparation of geometric and boundary conditions for the model”, Testimonial. about the state. reg. computer programs No. 2021615282, *ULSTU*, 2021 (In Russ.).
5. *ANSYS Fluent 12.0. Theory Guide*, 2009.
6. H. Versteeg, V. Malalasekera, *Introduction to Computational Fluid Dynamics. – 2nd ed.*, Prentice Hall, Glasgow, 2007, 520 p.
7. L. G. Loitsyansky, [*Mechanics of Fluid and Gas*], Nauka Publ., Main Edition of Phys.-Math. Literature, Moscow, 1978 (In Russ.), 736 p.
8. H. Schlichting, K. Gersten, *Grenzschicht-Theorie*, Springer-Verlag, Berlin, 2006 DOI: <https://doi.org/10.1007/3-540-32985-4>, 799 p.
9. Petr A. Velmisov, Usama J. Mizher, “Asymptotic Study of Heat and Mass Transfer Processes in Viscous Fluids”, *AIP Conference Proceedings*, **2333**:1 (2021), 120003-1–120003-12. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0041780>
10. P. A. Velmisov, U. J. Mizher, V. N. Kovalnogov, “Asymptotic Study of Heat and Mass Transfer in Weakly Twisted Jets”, *Zhurnal Srednevolzhskogo matematicheskogo obshchestva*, **22**:2 (2020), 200–207 (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.15507/2079-6900.22.202002.200-207>
11. J. D. Anderson, *Computational Fluid Dynamics: The Basic with Application*, McCraw-Hill, New York, 1995, 563 p.
12. K. A. Hoffman, S. T. Chiang, *Computational Fluid Dynamics. – 4th ed.*, **1**, Engineering Education System, 2000, 479 p.
13. T. J. Chung, *Computational Fluid Dynamics*, Cambridge University Press, Cambridge, 2010, 1034 p.

Submitted 09.07.2021; Revised 10.08.2021; Accepted 25.08.2021

Information about the authors:

Usama J. Mizher, Postgraduate Student, Department of Higher Mathematics, Ulyanovsk State Technical University (32 Severny Venets St., Ulyanovsk 432027, Russia), ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8950-9772>, usama.mizher@gmail.com

Vladislav N. Kovalnogov, Head of the Department of Thermal Power Engineering, Ulyanovsk State Technical University (32 Severny Venets St., Ulyanovsk 432027, Russia), Dr. Sci. (Engineering), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1907-3790>, kvn@ulstu.ru

Peter A. Velmisov, Head of the Department of Higher Mathematics, Federal State Budgetary Educational Establishment of Higher Education, Ulyanovsk State Technical University (32 Severny Venets St., Ulyanovsk 432027, Russia), Dr. Sci. (Physics and Mathematics), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7825-7015>, velmisov@ulstu.ru

The authors have read and approved the final manuscript.

Conflict of interest: The authors declare no conflict of interest.