

УДК 621.18

В. С. Шутов, аспирант  
ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

## К РАСЧЕТУ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В ДЫМОВЫХ ТРУБАХ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Причинами низкотемпературной коррозии становятся сниженные режимы работы котельных установок, низкие температуры дымовых газов на входе в дымовые трубы, дефекты тягодутьевого тракта, например неплотности, приводящие к подсосам воздуха, и другие. С другой стороны, завышение температуры уходящих газов является экономически нецелесообразным, так как это приводит к перерасходу топлива и снижению КПД котельной в целом. Анализ режимов работы дымовой трубы не возможен без расчета температурного поля продуктов сгорания в ней, который является достаточно сложной задачей.

**Ключевые слова:** методика, энергосбережение, математическое моделирование, котельная.

Распределение температуры в элементах систем дымоудаления в значительной степени определяет влажностный режим в них, который, в свою очередь, влияет на протекание коррозионных процессов. Коррозионные процессы в дымовых трубах теплоисточников зависят от наличия в потоке или на внутренней стенке сконденсированных паров воды и серной кислоты. Последствия воздействия конденсатообразования на конструкции дымовых труб теплоисточников рассмотрены в [1].

В работе рассмотрены различные подходы к расчету температурного поля в области течения продуктов сгорания на примере дымовых труб с применением методов численного моделирования и путем решения стационарных интегральных уравнений теплового баланса.

Исследование проводилось для цилиндрической стальной не теплоизолированной дымовой трубы высотой 31,815 м и диаметром 400 мм. Расчеты выполнены для климатических параметров наружного воздуха г. Ижевска при двух режимах работы дымовой трубы:

– при температуре наружного воздуха расчетной на отопление (температура наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92) минус 33 °С, скорость дымовых газов на входе в трубу 15 м/с, температура дымовых газов на входе в трубу 120 °С;

– при температуре наружного воздуха 10 °С, скорость дымовых газов на входе в трубу 6 м/с, температура дымовых газов на входе в трубу 100 °С.

Особенности теплообмена на наружной поверхности дымовой трубы ранее исследовались, результаты представлены в [2]. В настоящей статье рассматриваются особенности теплообмена внутри ствола. Поступающие в газоотводящую трубу продукты сгорания, имеющие температуру выше температуры окружающей среды, вступают в теплообмен со стенками газоотводящего ствола.

В численном решении задачи применялась математическая модель, которая включает в себя следующие уравнения [3].

1. Уравнение количества движения:

$$\frac{\partial \rho V}{\partial t} + \nabla(\rho V \otimes V) = -\nabla P + \nabla((\mu + \mu_t)(\nabla V + (\nabla V)^T)) + S; \quad (1)$$

уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0, \quad (2)$$

где  $S = (\rho - \rho_{hyd})g + \rho B + R$ .

2. Уравнение энергии:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla(\rho V h) = \nabla \left( \left( \frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \nabla h \right) + Q. \quad (3)$$

3. Турбулентная вязкость

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (4)$$

4. Уравнения для  $k$  и  $\varepsilon$ :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho V k) = \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \mu_t G - \rho \varepsilon. \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho V \varepsilon) = \\ = \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t G - C_2 f_1 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \end{aligned} \quad (6)$$

Расчетная область (рис. 1) выполнена в системе трехмерного моделирования КОМПАС и представляет собой участок дымовой трубы в виде сектора с углом раскрытия 90°, диаметром 400 мм и длиной 31,815 м.

Теплофизические свойства дымовых газов заданы функциями от температуры [4]. Использовались следующие начальные условия:  $t_{нач} = 10$  °С;  $v = 0$  м/с;  $P = 101$  кПа. Граничные условия приведены в табл. 1.

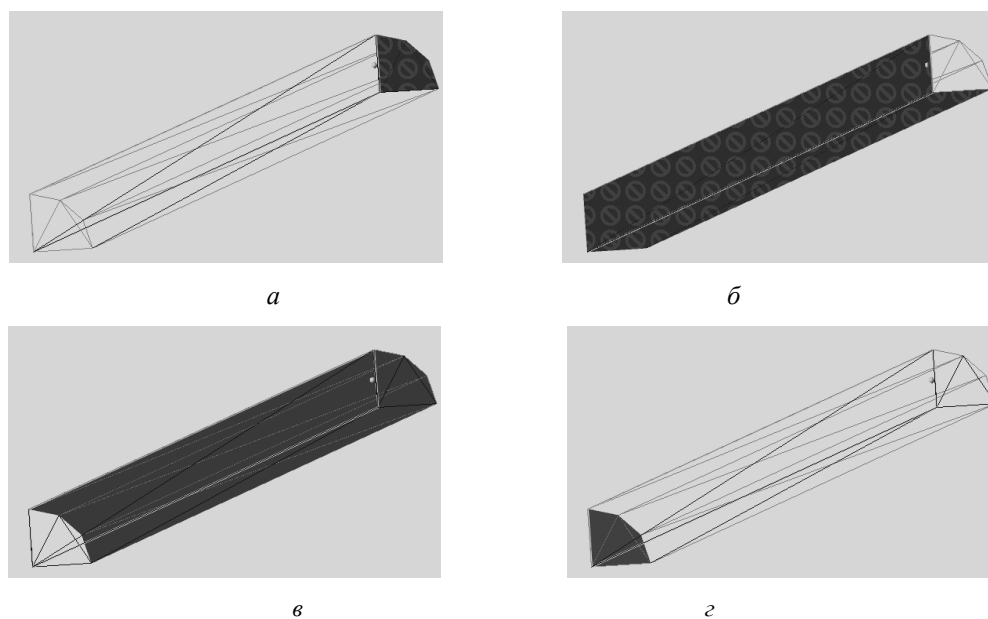


Рис. 1. Расчетная область трубы: а – выход потока; б – симметрия; в – стенка; г – вход потока

Таблица 1. Граничные условия

Тип границы	Граничные условия	
	При $t_n = -33\text{ }^\circ\text{C}$	При $t_n = 10\text{ }^\circ\text{C}$
Вход потока	$t = 100\text{ }^\circ\text{C}$ ; $v = 15\text{ м/с}$	$t = 120\text{ }^\circ\text{C}$ ; $v = 6\text{ м/с}$
Выход потока	$\frac{dv}{dx} = 0$ ; $\frac{dt}{dx} = 0$	
Стенка	$v = 0\text{ м/с}$ ; $\alpha_{\text{экв}} (t_{\text{д.т. стенка}} - t_{\text{нар}}) = q_w$	
Плоскость симметрии	$\frac{dv}{dn} = 0$ ; $\frac{dt}{dn} = 0$	

Термическое сопротивление стенки трубы с теплоизоляцией и теплообмен на наружной поверхности теплоизоляции учитывается эквивалентным коэффициентом теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{экв}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{теплоизол}}}{\lambda_{\text{теплоизол}}} \right)^{-1}. \quad (7)$$

Численное исследование проводилось в программном комплексе FlowVision с решением системы нестационарных уравнений Навье – Стокса, уравнения энергии и уравнений турбулентного переноса в трехмерной постановке, записанных для сжимаемой среды.

В результате решения были получены поля скорости, температуры. На рис. 2 приведены температуры в продольном сечении расчетной области.

Для оценки адекватности результатов, полученных путем численной реализации вышеприведенной математической модели, эта же задача решалась с помощью стационарных интегральных уравнений теплового баланса.

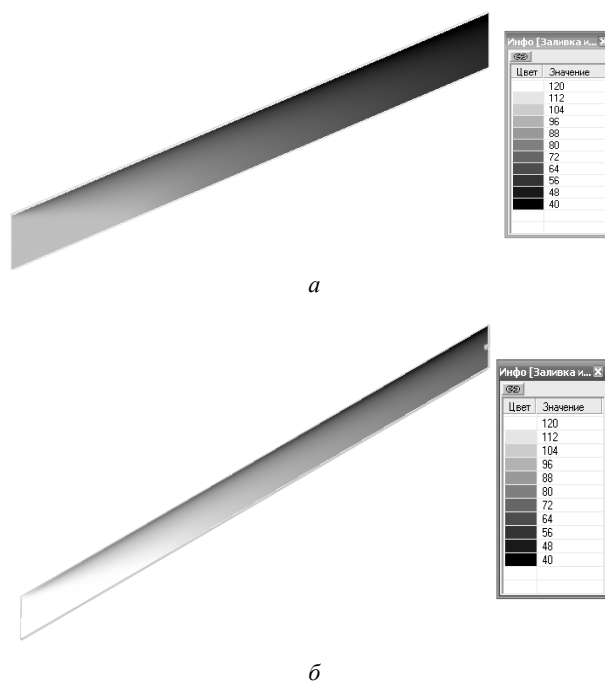


Рис. 2. Поле температуры: а – при  $t_n = 10\text{ }^\circ\text{C}$ ; б – при  $t_n = -33\text{ }^\circ\text{C}$

Рассмотрено два подхода к описанию теплообмена на начальном участке потока. Первый вариант учитывает то, что сразу после входа газа в трубу ядро потока не участвует в теплообмене. По мере удаления газа от входа в трубу ядро теряет теплоту, и поэтому температура на его периферии уменьшается, а толщина теплового пограничного слоя растет. Участок движения в трубе, на котором происходит нарастание пограничного слоя до заполнения поперечного сечения трубы, называют тепловым начальным участком, на данном участке происходит нестабилизированный теплообмен. При турбулентном движении начальный участок принимают равным двенадцати диаметрам сечения трубы. Во втором варианте

особенности теплообмена на начальном участке не учитывались, теплообмен описывался формулой (9).

Расчет проводился с помощью формул, приведенных в табл. 2. Из-за существенного изменения теплофизических параметров дымовых газов по высоте трубы применялся зонный принцип расчета, который предполагает усреднение параметров по высоте дымовой трубы в пределах каждой зоны. Поскольку на участке дымовой трубы до отметки 4,8 м происходит нестабилизированный теплообмен, при расчете критериального числа Нуссельта используется зависимость (8) из источника [5]:

$$Nu = 0,023Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \left[ 1 + \left( \frac{d}{l} \right)^{0,7} \right] \left( \frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (8)$$

Далее по потоку критерий Нуссельта рассчитывается по формуле (9) из источника [6]:

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} RePr}{1 + \frac{900}{Re} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} \quad (9)$$

Таблица 2. Расчетные формулы

№ п/п	Наименование	Формула или обозначение	Ед. изм.
1	Коэффициент теплоотдачи от трубы наружному воздуху	$\alpha_n = -0,0007h^2 + 0,3327h$	$\frac{Вт}{м^2К}$
2	Средняя температура расчетной зоны	$T_{cp} = (T_{pac} + T_1)/2$	°С
3	Коэффициент кинематической вязкости	$\nu = (0,000000036866T_{cp} + 0,0000127927)/\rho$	$\frac{м^2}{с}$
4	Плотность дымовых газов	$\rho = -0,00279T_{cp} + 1,17979$	$\frac{кг}{м^3}$
5	Средняя удельная теплоемкость дымовых газов	$c = 1108,48 + 0,21T_{cp}$	$\frac{Дж}{кгК}$
6	Удельная теплоемкость дымовых газов в начале расчетной зоны	$c_1 = 1108,48 + 0,21T_1$	$\frac{Дж}{кгК}$
7	Удельная теплоемкость дымовых газов в конце расчетной зоны	$c_2 = 1108,48 + 0,21T_2$	$\frac{Дж}{кгК}$
8	Теплопроводность дымовых газов	$\lambda_{дг} = 0,00007565T_{cp} + 0,028851$	$\frac{Вт}{мК}$
9.	Средняя в сечении скорость дымовых газов	$\nu = \frac{4G}{\pi d^2 \rho}$	$\frac{м}{с}$
10	Число Нуссельта [7]	$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} RePr}{1 + \frac{900}{Re} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}}$	
11	Число Нуссельта [8]	$Nu = 0,023Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \left[ 1 + \left( \frac{d}{l} \right)^{0,7} \right] \left( \frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14}$	
12.	Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов трубе	$\alpha = \lambda Nu/d$	$\frac{Вт}{м^2К}$
13.	Тепловой поток	$Q = \frac{\pi h_{ps} (T_{cp} - T_n)}{\frac{1}{ad} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 d_2}}$	Вт
14	Температура стенки	$T_{ст} = T_{cp} - \frac{Q}{\alpha h_{ps} R_1}$	°С
15	Температура в конце расчетной зоны	$T = \frac{c_1 T_1}{c_2} + \frac{Q}{G c_2}$	°С

Результаты численного исследования температурного поля, расчета с помощью стационарных интегральных уравнений теплового баланса с учетом и без учета нестабилизированного теплообмена на начальном участке приведены в виде графиков сред-

ней в сечениях температуры продуктов сгорания по всей высоте дымовой трубы (рис. 3 и 4).

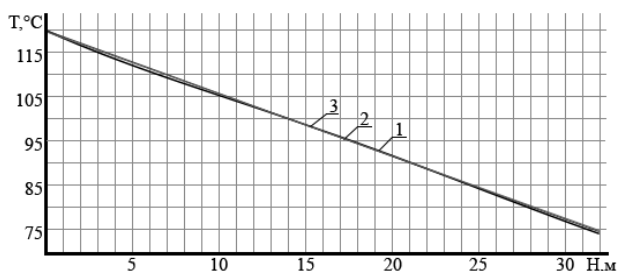


Рис. 3. График средних в сечении температур по высоте дымовой трубы при температуре наружного воздуха  $t = -33$  °C: 1 – без учета участка нестабилизированного теплообмена; 2 – с учетом участка нестабилизированного теплообмена; 3 – численный расчет

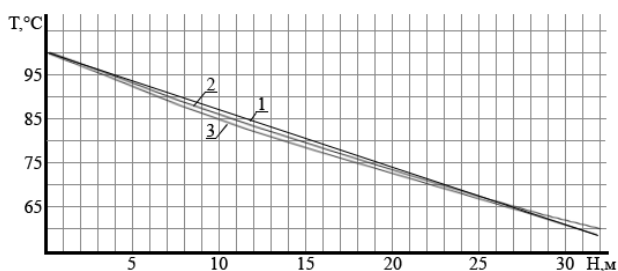


Рис. 4. График средних в сечении температур по высоте дымовой трубы при температуре наружного воздуха  $t = 10$  °C: 1 – без учета участка нестабилизированного теплообмена; 2 – с учетом участка нестабилизированного теплообмена; 3 – численный расчет

Результаты расчетов показывают, что учет нестабилизированного участка теплообмена влияет на конечный результат незначительно. Методика расчета с помощью стационарных интегральных уравнений теплового баланса вносит в результаты расчета погрешность, на которую влияют множество фак-

торов, начиная от методики расчета, заканчивая выбором варианта решения критериальных уравнений. Численное же моделирование основано на решении дифференциальных уравнений Навье – Стокса, а также уравнений теплопередачи и неразрывности и лишено данного недостатка.

#### Библиографические ссылки

1. Хворенков Д. А., Варфоломеева О. И. К вопросу о конденсатообразовании в дымовых трубах котельных установок // Сантехника, отопление, кондиционирование. – 2005. – № 8. – С. 64–68.
2. Расчет температурного поля потока продуктов сгорания в газоотводящем стволе дымовой трубы / Д. А. Хворенков, О. И. Варфоломеева, М. В. Ветошкина, В. С. Шутов, Е. В. Желтышева // Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : X Междунар. науч. конф., г. Будапешт, 13–20 мая 2012 г. – С. 261–267.
3. Хворенков Д. А., Варфоломеева О. И. К вопросу о конденсатообразовании в дымовых трубах котельных установок // Сантехника, отопление, кондиционирование. – 2005. – № 8. – С. 64–68.
4. Хворенков Д. А., Диденко В. Н., Варфоломеева О. И. Сравнительная оценка эффективности применения теплоизолированных стальных дымовых труб при использовании схемы с утилизацией теплоты продуктов сгорания // Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : материалы VII Международной научной конференции. Волгоград, 13–17 мая 2009 г.
5. Юдаев Б. Н. Теплопередача : учебник для вузов. – М. : Высш. шк., 1973.
6. Дужих Ф. П., Ословский В. П., Ладыгичев М. Г. Промышленные и вентиляционные трубы : справочное издание / под ред. Ф. П. Дужих. – М. : Теплотехник, 2004. – 464 с.
7. Там же.
8. Юдаев Б. Н. Теплопередача : учебник для вузов. – М. : Высш. шк., 1973.

\*\*\*

Shutov V. S., Post-graduate student, Kalashnikov ISTU

#### To the calculation of the temperature field of combustion products in flue pipes of heat generating plants

*The causes of low-temperature corrosion are the reduced modes of operation of boiler systems, low temperature of flue gases at the inlet to the flue pipe, the exhaust tract defects, such as leaks, leading to aspiration of air, and others. On the other hand, overestimation of the temperature of flue gases is economically impractical because it leads to excessive fuel consumption and the reduced boiler efficiency in general. Analysis of the modes of operation of a flue is not possible without calculation of the temperature field of combustion products in it, which is quite a challenge.*

**Keywords:** technique, energy conservation, mathematical modeling, boiler room

Получено: 19.02.16