

УДК 62–69

ВЛИЯНИЕ ПРОФИЛЯ ТОПКИ ГАЗОТРУБНОГО КОТЛА НА ИЗМЕНЕНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР ВНУТРИ НЕЁ

¹Батраков П.А., ²Мракин А.Н., ²Селиванов А.А.

¹ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет», Омск;

²ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А.», Саратов, e-mail: anton1987.87@mail.ru

В статье представлены результаты численного анализа процессов теплопереноса и течения реагирующих газов в топках различных профилей топок газотрубных котлов. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса ANSYS CFX. Представлены графические результаты исследования в виде переменных, характеризующих тепловые характеристики работы топки и котла в целом. Для выработки рекомендаций по выбору рациональной области максимальных значений тепловых характеристик работы газотрубного котла с топками различного профиля приведены значения температур и зоны их распределения.

Ключевые слова: газотрубный котел, топка, интенсификация, тепловосприятие

INFLUENCE OF FURNACE PROFILE CHANGE-TUBE BOILERS FOR THE TEMPERATURE DISTRIBUTION WITHIN IT

¹Batrakov P.A., ²Mrakin A.N., ²Selivanov A.A.

¹State Technical University of Omsk, Omsk;

²Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Saratov, e-mail: anton1987.87@mail.ru

Numerical analysis of heat transfer processes and the flow of reacting gases in the furnaces fire-tube boilers of different profiles are presented in the article. The calculations were carried out using ANSYS CFX. A graphical representation of research in the form of variables that characterize the thermal characteristics of the operation of the furnace and the boiler as a whole. To make recommendations on the selection of the maximum values of the field of rational environmental performance of work fire-tube boiler furnaces in various fields lists the temperature and distribution areas.

Keywords: furnace-tube boiler, furnace, intensification, heat absorption

При развитии системы газоснабжения России в малой энергетике все шире применяются газотрубные котлы, которые являются самыми перспективными в сфере автономных теплоисточников, так как они зарекомендовали себя наиболее приемлемыми по сочетанию «цена-качество» как вариант обеспечения жилища теплотой и характеризуются высокой степенью надежности и безопасности, а также простотой в использовании [9]. На данный момент общее количество газотрубных котлов, находящихся в эксплуатации в стране, оценивается в 2,3–2,5 млн. единиц [9].

Процессы горения в топках котлов всегда сопровождаются движением газов – воздуха, газообразного топлива, продуктов сгорания и являются совокупностью взаимообусловленных аэродинамических, тепловых и химических процессов [9, 11].

Течения газов в топках газотрубных котлов, как правило, всегда турбулентные. В процессах горения проблема турбулентности осложнена дополнительными факторами – химическими реакциями и излучением [9]. При этом на теплообмен влияют размеры и конфигурация топочной камеры, способ сжигания и вид топлива, расположение и тип горелок, характеристики среды.

Все это усложняется тем, что к процессу теплопереноса в топках данных котлов предъявляются высокие требования. Для правильной его организации необходимо владеть разноплановой информацией по процессам горения и теплообмена, что заставляет использовать современные программные комплексы. Одним из таких комплексов является ANSYS CFX, позволяющий представить методику расчета, учитывающую процесс горения метана с полным предварительным смешением его с воздухом в горелке, процесс теплопереноса в топке, конвективную составляющую, влияние излучения и молекулярную диффузию.

Рассмотрим основные уравнения, которые описывают реагирующую газовую смесь при следующих основных допущениях [1, 5, 6]:

- газовая смесь, заполняющая топочный объем – серое тело;
- теплота от факела к стенке переносится излучением, молекулярной диффузией и конвекцией;
- внутри пограничного слоя давление не изменяется вдоль нормали к контуру тела и равно соответствующему давлению на внешней границе пограничного слоя;

– суммарный перенос теплоты на границе раздела газовой смеси – стенка осуществляется за счет конвекции и излучения;

– реагирующий газ $\text{CH}_4=100\%$, окислитель – воздух.

1. Неразрывности для всей смеси:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0, \quad (1)$$

где ρ – плотность газовой смеси; $\mathbf{U}$ – вектор скорости; t – время.

2. Неразрывности для каждого компонента:

$$\frac{\partial(\rho Y_I)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j Y_I)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{I\text{eff}} \frac{\partial Y_I}{\partial x_j} \right) + S_I, \quad (2)$$

где S_I – скорость образования I -компонента;

$Y_I = \frac{\rho_I}{\rho}$ – концентрация I -компонента;

ρ_I – плотность каждого I -компонента;

$\Gamma_{I\text{eff}} = \Gamma_I + \frac{\mu_t}{Sc_I}$ – коэффициент диффузии;

Γ_I – коэффициент диффузии для I -компонента; μ_t – турбулентная составляющая динамической вязкости;

$Sc_I = \frac{\nu}{\Gamma_I}$ – число Шмидта; ν – кинематическая вязкость.

3. Моментов:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) - \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U}) = \\ = -\nabla P' + \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U})^T + B, \end{aligned} \quad (3)$$

где B – сумма всех сил, действующих на объем газа, μ_{eff} – эффективная турбулентная вязкость, P' – давление.

В формулах (1)–(3) используются следующие обозначения:

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} U_x \\ U_y \\ U_z \end{bmatrix}, \quad \nabla \mathbf{U} = \frac{\partial U_x}{\partial x} + \frac{\partial U_y}{\partial y} + \frac{\partial U_z}{\partial z},$$

$$\nabla P' = \frac{\partial P_x}{\partial x} + \frac{\partial P_y}{\partial y} + \frac{\partial P_z}{\partial z};$$

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x}(\rho U_x U_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho U_y U_x) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho U_z U_x) \\ \frac{\partial}{\partial x}(\rho U_x U_y) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho U_y U_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho U_z U_y) \\ \frac{\partial}{\partial x}(\rho U_x U_z) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho U_y U_z) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho U_z U_z) \end{bmatrix}.$$

4. Энергии и диссипации:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon - S^R, \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon), \quad (5)$$

$$\nabla k = \frac{\partial k_x}{\partial x} + \frac{\partial k_y}{\partial y} + \frac{\partial k_z}{\partial z}, \quad \nabla \varepsilon = \frac{\partial \varepsilon_x}{\partial x} + \frac{\partial \varepsilon_y}{\partial y} + \frac{\partial \varepsilon_z}{\partial z},$$

где S^R – источниковый член; $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_ε , σ_k – справочные константы, определяемые согласно [4]; P_k – параметр турбулентности, характеризует соотношение между силами вязкости и выталкивающими силами P_{kb} , рассчитывается с применением [4] по выражению:

$$P_k = \mu_t \nabla \mathbf{U} \cdot (\nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{U}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} (3\mu_t \nabla \cdot \mathbf{U} + \rho k) + P_{kb}. \quad (6)$$

5. Определение энтальпии

Общая удельная энтальпия h_{tot} определяется следующим выражением

$$h_{tot} = h + k,$$

где h – удельная энтальпия неподвижной газовой смеси.

6. Определения вязкости на основе k - ε модели с учетом концепции турбулентной вязкости:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \quad (7)$$

где μ – динамическая вязкость.

В данной модели предполагается, что турбулентная вязкость связана с турбулентной кинетической энергией и диссипацией через выражение:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (8)$$

где C_μ – справочная константа, принимается по [4].

Переменные k и ε являются результатом решения дифференциальных транспортных уравнений для турбулентных кинетической энергии и диссипации.

7. Уравнение состояния Редлиха-Квонга, выглядит следующим образом [4]:

$$P = \frac{RT}{v - b + c} - \frac{a(T)}{v(v + b)}, \quad (9)$$

где v – удельный объем; a , b и c – константы, зависящие от конкретного вещества.

8. Начальные условия

Принимаются значения всех параметров, входящих в систему уравнений, при времени $t=0$ и при начальной температуре $T=300$ K.

9. Граничные условия

Для математического моделирования конкретных течений многокомпонентного реагирующего газа необходимо поставить соответствующие граничные условия [4]:

– условия прилипания на непроницаемой поверхности W

$$U|_W = 0. \quad (10)$$

– задаются условия сложного теплообмена на стенке (рис. 2)

$$q = q_c + q_r, \quad (11)$$

где q – плотность теплового потока через пограничный слой от реагирующей газовой смеси к стенке, q_c – плотность конвективного теплового потока, переносимого объемом газа, со стороны реагирующей газовой смеси к пограничному слою, q_r – плотность радиационного теплового потока со стороны реагирующей газовой смеси к пограничному слою (определяется методом Монте-Карло при решении системы уравнений (1)–(9)).

Расчетная область представлена на рис. 1.

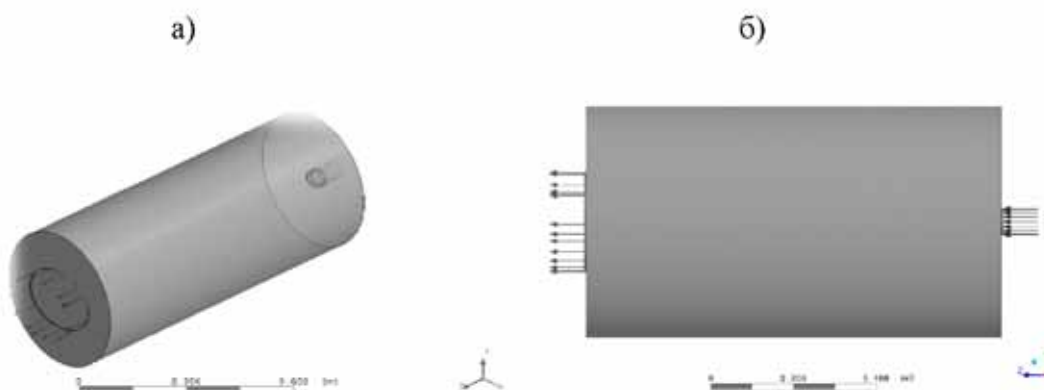


Рис. 1. Расчетные модели топки:
а – в объеме, б – вид сбоку

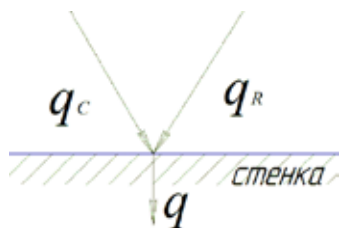


Рис. 2. Расчетная схема сложного теплообмена на стенке

На основании вышеизложенного плотность конвективного теплового потока q_c определяется с учетом профиля температуры в пристеночном слое [4]:

$$q_c = \frac{\rho C_p u^* (T_w - T_F)}{T^+}, \quad (12)$$

где C_p – массовая изобарная теплоемкость; u^* – скорость газовой смеси в пристеночной области; T_w – температура стены; T_F – температура газовой смеси на границе пристеночного слоя; T^+ – безразмерная температура в пристеночном слое [4].

Спектральный тепловой поток излучения q_v^R , проходя через поверхность с координатой r с единичным вектором n направленным по нормали [2, 8]:

$$q_v^R(r, n) = \int (s \cdot n) q(r, s) d\Omega_s, \quad (13)$$

где Ω – телесный угол.

Интегрируем уравнение переноса по всему телесному углу, тогда дивергенция спектрального теплового потока излучения имеет вид:

$$(-\nabla \cdot q_v^R) = K_a (G_v - 4E_{bv}), \quad (14)$$

где G_v – спектральный радиационный параметр; K_a – коэффициент поглощения; E_{bv} – полное количество энергии, излучаемой абсолютно черным телом.

$$G_v \equiv \int q d\Omega_s. \quad (15)$$

Полный поток излучения получен интегрированием уравнения для теплового потока излучения по спектру:

$$\nabla \cdot q^R = \int_0^\infty q_v^R dv = \int_0^\infty K_{av} G_v dv - 4 \int_0^\infty K_{av} E_{bv} dv. \quad (16)$$

Результаты данных вычислений подставляются в уравнение энергии в виде величины S^R . Далее представлены результаты решения уравнений (1)-(16) [7], реализованных в ANSYS-CFX [1]. Расчетная область топки газотрубного котла приведена на рис. 1, при этом предусматривается изменение формы профиля топki.

Расчетная область представляет собой горизонтально расположенный цилиндр длиной $l=1,0$ м с эквивалентный диаметр топki $d_{\text{экв}}=0,46$ м, площадь поперечного сечения топki $A=0,17$ м², а площади всех стенок топki 1,74 м² в которой установлена газовая горелка с предварительной подготовкой топливовоздушной смеси. Изменяемыми величинами при численном исследовании являлась форма профиля топki: прямоугольного, квадратного, круглого, горизонтально и вертикально расположенного эллипса (рис. 3).

Распределение температур вдоль оси топki при различном ее профиле представлено на рис. 4.

На рис. 5 в изометрии изображено распределение температур.

Очевидно, что горение газа сопровождается температурными возмущениями и конвективными явлениями [10]. Область горения совпадает с размерами факела, границей которого является изотерма с максимальной температурой. Внутри топочного пространства процесс горения определяется временем химических процессов [3,9].

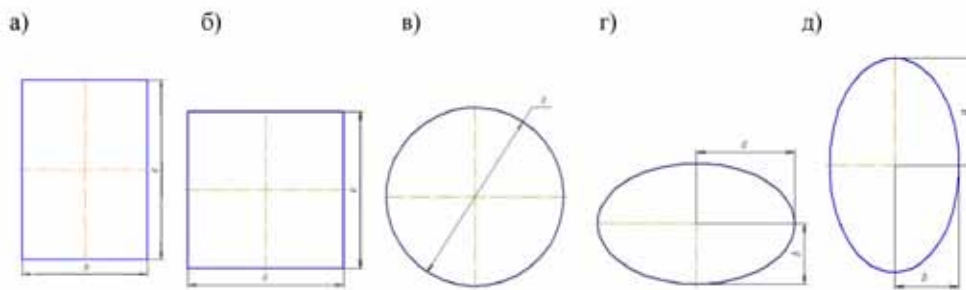


Рис. 3. Геометрические характеристики расчетных моделей:

a – прямоугольная форма ($a=0,25$ м, $b=0,18$ м – стороны прямоугольника); б – квадратная форма ($a=0,21$ м – стороны квадрата); в – круг ($a=0,46$ м – диаметр круга); г – эллипс горизонтальный ($a=0,26$ м – большая полуось, $b=0,2$ м – малая полуось); д – эллипс вертикальный ($a=0,26$ м – большая полуось, $b=0,2$ м – малая полуось)

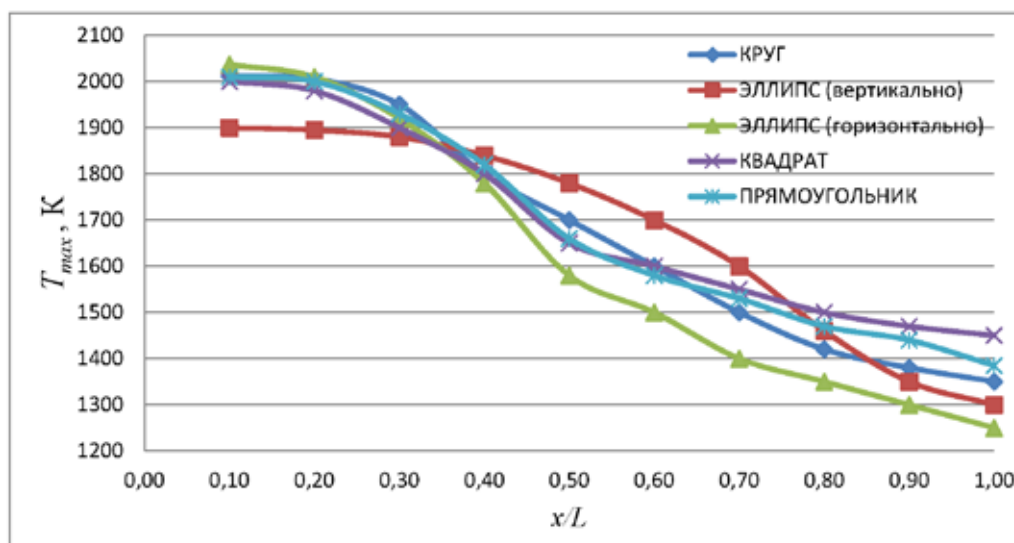


Рис. 4. Распределение температур вдоль оси

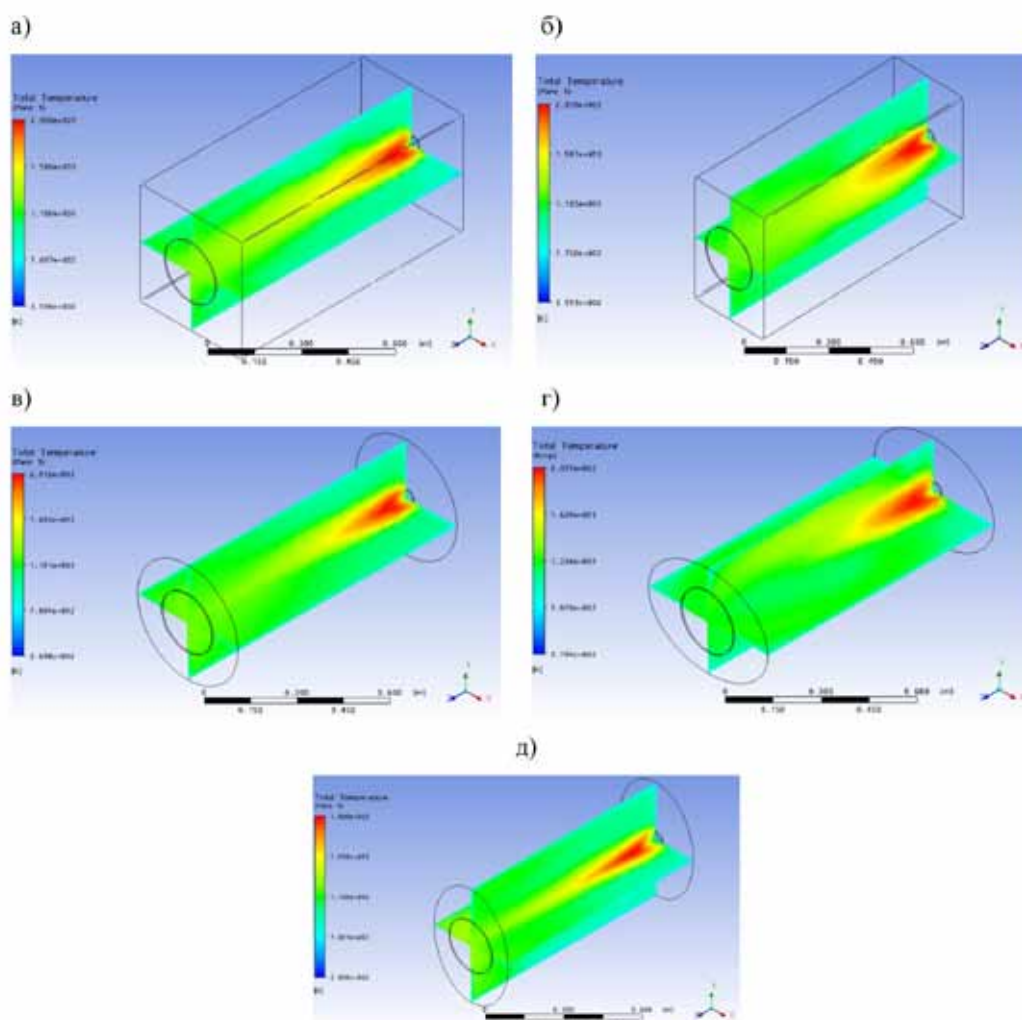


Рис. 5. Распределение температур и скоростей в топке при различных формах её профиля: а – прямоугольная; б – квадратная; в – круглая; г – эллипс горизонтальный; г – эллипс вертикальный

На рассмотрении рисунков 4 и 5 видно как формируется факел по длине топки, а так же как распределяется поле температур. С учетом этих рисунков возможно проанализировать и определить нахождение максимальных температур, а также распределение средних температур по длине топки. При этом в идеале факел должен занимать весь топочный объем и не касаться стенок. В целом наиболее упорядоченное движение газовой смеси соответствует топке с профилем вертикальный эллипс, что способствует формированию зоны максимальных температур относительно равномерно распределенной вдоль оси.

В заключение можно отметить, что изменение формы профиля топки ведет к изменению расположению средних и максимальных температур, так же видно влияние движущегося газа на факел. То есть, можно говорить, что изменение формы профиля топки ведет к изменению тепломассообменного процесса внутри топки.

Список литературы

1. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0 / ANSYS, Inc. // Southpointe 275 Technology Drive. – Canonsburg: PA 15317, 2006. – 312 p.
2. Kader B.A. Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1981. 24(9). p. 1541–1544.
3. Батраков П.А. Анализ метода расчета горения в энергетических установках топлива / П.А. Батраков // *Россия молодая: передовые технологии – в промышленность*. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2015. – №1. – С. 112–114.
4. Белов И.А. Моделирование турбулентных течений / И.А. Белов, С.А. Исаев. – СПб.: Изд. БГТУ, 2001. – 108 с.
5. Госмен А.Д. Численные методы исследования течений вязкой жидкости / А.Д. Госмен, В.М. Пан, А.К. Ранчел, Д.Б. Сполдинг. – М.: Мир, 1972. – 326 с.
6. Зельдович Я.Б. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б. Зельдович. – М.: Наука, 1980. – 250 с.
7. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган; пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 318 с.
8. Михайлов А.Г. Численное исследование влияния формы топки газотрубного котла на состав продуктов сгорания газообразного топлива / А.Г. Михайлов, П.А. Батраков // *Сборник научных трудов SWorld. Материалы международной научно-практической конференции «Перспективные инновации в науке, образовании, производстве и транспорте 2012»* – Одесса: КУПРИЕНКО, 2012. – Вып. 2. – Том 8. – С. 94.
9. Михайлов А.Г. Эффективные поверхности теплообмена в топке газотрубного котла: монография / А.Г. Михайлов, П.А. Батраков. – Омск: ОмГТУ, 2014. – 129 с.
10. Оран Э. Численное моделирование реагирующих потоков: Пер. с англ. / Э. Оран, Дж. Борис. – М.: Мир, 1990. – 660 с.
11. Хзмалян Д.М. Теория топочных процессов / Д.М. Хзмалян. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 352 с.