

УДК 536.71; 537.5; 662.6

Генерация тяги при сжигании газа в воде на плоской стенке^{*}

В.С. Тесленко, А.П. Дрожжин, Р.Н. Медведев

Институт гидродинамики им. М.А. Лаврентьева СО РАН, Новосибирск

E-mail: teslenko@hydro.nsc.ru

Представлены экспериментальные результаты исследований генерации импульсов силы и пульсаций пузыря на плоской тяговой стенке диаметром 100 мм при сжигании зарядов стехиометрической пропан-кислородной смеси. Показано, что для одинаковых газовых зарядов параметры тяги при сжигании газа на плоской стенке имеют качественные и количественные преимущества по сравнению со сжиганием газов в цилиндрических стволах. Амплитуда тяговой силы увеличивается за счет увеличения контактной поверхности пузыря с тяговой стенкой. Период пульсаций пузыря уменьшается по сравнению с периодами пульсаций пузыря в цилиндрических стволах и приближенно соответствует закону Релея–Виллиса. За счет уменьшения периодов пульсаций пузыря могут обеспечиваться условия увеличения средних значений тяги для импульсно-циклических режимов сжигания газовых зарядов в воде.

Ключевые слова: водный движитель, генерация тяги, сжигание газа, удельная тяга, средняя тяга.

Введение

Разнообразные научно-технические разработки пропульсивных гидрореактивных движителей подробно рассматривались в работе [1]. Существуют патенты по движителям со сжиганием топлива непосредственно в воде. Однако ни один из известных патентов до сих пор не реализован. Это связано с тем, что в значительной части устройств, рассмотренных, например, в работах [1, 2], предполагается применение клапанов для заполнения водой водомётных стволов. Клапаны, соизмеримые с сечением водовода, работают медленно, что ограничивает получение высокочастотных циклов сжигания топлива для увеличения средней мощности движителя. Прямоточные устройства с безопасными для экологии топливами так же до сих пор не созданы. В работе [3] была экспериментально показана перспектива создания прямоточного водомётного движителя с импульсно-детонационным сжиганием топлив. Однако авторы отметили, что с увеличением частоты циклов сжигания топлива средняя тяга падает. Было высказано предположение, что это происходит за счет увеличения степени перемешивания сгоревших продуктов с последующей порцией горючего. Таким образом, проблема развязки сгоревшего и не сгоревшего топлива остается открытой. Возможно, отмеченные особенности

^{*} Работа выполнена при частичной поддержке РФФИ и Правительства Новосибирской области (грант № 18-48-540011).

предопределяют отсутствие реальных разработок движителей со сжиганием топлив непосредственно в воде. В работе [4] рассматривалась оригинальная конструкция водомета с эластичной камерой сгорания, которая не контактирует с жидкостью. Однако и в этой конструкции присутствуют вышеотмеченные недостатки, т.е. трудности обеспечения высокочастотных циклов сжигания топлив вследствие необходимости создания системы клапанов в камере сгорания. Преодолеть указанные проблемы можно отказавшись от цилиндрических устройств. Проведенные авторами эксперименты и модельные расчеты для цилиндрических стволов и других камер сгорания [5–7], создающих тягу, показали, что амплитуда первого импульса силы слабо зависит от объема сжигаемого газа. Амплитуды последующих импульсов силы, возникающих в моменты захлопывания пузыря, зависят от геометрии камеры сгорания. Период между первым и вторым положительными импульсами для цилиндрических стволов зависит от длины ствола. С её увеличением период пульсации пузыря также увеличивается, т.е. предельная частота циклов может ограничиваться геометрическими параметрами устройства. Возникающие краевые эффекты в виде кавитационных вихревых колец на срезе цилиндрического ствола и кавитация внутри ствола приводят к диссипативным потерям, и их необходимо исключать.

В настоящей работе представлены принципиальные подходы к уменьшению фрикционных потерь на стенках цилиндра и кавитации на границах, которые свойственны цилиндрическому стволу. Предполагается увеличение амплитуды импульсов силы за счет увеличения тяговой площади и увеличение частоты генерации импульсов за счет уменьшения периодов пульсаций пузыря. При этом предусматривается полная развязка по времени продуктов сгорания с последующим газовым зарядом за счет кумулятивно-аксиального захлопывания пузыря у стенки и последующего метания продуктов сгорания от стенки вдоль оси макета. Для реализации поставленной цели проведена серия экспериментов с измерениями импульсов силы и киносъемкой пульсаций пузыря на плоской тяговой стенке, затопленной в воду. Проведено сравнение полученных данных с результатами для цилиндрических стволов.

Постановка экспериментов

На рисунке 1 приведена принципиальная схема экспериментальной установки. В кювете 1 размером 30×30×50 см, изготовленной из органического стекла и заполненной водой, располагался макет тягового устройства в виде диска 2 диаметром $D = 100$ мм и толщиной 10 мм, выполненного также из органического стекла. Диск закреплялся на пластиковом стержне 3 диаметром 30 мм. Для измерения тяговой силы стержень 3

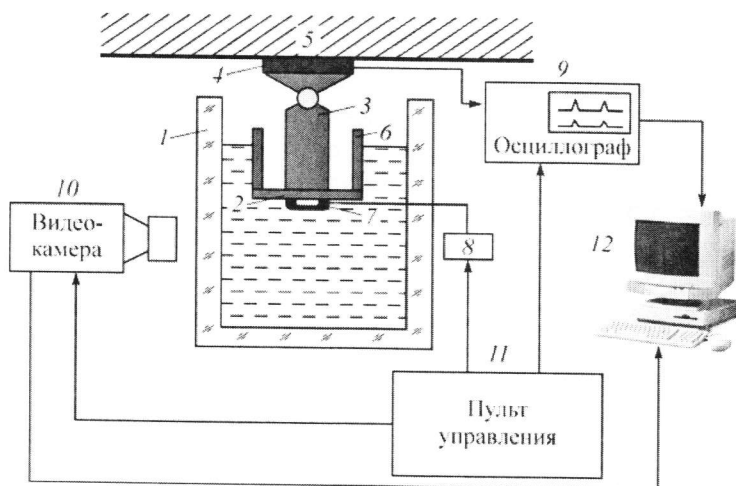


Рис. 1. Постановка экспериментов.

был соосно соединен с пьезодинамометром 4, который крепился на горизонтальной жесткой балке 5. Для защиты измерительного комплекса от воды к диску крепился прозрачный пластиковый цилиндр 6. Газовые заряды 7 размещались в воде в нижней части диска 2 с помощью медицинского шприца и поджигались искрой с энергией до 2 Дж, вырабатываемой высоковольтным блоком 8. Электрический сигнал от динамометра записывался на цифровой осциллограф TDS-210 9. Теневая киносъемка гидродинамических процессов осуществлялась при помощи цифровой камеры MotionXtra HG-LE 10. Управление системой осуществлялось с пульта 11 с регистрацией результатов на компьютере 12. В экспериментах применялись газовые заряды объемом $V_g = 1-4 \text{ см}^3$, заполненные стехиометрической пропан-кислородной смесью ($\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{O}_2$). Во всех экспериментах использовалась одна и та же смесь, которая готовилась заранее и хранилась в специальном баллоне.

Результаты экспериментов

На рисунке 2 показаны кадры кинограммы гидродинамических процессов, происходящих при сжигании пропан-кислородной смеси объемом $V_g = 3 \text{ см}^3$ на открытой тяговой стенке в виде диска диаметром $D = 100 \text{ мм}$. На рис. 3а представлена осциллограмма импульсов силы на эту тяговую стенку вдоль оси. Полученные синхронная киносъемка пульсации пузыря и измеренные импульсы силы на тяговую стенку позволили проявить качественную и количественную картину процессов, происходящих в воде на границе с твердой стенкой.

Для качественного и количественного сравнения импульсов силы на упорную поверхность для разных макетов на рис. 3б приведена осциллограмма импульсов силы для макета в виде цилиндрического ствола с диаметром $d = 29 \text{ мм}$ и длиной $h = 93 \text{ мм}$ [7]. Из представленных данных наглядно следует, что на плоской стенке, так же как и для цилиндрических макетов, сила тяги имеет знакопеременный характер: положительные импульсы чередуются с отрицательными фазами. Важно отметить, что первый положительный импульс генерируется за счет давления газов на стенку, а второй — за счет гидродинамических потоков жидкости при коллапсе пузыря к оси макета. Эта особенность обеспечивает генерацию второго положительного импульса тяги и метание продуктов сгорания от стенки.

В экспериментах измерялись периоды пульсаций генерируемого пузыря T_1 двумя методами: по данным киносъемки и по осциллограммам измеряемых импульсов. Как это принято в физике подводного взрыва [8–10], в настоящей работе T_1 — время между моментом взрыва и моментом захлопывания пузыря, что соответствует длительности между максимальными значениями генерируемых импульсов (рис. 3) и давления в пузыре.

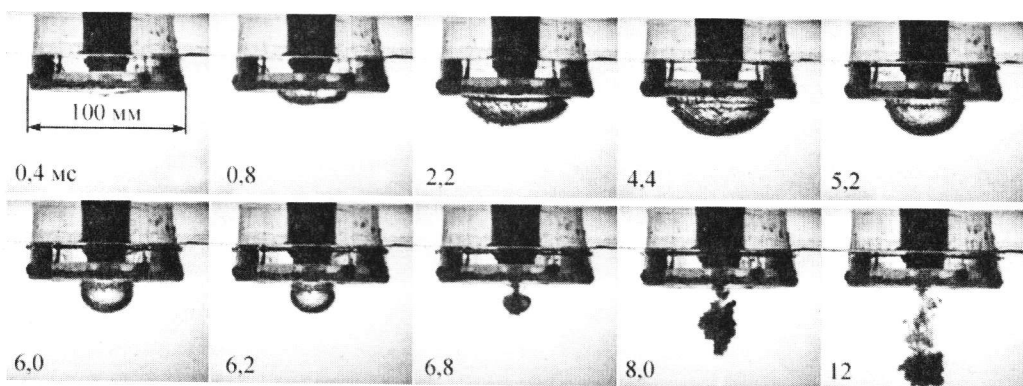


Рис. 2. Кинограмма пульсаций пузыря и метания продуктов сгорания от тяговой стенки для заряда газовой смеси $V_g = 3 \text{ см}^3$.

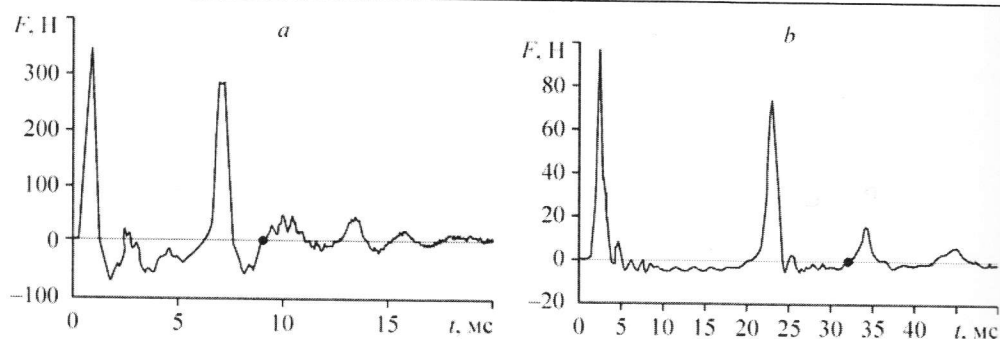


Рис. 3. Осциллограммы тяговой силы для вариантов сжигания газовой смеси ($V_g = 3 \text{ см}^3$) на плоской тяговой стенке при $D = 100 \text{ мм}$ (a) и в цилиндрическом стволе при $d = 29 \text{ мм}$, $h = 93 \text{ мм}$ (b).

На рис. 4 представлена экспериментальная зависимость периодов первой пульсации пузыря от величины газовых зарядов на плоской стенке в виде диска. На этом же рисунке представлена расчетная зависимость периодов первой пульсации пузыря от величины зарядов, выполненная по формуле Релея–Виллиса [8] для сферических зарядов:

$$T_1 = 1,14 \sqrt{\rho} E_0^{1/3} P_a^{-5/6}, \quad (1)$$

где T_1 — период первой пульсации пузыря, ρ — плотность жидкости, P_a — давление в жидкости, $E_0 = P_0 V_g / (\gamma - 1)$ — энергия газового заряда, V_g — объем газового заряда, P_0 — начальное давление в пузыре. Предполагалось, что для пропан-кислородной смеси показатель адиабаты $\gamma = 1,24$ [10]. Значения P_0 варьировались. Отметим, что приведенная на рис. 4 расчетная зависимость периодов первой пульсации пузыря удовлетворительно совпала с экспериментальными результатами для значений $P_0 = 1,5 \text{ МПа}$. Это представляется интересным, так как геометрии зарядов были различны: в экспериментах заряды имели форму дисков, а в расчетах считались сферическими.

На рис. 5 представлены измеренные зависимости амплитудных значений генерируемой силы на тяговое устройство от объема газового заряда для первого и второго положительных импульсов силы. Из результатов, представленных на рис. 5, следует, что для заряда объемом 1 см^3 амплитуда второго положительного импульса тяги выше, чем первого. В результате дополнительных экспериментов возникло предположение, что это, возможно, связано с недогоранием газа для зарядов менее 2 см^3 . Для малых зарядов при захлопывании пузыря имело место свечение в пузыре, чего не наблюдалось для зарядов больше 2 см^3 .

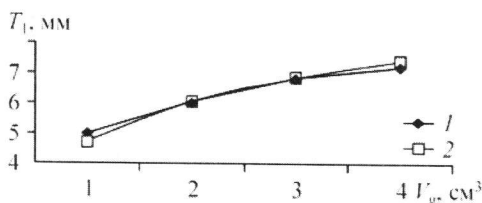


Рис. 4. Зависимости первого периода пульсаций пузыря от объема газового заряда.

1 — эксперимент, 2 — расчет по формуле (1).

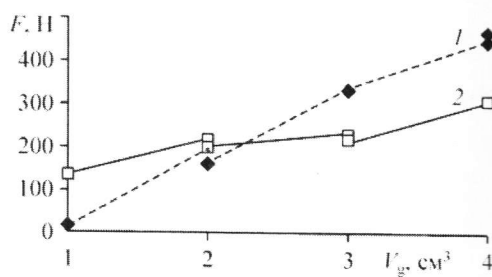


Рис. 5. Зависимости амплитудных значений тяговой силы на плоской стенке от объема газового заряда.

1 — первый положительный импульс силы, 2 — второй положительный импульс силы.

Для проведенных экспериментов по данным осциллограмм рассчитывалась удельная тяга за один цикл сжигания газа по формуле

$$J_n = \frac{1}{M} \int_0^t F(t) dt, \quad (2)$$

где $F(t)$ — сила, действующая на тяговую стенку вдоль оси цилиндрических и дисковых макетов, M — вес заряда горючей смеси газа, t — интервал времени интегрирования импульсов силы, n — условный индекс измерений удельной тяги для различных интервалов времени t . В таблице представлены результаты измерений удельной тяги J_1, J_4, J_s для 4-х макетов движителей для газовых зарядов $V_g = 3 \text{ см}^3$. Здесь h — длина ствола, T_1 — первый период пульсаций пузыря, J_1 — удельная тяга, рассчитанная для первого положительного импульса силы, J_4 — удельная тяга, для положительных и отрицательных импульсов силы до момента генерации 3-го положительного импульса (на рис. 3 отмечено точкой), J_s — удельная тяга, рассчитанная для всей осциллограммы.

Анализ результатов

Полученные экспериментальные результаты позволяют сравнивать два принципиально различных подхода к решению задач по созданию водных движителей без двигателя внутреннего сгорания и без винтов, разработанных на основе циклического сжигания углеводородных топлив в воде: первый — для цилиндрических стволов типа водометов, второй — при сжигании топлива на открытой плоской стенке.

Из таблицы видно, что удельная тяга для постановки с открытой тяговой стенкой превышает удельную тягу для постановок с цилиндрическими стволами при одинаковых объемах газовых зарядов.

Важным параметром рассматриваемых водных движителей является средняя тяга [3], которую можно представить в виде формулы:

$$\langle F \rangle = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} F(t) dt, \quad (3)$$

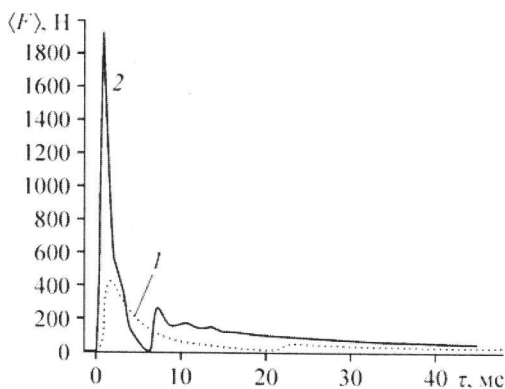
где $F(t)$ — сила, действующая на тяговую стенку в направлении оси движения, τ — предполагаемая длительность одного рабочего цикла.

На рис. 6 показаны расчетные зависимости параметра $\langle F \rangle$ от длительности цикла τ для осциллограмм силы тяги, приведенных на рис. 3. Видно, что средняя тяга для плоского варианта почти на всем протяжении времени превышает аналогичный показатель для цилиндрического варианта. Также видно, что зависимость имеет максимумы, совпадающие по времени со спадами первого и второго положительных импульсов силы. Оптимальная длительность цикла работы движителя определяется положением максимумов параметра $\langle F \rangle$. На практике затруднительно обеспечить период цикла сжигания менее 10 мс,

Таблица

Макет	h , мм	T_1 , мс	J_1 , с	J_4 , с	J_s , с
Цилиндр* ($d = 29$ мм)	129	27	$1,8 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^3$	$1,5 \cdot 10^3$
Цилиндр* ($d = 29$ мм)	91	20	$1,3 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^4$
Цилиндр* ($d = 29$ мм)	47	14	$1,7 \cdot 10^4$	$1,6 \cdot 10^4$	$1,7 \cdot 10^4$
Плоский диск ($D = 100$ мм)	—	7	$3,7 \cdot 10^4$	$3,3 \cdot 10^4$	$5,5 \cdot 10^4$

* данные по результатам работ авторов [6, 7].

Рис. 6. Зависимости средней тяги $\langle F \rangle$ от длительности цикла работы двигателя τ .1 — в цилиндрическом стволе ($d = 29$ мм, $h = 93$ мм),2 — на плоской тяговой стенке ($D = 100$ мм),

$$V_g = 3 \text{ см}^3.$$

поэтому целесообразно ориентироваться на второй максимум приведенной зависимости. Он соответствует второму положительному импульсу силы при схлопывании пузыря и равен периоду пульсации пузыря (1): $\tau = T_1$. Второй макси-

мум средней тяги для плоской стенки равен 267 Н, для цилиндрической камеры он составляет 60 Н, что в 4,4 раза меньше. Это указывает на преимущество плоской геометрии не только с точки зрения удельной тяги, но и с точки зрения максимальной развиваемой средней тяги. Полученный результат согласуется с выводами работы [6], где сказано, что для увеличения средней тяги необходимо уменьшать длину ствола. Одновременно из-за изменяющейся площади контакта «пузырь–тяговая стенка» в плоском варианте достигается большая величина удельной тяги, в то время как для цилиндрического варианта она сокращается с уменьшением длины ствола.

В настоящей работе для плоской тяговой стенки показано, что период первой пульсации пузыря приближенно удовлетворяет закону Релея–Виллиса (1). При этом из экспериментов следует, что затекание жидкости к оси для обеспечения последующего цикла происходит вдоль стенки при аксиальном захлопывании пузыря с последующим метанием продуктов сгорания от тяговой стенки (см. рис. 2). Эти особенности избавляют систему от сложных устройств в виде клапанов, турбин и т.д., при этом не требуется набегающего потока жидкости. Для плоской тяговой стенки минимальное время между циклами подачи последующих порций газовых зарядов в воду будет определяться первым периодом пульсаций пузыря и временем инъекции газа в воду.

Из рисунков 3, 6 и таблицы наглядно видно преимущество метода генерации тяги на плоской стенке в сравнении с «цилиндрическим» вариантом, заключающееся в том, что для одинаковых зарядов период пульсации пузыря на плоской стенке примерно в 3,6 раза меньше периода пульсации пузыря в цилиндрическом стволе. Из таблицы также следует, что с увеличением длины цилиндрического ствола потери суммарных импульсов (J_4, J_5) возрастают, что можно отнести к фрикционным, кавитационным и тепловым потерям.

Амплитуда генерируемой силы для цилиндрического и плоского макетов отличаются примерно в 3,5 раза (рис. 3) для одинаковых зарядов. Это связано с тем, что площади контакта пузыря с упорной стенкой различны, а давления в пузыре одинаковы. Так как для выбранной смеси топлива максимальное давление при сжигании газа в пузыре имеет одно и то же значение, то для получения высоких амплитудных значений тяги необходимо увеличивать площадь контакта газового заряда с тяговой стенкой.

В рассматриваемой постановке экспериментов обнаружены эффекты метания продуктов сгорания в виде пульсирующего кластера пузырьков и освобождения области сжигания газа для следующей порции топлива в момент коллапса пузыря (рис. 2) с генерацией второго положительного импульса тяги (рис. 3а). Эти особенности могут обеспечить оптимальные условия управления мощностью двигателя без обратных клапанов, без геометрических параметров камеры сгорания и в отсутствие набегающего потока жидкости.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что сжигание газа на открытой тяговой стенке более эффективно, чем в цилиндрических стволах, как по параметрам удельной тяги, так и по параметру средней тяги. Из результатов сравнения следует, что в случае плоского диска для одинаковых зарядов параметр средней тяги будет выше за счет существенного уменьшения периодов пульсаций пузыря. Это аналогично увеличению средней мощности двигателя внутреннего сгорания за счет увеличения числа оборотов коленчатого вала. Важное преимущество метода генерации тяги сжиганием газа в воде на плоской стенке заключается в возможностях создания движителей для засоренных акваторий, так как отсутствие водометного ствола исключает поломки за счет засоров.

Выводы

В работе показано, что максимальная, удельная и средняя тяги, развиваемые при сжигании пропан-кислородной смеси на плоской тяговой стенке, превосходят аналогичные параметры в случае цилиндрических стволов при одинаковом объеме газовых зарядов. Полученные результаты указывают на возможность сжигания газов в воде на плоской стенке с частотой большей, чем частота сжигания газов в цилиндрических камерах при прочих равных условиях. Увеличение циклической частоты сжигания газовых зарядов с одновременным сохранением величины удельной тяги при переходе от цилиндрической трубы к плоской стенке позволяет увеличить среднюю тягу подводного движителя и уменьшить кавитационные и фрикционные потери. Важное преимущество метода генерации тяги сжиганием газа в воде на плоской стенке заключается в возможностях создания экономичных движителей для засоренных и маловодных акваторий.

Список литературы

1. Башкатов В.А., Орлов П.П., Федосов М.И. Гидрореактивные пропульсивные установки. «Судостроение», Ленинград, 1977. 296 с.
2. Patent U.S. 3137997. Kaminstein B. Hydrojet propulsion apparatus, 1964.
3. Фролов С.М., Аксенов В.С., Садыков И.А., Авдеев К.А., Шамшин И.О. Водометный движитель с импульсно-детонационным горением жидкого топлива // ДАН. 2017. Т. 475, № 3. С. 281–285.
4. Keithly D., Whitehead J., Voinea A., Horna D., Hollenberg S., Peck M., Pikul J., Shepherd R.F. A cephalopod-inspired combustion powered hydro-jet engine using soft actuators // Extreme Mechanics Letters. 2018. Vol. 10. P. 1–8.
5. Тесленко В.С., Дрожжин А.П., Медведев Р.Н., Батраев И.С. Сжигание газов в воде в линейных и кольцевых пузырях // Теплофизика и аэромеханика. 2014. Т. 21, № 4. С. 497–507.
6. Medvedev R.N., Drozhzhin A.P., Teslenko V.S. Thrust generation by pulse combustion of gas in a submerged chamber // Int. J. Multiphase Flow. 2016. Vol. 83. P. 232–238.
7. Тесленко В.С., Дрожжин А.П., Медведев Р.Н. Сжигание газов в воде для генерации тяги // Теплофизика и аэромеханика. 2017. Т. 24, № 4. С. 599–608.
8. Коул Р. Подводные взрывы. Москва, 1950. 494 с.
9. Кедринский В.К. Гидродинамика взрыва эксперимент и модели. Новосибирск, 2000. 434 с.
10. Попов О.Е., Когарко С.М. Об одной особенности подводного взрыва газовых смесей // Физика горения и взрыва. 1976. № 4. С. 610–614.

*Статья поступила в редакцию 27 августа 2018 г.,
после переработки — 13 февраля 2019 г.,
принята к публикации 28 февраля 2019 г.*