

К ВОПРОСУ ОБ УТИЛИЗАЦИИ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ПРОДУКТОВ ДЕТОНАЦИИ*

В. А. Сметанюк¹, С. М. Фролов², П. А. Гусев³, А. С. Коваль⁴, С. А. Набатников⁵,
М. С. Белоцерковская⁶

Аннотация: Проведены расчетные и экспериментальные исследования возможности утилизации кинетической энергии продуктов детонации при реализации термодинамического цикла Зельдовича с импульсно-детонационным горением топливных компонентов. Предложено утилизировать кинетическую энергию продуктов детонации с помощью импульсной турбины с вращающимся лопаточным колесом. Показано, что коэффициенты утилизации количества движения и кинетической энергии продуктов детонации в импульсной турбине простейшей схемы с неоптимизированными массогабаритными параметрами составляют 8%–16%. Для повышения эффективности турбины необходимо принять меры по исключению паразитных отражений ударных волн (УВ), подбору оптимальных массогабаритных характеристик ротора и количества лопаток, профилирования лопаток и выбору оптимального угла атаки, оптимизации размера бокового зазора между ротором и корпусом, подбору оптимального расположения выхлопной трубы и т. д.

Ключевые слова: термодинамический цикл Зельдовича; импульсно-детонационное горение; кинетическая энергия продуктов детонации; коэффициент утилизации; импульсная турбина

DOI: 10.30826/CE18110407

Введение

Современные энергетические установки, в которых, как правило, используются рабочие циклы с подводом теплоты в результате дефлаграционно-го сжигания различных горючих смесей, достигли высокой степени совершенства. Дальнейшее повышение их энергоэффективности можно обеспечить изменением режима горения. По своей термодинамической эффективности наиболее привлекательный режим горения — это детонация. В бегущей детонационной волне (ДВ) достигается максимальная концентрация химической энергии, запасенной в горючем (энергия выделяется в режиме самовоспламенения при очень высоких значениях локальной плотности и температуры в тонком слое ударно-сжатой горючей смеси), а полное давление значительно повышается. В отличие от продуктов медленного горения (дефлаграции) продукты сверхзвукового горения (детонации) кроме высокой тепловой энергии обладают еще и большой ки-

нетической энергией, которая может быть использована для совершения дополнительной полезной работы. Следовательно, замена обычного горения на детонационное, т. е. переход от цикла с горением при постоянном давлении к циклу Зельдовича, должен обеспечить повышение термодинамического коэффициента полезного действия энергетической установки в целом. В настоящее время цикл Зельдовича в основном рассматривается применительно к созданию реактивной тяги [1, 2]. Что касается энергетических устройств с преобразованием химической энергии топлива в механическую работу, для них остро стоит вопрос: *каким образом в максимальной степени утилизировать кинетическую энергию продуктов детонации?*

В [3, 4] предложено использовать кинетическую энергию продуктов детонации, получаемых с помощью импульсно-детонационной трубы, для нанесения порошковых покрытий, в [5, 6] — для сверхтонкой аэродинамической фрагментации вязких жидкостей и водно-угольных суспензий, в [7] —

*Работа выполнена за счет субсидии, выделенной ИХФ РАН на выполнение государственного задания (темы 0082-2016-0004 и 0082-2016-0011, номера государственной регистрации АААА-А18-118031590088-8 и АААА-А17-117040610346-5).

¹Институт химической физики им. Н. Н. Семёнова Российской академии наук; Научно-исследовательский институт системных исследований Российской академии наук, smetanuk@chph.ras.ru

²Институт химической физики им. Н. Н. Семёнова Российской академии наук; Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»; Федеральный научный центр Научно-исследовательский институт системных исследований Российской академии наук, smfrol@chph.ras.ru

³Институт химической физики им. Н. Н. Семёнова Российской академии наук, gusevpa@yandex.ru

⁴Институт химической физики им. Н. Н. Семёнова Российской академии наук, askoval@mephi.ru

⁵ООО «Новые физические принципы», s.nabatnikov@mail.ru

⁶Федеральный научный центр Научно-исследовательский институт системных исследований Российской академии наук; Институт автоматизации проектирования Российской академии наук, _bc@mail.ru

для измельчения и плавления снежно-ледяной массы, в [8] — для детонационной штамповки корпусных деталей. В [9–11] кинетическую энергию продуктов детонации предложено использовать, направляя УВ и высокоскоростные струи в стандартную (осевую или центробежную) газовую турбину, а горячие продукты детонации, расширенные в газовой турбине, использовать для тепловой и химической подготовки горючего и для дальнейшей утилизации. Для ослабления ударно-волнового воздействия на лопатки газовой турбины между импульсно-детонационной трубой и газовой турбиной предложено размещать промежуточный демпфирующий объем. Механическая энергия с газовой турбины может передаваться потребителям: электрогенератору и компрессору, направляющему сжатый воздух в систему подачи воздуха импульсно-детонационной трубы. Отмечается, что термомеханические нагрузки на газовую турбину и другие элементы конструкции, вызванные ударно-волновыми воздействиями, могут существенно превышать предельно допустимые значения и приводить к их быстрому разрушению и уменьшению ресурса. В связи с этим возникает вопрос: следует ли в качестве устройств, утилизирующих кинетическую энергию продуктов детонации, использовать стандартные турбины или для этого надо разрабатывать специальные импульсные турбины?

Цель данной работы — на основе расчетно-экспериментальных исследований процессов, протекающих при реализации термодинамического цикла Зельдовича с импульсно-детонационным горением топливных компонентов, оценить эффективность утилизации кинетической энергии продуктов детонации в импульсной турбине простейшей схемы типа «водяного колеса» и определить пути повышения эффективности.

Расчет

Расчетные исследования направлены на понимание процессов, протекающих в импульсной турбине типа «водяного колеса», используемой для преобразования кинетической энергии продуктов детонации, периодически выходящих из импульсно-детонационной трубы, в энергию вращательного движения ротора турбины. На рис. 1 представлена простейшая схема импульсной турбины типа «водяного колеса». Импульсная турбина представляет собой герметичный цилиндрический корпус, внутри которого на валу расположено коаксиальное цилиндрическое лопаточное колесо — ротор. Лопатки ротора выполнены в виде пластин, частично перекрывающих кольцевой зазор между корпусом и ротором. Коэффициент перекрытия сечения δ

определяется как отношение высоты лопатки к высоте кольцевого зазора.

Принцип работы импульсной турбины заключается в следующем. Импульсно-детонационная труба, работающая, например, на принципе, изложенном в [8, 12], периодически генерирует ДВ и высокоскоростную струю продуктов детонации. Первичная УВ и струя продуктов детонации из импульсно-детонационной трубы направляются тангенциально в кольцевой зазор между корпусом и ротором импульсной турбины (см. рис. 1). При входе УВ в кольцевой зазор происходит ее дифракция с образованием двух УВ: УВ-I, бегущей по направлению часовой стрелки, и УВ-II, бегущей в обратном направлении. Обе УВ, распространяясь в кольцевом зазоре, будут ослабляться вследствие взаимодействия с лопатками ротора. В схеме, показанной на рис. 1, на одном и том же расстоянии от входа в кольцевой зазор интенсивность УВ-I будет больше, чем интенсивность УВ-II, ввиду преимущественного тангенциального движения продуктов детонации по часовой стрелке. Вследствие многократных отражений УВ-I и УВ-II от лопаток ротора и вследствие передачи количества движения от высокоскоростной струи продуктов детонации ротору энергия направленного движения УВ и высокоскоростной струи продуктов детонации частично превращается в энергию направленного вращательного движения ротора и частично рассеивается вследствие диссипативных процессов. Механическая энергия ротора может передаваться через вал тому или иному потребителю механической энергии, а продукты детонации могут направляться через выхлопную трубу для дальнейшей утилизации тепловой энергии.

Вопрос, который изучался с помощью двумерных численных расчетов, — влияние коэффициента перекрытия сечения δ на степень утилизации количества движения и кинетической энергии продук-

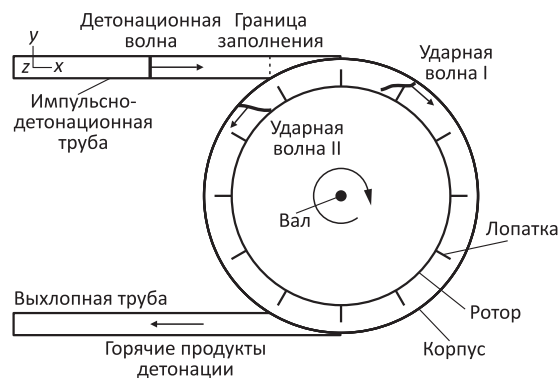


Рис. 1 Схема импульсной турбины для преобразования кинетической энергии продуктов детонации в энергию вращательного движения ротора турбины

тов детонации и на величину крутящего момента на валу ротора. Для определенности импульсная турбина имела следующие характеристики: диаметр центрального тела ротора 0,4 м; ширина кольцевого зазора 0,05 м; количество лопаток 12, коэффициент перекрытия сечения кольцевого зазора импульсной турбины $\delta = 0,1, 0,2, 0,4, 0,6, 0,8$ и $0,9$. Считали, что ДВ входит в импульсную турбину из импульсно-детонационной трубы — канала высотой 0,04 м и длиной 0,6 м, заполненного стехиометрической пропановоздушной смесью до границы заполнения (см. рис. 1). Распространение детонации в трубе обеспечивалось кратковременной (5 мс) подачей газообразных продуктов горения через левый конец трубы со скоростью продуктов детонации Чепмена–Жуге с образованием детонационного фронта. В расчетах использовался глобальный кинетический механизм самовоспламенения пропановоздушной смеси [13], обеспечивающий приемлемый (по значениям концентраций основных веществ) равновесный состав продуктов детонации при скорости детонации $D \approx 1860$ м/с. Расчеты, описанные ниже, проведены для покоящегося ротора при длительности рабочего цикла в импульсно-детонационной трубе $\Delta_c = 3$ мс. Методика расчета такая же, как в [14].

Чтобы выяснить, влияет ли вращение ротора на характер течения, рассмотрим рис. 2.

На рис. 2 проведено сравнение расчетных мгновенных полей давления в кольцевом зазоре импульсной турбины в моменты времени, когда УВ-I

достигла первой лопатки ротора в случае неподвижного (рис. 2, а) и движущегося ротора (рис. 2, б). Расчет с движущимся ротором проведен с использованием подвижной сетки для условий, когда ротор вращается с постоянной угловой скоростью 4000 об/мин. Видно, что при отражении УВ-I от неподвижной лопатки максимальное избыточное давление на подветренной стороне лопатки достигает 6,5 МПа, тогда как при отражении УВ-I от движущейся лопатки оно значительно ниже: 4 МПа. Отметим, что в момент инициирования первичной УВ лопатки на рис. 2, а и 2, б находились в одинаковом положении. Указанные существенные отличия в полях давления означают, что при больших скоростях вращения ротора необходимо учитывать влияние скорости вращения на возникающий крутящий момент, действующий на ротор со стороны УВ и спутного потока продуктов детонации.

Оценим долю количества движения, которая передается продуктами детонации ротору турбины. Сначала оценим количество движения продуктов детонации на входе в турбину. Будем характеризовать течение продуктов детонации локальным мгновенным значением потока количества движения i :

$$\vec{i} = P\vec{n} + (\vec{U} \cdot \vec{n}) (\rho\vec{U}),$$

где P — абсолютное давление; ρ — плотность; U — скорость; \vec{n} — вектор нормали. Интегрируя по времени поток i через сечение импульсно-детонационной трубы, расположенное на входе в турбину,

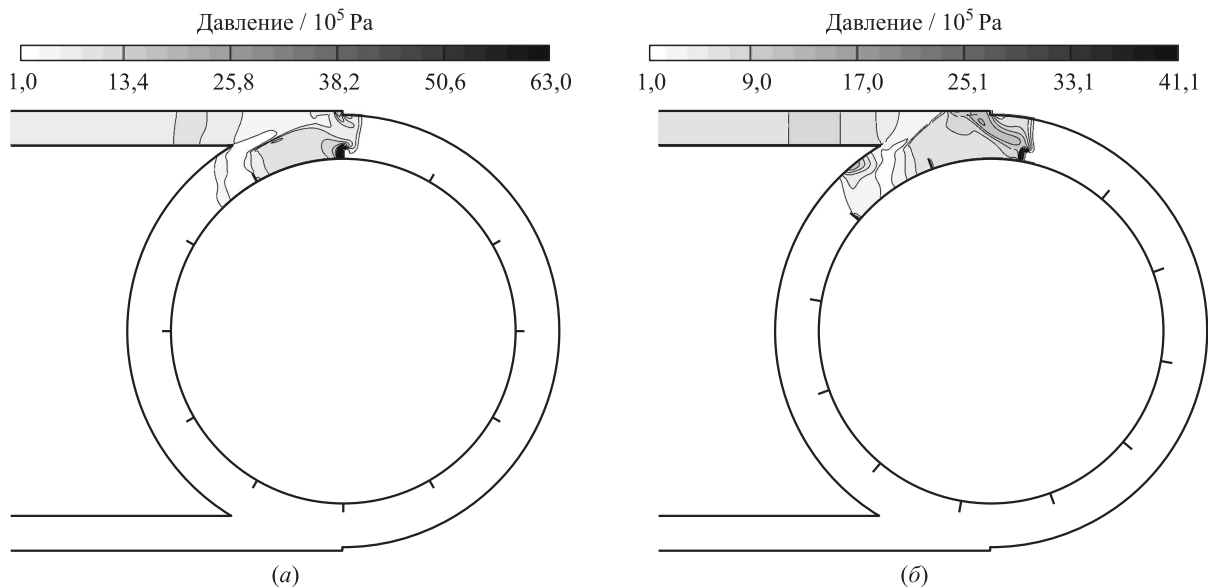


Рис. 2 Примеры расчетных мгновенных полей давления в кольцевом зазоре импульсной турбины в моменты времени, когда УВ, вошедшая в турбину, достигла первой лопатки ротора в случае неподвижного (а) и движущегося (б) ротора (скорость вращения 4000 об/мин) при коэффициенте перекрытия сечения $\delta = 0,2$

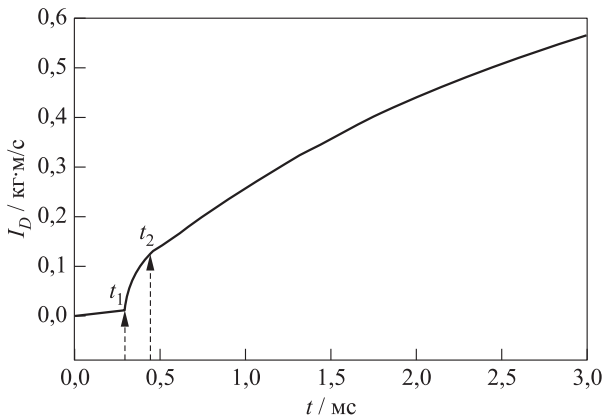


Рис. 3 Расчетная зависимость полного количества движения продуктов детонации на входе в турбину от времени

получим полное количество движения продуктов детонации I_D на входе в турбину:

$$I_D = S_D \int_0^t (\vec{v} \cdot \vec{n}) dt, \quad (1)$$

где S_D — площадь сечения импульсно-детонационной трубы. Полученная зависимость $I_D(t)$ представлена на рис. 3. Начальный линейный участок кривой $I_D(t)$ — в интервале времени от 0 до t_1 — формируется благодаря начальному давлению топливной смеси. В момент времени $t_1 = 0,3$ мс в выбранное сечение приходит ДВ, и в дальнейшем через это сечение протекают продукты детонации. За интервал времени от t_1 до t_2 ($\approx 0,14$ мс происходит быстрое изменение интеграла (1) до значения $\sim 0,14$ кг·м/с, вызванное как

динамическим напором продуктов детонации, так и их давлением. Дальнейший рост кривой $I_D(t)$ в основном определяется давлением продуктов детонации при незначительной роли скоростного напора. В течение 3 мс (рабочий цикл) полное количество движения продуктов детонации на входе в турбину достигает значения $\sim 0,57$ кг·м/с.

Теперь оценим количество движения, передаваемое ротору продуктами детонации. Мгновенную тангенциальную силу, действующую на лопатку ротора, можно определить по соотношению:

$$F_\tau = \int_{S_w} P_w (\vec{n} \cdot \vec{\tau}) ds,$$

где S_w — площадь поверхности лопатки; P_w — статическое давление на ее поверхности; \vec{n} — вектор нормали к элементу поверхности лопатки; $\vec{\tau}$ — вектор, ортогональный радиус-вектору \vec{r} из центра ротора. Полное количество движения, передаваемое ротору, определяется интегралом:

$$I_w(t) = \int_0^t \left(\sum_{i=1}^N F_{\tau_i} \right) dt,$$

где N — количество лопаток на роторе. На рис. 4 показаны расчетные зависимости $I_w(t)$ для 6 значений коэффициента перекрытия сечения: $\delta = 0,1, 0,2, 0,4, 0,6, 0,8$ и $0,9$. Видно, что количество движения, передаваемое ротору продуктами детонации за время одного рабочего цикла, максимально при $\delta = 0,4$ и $0,8$ и достигает значения $0,09$ кг·м/с. При большом перекрытии сечения ($\delta = 0,9$) количество движения, передаваемое ротору, очень быстро достигает значения $0,08$ кг·м/с при отражении УВ-I от первой же лопатки, а затем снижается и держится на

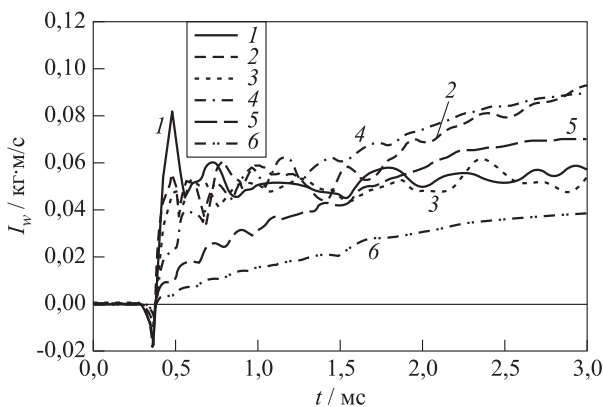


Рис. 4 Расчетные зависимости количества движения, передаваемого ротору от продуктов детонации, от времени при разных значениях коэффициента перекрытия сечения $\delta = 0,9$ (1); $0,8$ (2); $0,6$ (3); $0,4$ (4); $0,2$ (5) и $0,1$ (6)

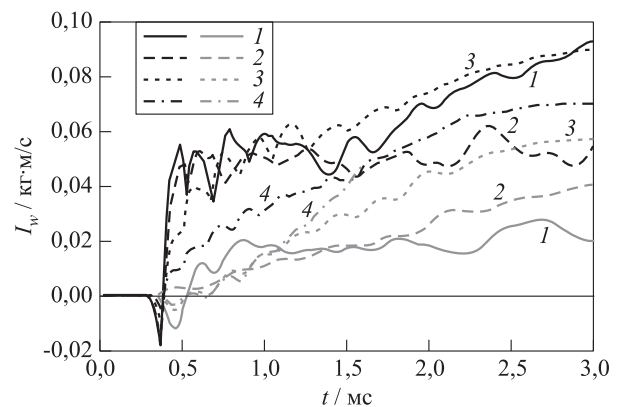


Рис. 5 Сравнение расчетных зависимостей количества движения, передаваемого ротору от продуктов детонации (черные кривые) и от продуктов горения при $V = const$ (серые кривые), от времени при разных значениях коэффициента перекрытия сечения $\delta = 0,8$ (1), $0,6$ (2), $0,4$ (3) и $0,2$ (4)

уровне 0,05–0,06 кг·м/с. При малом перекрытии сечения ($\delta = 0,1$) количество движения, передаваемое ротору, постепенно достигает значения 0,04 кг·м/с.

Интересно сравнить количество движения, передаваемое ротору продуктами детонации и продуктами горения той же топливно-воздушной смеси при постоянном объеме ($V = const$) и при постоянном давлении ($p = const$). Для такого сравнения были проведены расчеты, в которых горючую смесь в импульсно-детонационной трубе сжигали при постоянном объеме и в ламинарном пламени, бегущем от закрытого (левого) конца трубы. На рис. 5 проведено сравнение полученных результатов расчетов для $\delta = 0,2, 0,4, 0,6$ и $0,8$. Черные кривые повторяют соответствующие кривые на рис. 4. Серые кривые относятся к случаю $V = const$. Кривые для случая $p = const$ практически совпадают с нулевой линией, т. е. количество движения, передаваемое ротору, для этого случая пренебрежимо мало. Как и ожидалось, из сравнения черных и серых кривых на рис. 5 следует, что при прочих равных условиях продукты детонации передают ротору большее количество движения, чем продукты горения при $V = const$. Максимальное отличие результатов (больше чем в 3 раза) наблюдается для $\delta = 0,8$.

Определим коэффициент утилизации количества движения в одном рабочем цикле k_i как отношение количества движения, передаваемого ротору, к количеству движения продуктов детонации на входе в турбину. Разделив значение 0,09 кг·м/с на 0,57 кг·м/с, получаем, что в рассматриваемом примере за время рабочего цикла ротору турбины передается не более 16% количества движения продуктов детонации, т. е. $k_i < 0,16$. Низкая эффективность передачи количества движения, очевидно, связана с диссипацией кинетической энергии продуктов детонации в основном на лопатках ротора.

Оценим теперь крутящий момент, возникающий на лопатках ротора. Мгновенный суммарный крутящий момент M , действующий на ротор турбины, можно определить по соотношению:

$$M = \sum_{i=1}^N \left| \left[\vec{F}_i \times \vec{r}_i \right] \right|,$$

где \vec{F}_i — мгновенная сила, действующая на лопатку ротора:

$$\vec{F} = \int_{S_w} P_w \vec{n} ds.$$

Крутящий момент считается положительным, если он направлен по часовой стрелке. По мгновенному крутящему моменту можно определить и сред-

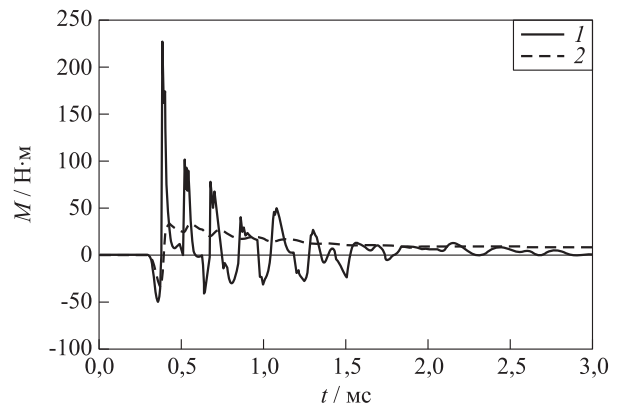


Рис. 6 Пример расчета мгновенного (1) и среднего (2) крутящих моментов, действующих на ротор импульсной турбины за один рабочий цикл импульсно-детонационной трубы ($\delta = 0,4$)

ний по времени крутящий момент, используя формулу:

$$\overline{M} = \frac{1}{t} \int_0^t M dt.$$

На рис. 6 показаны расчетные зависимости $M(t)$ (кривая 1) и $\overline{M}(t)$ (кривая 2) для ротора турбины с $\delta = 0,4$ в течение одного рабочего цикла. На кривой $M(t)$ видны колебания, вызванные отражениями УВ-I и УВ-II от лопаток ротора. В связи с тем, что УВ-I и УВ-II вносят разнонаправленный вклад в крутящий момент, суммарный крутящий момент попеременно принимает положительные и отрицательные значения. Тем не менее средний крутящий момент всегда положителен за исключением короткого начального периода, связанного с опережающим отражением УВ-II от ближайшей лопатки.

Колебания крутящего момента со временем затухают, что вызвано ослаблением УВ по мере их движения вдоль кольцевого зазора с препятствиями в виде лопаток ротора. Судя по кривым на рис. 6, суммарный положительный крутящий момент создается в результате первых трех–четырех отражений УВ-I от лопаток ротора. Все остальные отражения УВ-I компенсируются отражениями УВ-II. Средний крутящий момент составляет 10–30 Н·м и действует на ротор в течение всего рабочего цикла, хотя максимальное значение мгновенного крутящего момента достаточно велико (220 Н·м).

Эксперимент

Для проверки полученных оценок нами создана экспериментальная установка с импульсной турби-

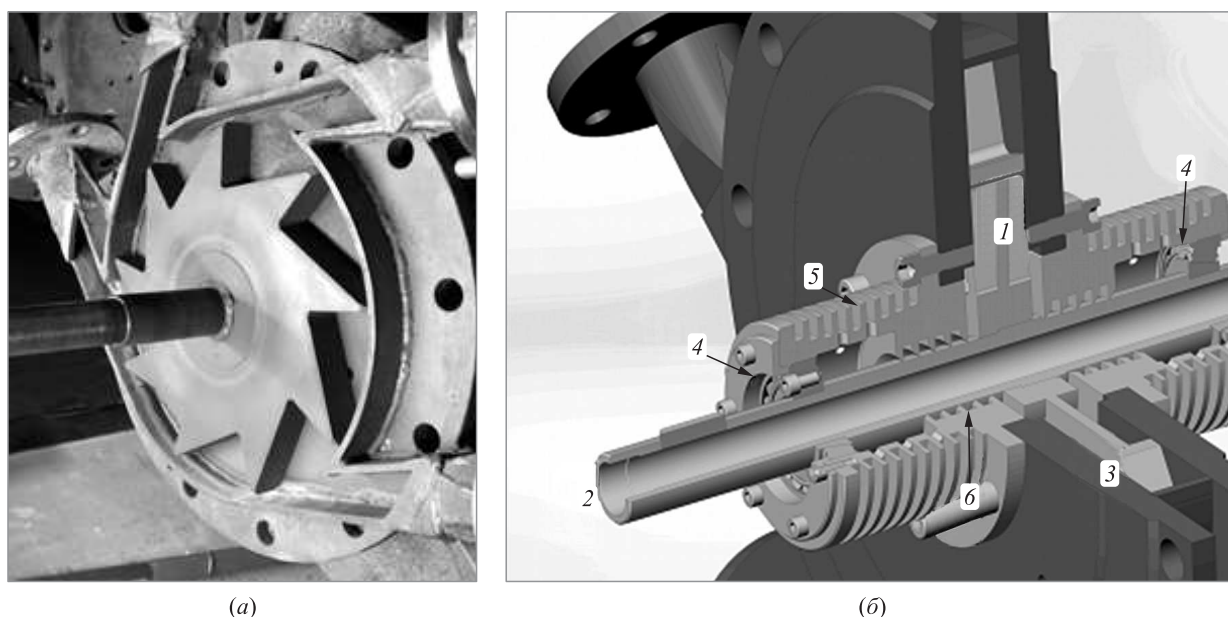


Рис. 7 Экспериментальный образец импульсной турбины: (а) фотография; (б) крепление ротора (1 — ротор с лопатками; 2 — вал; 3 — корпус; 4 — подшипники; 5 — обойма с ребрами охлаждения; 6 — уплотнения)

ной (рис. 7). Турбина состоит из цилиндрического негерметичного корпуса, внутри которого на валу расположен ротор — монолитный стальной диск толщиной 30 мм и диаметром 315 мм с девятью лопатками в виде уголков, частично перекрывающих кольцевой зазор между корпусом и ротором. Стенки корпуса вырезаны из стальных листов толщиной 10 мм и соединены электросваркой. Вал ротора крепится к корпусу с помощью двух конических подшипников, запрессованных в обойме с лабиринтными уплотнениями. На обойме предусмотрены ребра охлаждения. Масса ротора 11 кг. Коэффициент перекрытия сечения δ лопатками ротора без учета боковых зазоров между ротором и корпусом равен 0,8. К турбине через фланцы присоединяются импульсно-детонационная труба диаметром 50 мм и длиной 2,5 м, а также выхлопная труба (имеются три варианта присоединения выхлопной трубы) (рис. 8).

Импульсно-детонационная труба многократно применялась нами ранее в других исследованиях, и ее характеристики хорошо известны (см., например, [12]). В качестве горючего в ней используется смесь углеводородов (СУГ), в основном состоящая из пропана и бутана. Средняя теплота сгорания СУГ приблизительно равна 46 МДж/кг.

Расход горючего в трубе определяли двумя способами: по паспортным характеристикам топливной форсунки при заданном давлении и по уровню жидкого горючего в топливном баке. При частоте детонационных импульсов 10 Гц расход горючего

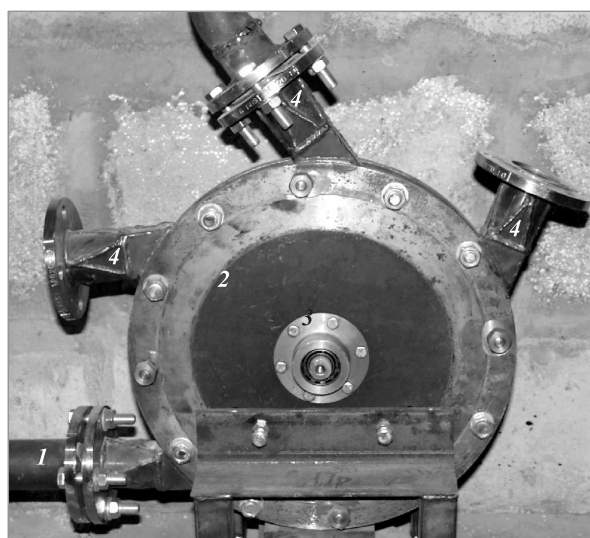


Рис. 8 Фотография импульсной турбины, присоединенной к импульсно-детонационной трубе: 1 — импульсно-детонационная труба; 2 — корпус импульсной турбины; 3 — вал турбины с ведущим шкивом; 4 — выхлопные каналы

составил ~ 3 г/с. Простой пересчет дает оценку для тепловой мощности импульсно-детонационной трубы при работе с частотой 10 Гц: $W \approx 140$ кВт.

В экспериментах с импульсной турбиной измеряли частоту вращения ротора, используя бесконтактный датчик Холла, установленный на валу турбины. Сигнал датчика Холла регистрировался

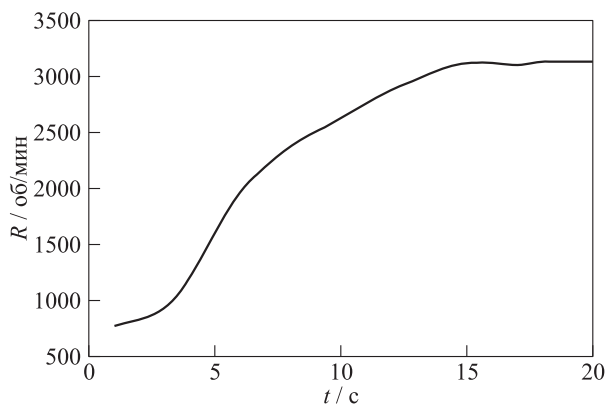


Рис. 9 Зависимость измеренной угловой скорости вращения ротора импульсной турбины от времени при частоте детонационных импульсов 10 Гц

тахометром ТХ-01. Показания тахометра регистрировались с помощью видеокамеры с дальнейшей оцифровкой показаний. На рис. 9 показан пример зависимости измеренной угловой скорости вращения ротора импульсной турбины от времени при частоте детонационных импульсов 10 Гц.

Перед экспериментом выхлопная труба присоединялась к одному из трех выхлопных каналов турбины. Оставшиеся выхлопные каналы закрывались заглушками. Эксперимент начинался с продувки импульсно-детонационной трубы воздухом. При этом турбина раскручивалась до угловой скорости вращения ~ 500 об/мин. Затем включалась управляющая автоматика, и импульсно-детонационная труба начинала работать в заданном режиме с фиксированной частотой детонационных импульсов. При частоте детонационных импульсов 12 Гц угловая скорость вращения турбины достигала ~ 4000 об/мин. Дальнейшему увеличению скорости препятствовали потери на трение в подшипниках, негерметичность корпуса турбины, скважность работы установки, а также неоптимизированные массогабаритные характеристики ротора и форма лопаток.

На рис. 9 время раскрутки турбины от 1000 до 3000 об/мин составило ≈ 10 с. Это позволяет оценить отбираемую турбиной механическую мощность. Так, кинетическую энергию вращения ротора E_k можно оценить по формуле:

$$E_k = \frac{I_z \omega^2}{2}.$$

Здесь $I_z = mR^2/2$ — момент инерции сплошного цилиндрического тела, где R — радиус тела; m — его масса; ω — угловая скорость вращения в радианах. При частотах вращения 1000 и 4000 об/мин (104 и 418 рад/с) кинетическая энергия вращательного

движения ротора радиусом 0,16 м и массой 11 кг равна 3,1 и 12,3 кДж. Отбираемая турбиной механическая мощность ~ 1 кВт.

Определим коэффициент утилизации кинетической энергии продуктов детонации в одном рабочем цикле k_e как отношение отбираемой турбиной механической мощности в одном цикле к изменению кинетической энергии продуктов детонации в тракте турбины за время цикла. Разделив сначала отбираемую турбиной механическую мощность (~ 1 кВт) на тепловую мощность импульсно-детонационной трубы (~ 140 кВт), получаем, что в данном экспериментальном образце импульсной турбины удалось утилизировать около 0,7% тепловой мощности импульсно-детонационной трубы. Если теперь учесть, что отношение кинетической энергии продуктов детонации в неподвижной системе координат к их энтальпии в точке Чепмена–Жуге приблизительно составляет $(\gamma - 1)/(2\gamma^2) \approx 0,09$ при $\gamma = 1,3$, то полученный результат означает утилизацию не более $0,007/0,09 \approx 8\%$ кинетической энергии продуктов детонации, т.е. коэффициент утилизации кинетической энергии продуктов детонации в одном рабочем цикле $k_e < 0,08$. Отметим, что при утилизации всей (100%) кинетической энергии продуктов детонации коэффициент полезного действия цикла Зельдовича мог бы увеличиться приблизительно на 9%.

Интуитивно понятно, что коэффициенты утилизации количества движения k_i и кинетической энергии k_e должны принимать близкие значения. Действительно, полученный расчетный результат ($k_i < 0,16$) и экспериментальная оценка ($k_e < 0,08$) близки по значению. Тот факт, что полученные значения k_i и k_e значительно меньше 1, означает, что рассмотренные здесь импульсные турбины типа «водяного колеса» несовершенны. Для повышения эффективности импульсной турбины необходимо исключить образование УВ-П, подобрать оптимальные массогабаритные характеристики ротора для уменьшения диссипации кинетической энергии, подобрать оптимальное количество лопаток, спрофилировать их и выбрать оптимальный угол атаки, минимизировать размер бокового зазора между ротором и корпусом, подобрать оптимальное расположение выходного канала и т.д.

Заключение

На основе расчетно-экспериментальных исследований процессов, протекающих при реализации термодинамического цикла Зельдовича с импульсно-детонационным горением топливных компонентов, получены оценки эффективности утили-

зации кинетической энергии продуктов детонации в импульсной турбине простейшей схемы типа «водяного колеса». Показано, что коэффициенты утилизации количества движения и кинетической энергии продуктов детонации в такой импульсной турбине с неоптимизированными массогабаритными параметрами составляет 10%–16%. Для повышения эффективности турбины необходимо принять меры по исключению паразитных отражений УВ, подбору оптимальных массогабаритных характеристик ротора и количества лопаток, профилирования лопаток и выбору оптимального угла атаки, оптимизации размера бокового зазора между ротором и корпусом, подбору оптимального расположения выхлопной трубы и т. д.

Литература

1. Зельдович Я. Б. К вопросу об энергетическом использовании детонационного горения // ЖТФ, 1940. Т. 10. № 17. С. 1453–1461.
2. Фролов С. М., Барыкин А. Е., Борисов А. А. Термодинамический цикл с детонационным сжиганием топлива // Хим. физика, 2004. Т. 23. № 3. С. 17–25.
3. Poortman R. M., Sargent H. B., Lamprey H. Method and apparatus utilizing detonation waves for spraying and other purposes. U.S. Patent No. 2714563, August 2, 1955.
4. Зверев А. И., Шаривкер С. Ю., Астахов Е. А. Детонационное напыление покрытий. — Л.: Судостроение, 1979. 232 с.
5. Фролов С. М., Сметанюк В. А., Набатников С. А., Моисеев А. В., Андриенко В. Г., Пилецкий В. Г. Способ сверхтонкого распыливания жидкого топлива и устройство для его осуществления. Патент Российской Федерации на изобретение № 2644422 от 12.02.2018. Приоритет от 12.04.2017.
6. Сметанюк В. А., Фролов С. М. Ударно-волновая фрагментация водно-угольной суспензии // Сб. докл. V Минского междунар. colloквиума по физике ударных волн, горения и детонации. — Минск: Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2017. С. 166–167.
7. Фролов С. М., Авдеев К. А., Фролов Ф. С., Стрелецкий Ю. Д. Способ измельчения и плавления снежно-ледяной массы и устройство для его реализации. Заявка PCT/RU 2013/001149 от 23.12.2013.
8. Фролов С. М., Сметанюк В. А., Фролов Ф. С. Способ детонационной штамповки и устройство для его реализации. Заявка PCT RU2014/000780, 16.10.2014.
9. Scragg R. L. Detonation cycle gas turbine engine system having intermittent fuel and air delivery. Patent US6000214, 1997.
10. Schauer F., Bradley R., Hoke J. Interaction of a pulsed detonation engine with a turbine. AIAA Paper No. 2003-0891, 2003.
11. Sakurai T., Obara T., Ohayagi S., Murayama M. Experimental study of pulse detonation turbine engine toward power generator // 20th Colloquium (International) on the Dynamics of Explosion and Reactive Systems Proceedings, 2005. 7 p.
12. Фролов С. М., Аксенов В. С., Иванов В. С., Шамшин И. О. Тяговые характеристики импульсно-детонационного двигателя, работающего на жидком углеводородном топливе // Хим. физика, 2016., Т. 35. № 4. С. 40–47.
13. Басевич В. Я., Фролов С. М. Глобальные кинетические механизмы для моделирования многостадийного самовоспламенения углеводородов в реагирующих течениях // Хим. физика, 2006. Т. 25. № 6. С. 54–62.
14. Иванов В. С., Фролов С. М. Математическое моделирование рабочего процесса и тяговых характеристик воздушно-реактивного импульсного детонационного двигателя в условиях сверхзвукового полета // Хим. физика, 2011. Т. 30. № 7. С. 48–61.

Поступила в редакцию 19.10.18