

ТРЕХМЕРНОЕ ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
НЕПРЕРЫВНО ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ДЕТОНАЦИИ
В КОЛЬЦЕВОЙ КАМЕРЕ СГОРАНИЯ
С НЕПОДВИЖНОЙ ЛОПАТОЧНОЙ РЕШЕТКОЙ

С. М. Фролов^{1,2,3}, А. В. Дубровский^{1,2,3}, В. С. Иванов^{1,2}

¹Центр ИДГ
г. Москва, Россия

²ИХФ РАН
г. Москва, Россия

³НИЯУ МИФИ
г. Москва, Россия

В 2010 г. в лаборатории детонации ИХФ РАН и в созданном на ее основе Центре импульсно-детонационного горения (Центре ИДГ) поставлена задача — разработать научные основы проектирования камер сгорания с непрерывной детонацией (КСНД) для энергетики и транспорта. В таких камерах сгорание вещества происходит в детонационных волнах (ДВ), непрерывно циркулирующих в тангенциальном направлении поперек потока горючей смеси [1]. В том же году на основе имеющегося задела разработана вычислительная программа, позволяющая проводить полномасштабное трехмерное моделирование рабочего процесса в КСНД [2]. До настоящего времени с помощью этой программы проведены расчеты режимов и характеристик КСНД с предварительно перемешанными топливными компонентами [3] и при их отдельной подаче [4], а также расчеты, направленные на решение проблем сопряжения КСНД с компрессором и турбиной в перспективных газотурбинных двигателях (ГТД) [3, 5, 6]. Данное сообщение — продолжение исследований [3, 5, 6].

В [3] рассмотрена кольцевая камера сгорания, работающая на гомогенной стехиометрической водородно-воздушной смеси, подаваемой через форсуночную головку с кольцевыми отверстиями относительно малой ширины (~ 7 мм). Показано, что КСНД — это камера сгорания с повышением полного давления: в расчетах полное давление в камере повышалось на 10%–14%. При моделировании особое внимание уделено характеристикам течения во входном и выходном устройствах-изоляторах, отделяющих КСНД от компрессора и турбины ГТД. Оказалось, что для КСНД выбранной геометрии устройства-изоляторы простейшей кольцевой формы не обеспечивают демпфирование пульсаций давления: амплитуда пульсаций давления во входном и выходном устройствах-изоляторах достигала очень высоких

значений на уровне 40%–45% P_{in} и 30%–35% P_{in} соответственно, где P_{in} — давление за последней ступенью компрессора ГТД.

В [5, 6] методами численного моделирования доказана возможность организации циклического рабочего процесса с отдельной подачей горючего и окислителя в кольцевой камере сгорания с непрерывной детонацией, имеющей широкий кольцевой зазор, сопоставимый с высотой лопатки последней ступени компрессора ГТД. Предложена конструкция входного устройства-изолятора КСНД, обеспечивающая практически полное демпфирование пульсаций давления за компрессором. При этом в КСНД достигнуто 15-процентное повышение полного давления.

Цель данной работы — методами численного моделирования определить особенности газодинамического и механического взаимодействия рабочего процесса в кольцевой камере сгорания с неподвижной турбинной решеткой (сопловым аппаратом), имея в виду само существование рабочего процесса и силы, действующие на турбинную решетку в нестационарном потоке продуктов детонации.

На рис. 1 представлены четыре расчетных варианта КСНД с кольцевым зазором шириной $\delta = 23$ мм: без турбинной решетки (а) и с турбинной решеткой с разным углом α отклонения лопаток по отношению к оси потока: (б) 0° , (в) 20° и (г) -20° . Здесь знак «минус» соответствует отклонению лопаток решетки в сторону, противоположную направлению распространения ДВ в КСНД. Во всех вариантах в КСНД подается стехиометрическая смесь

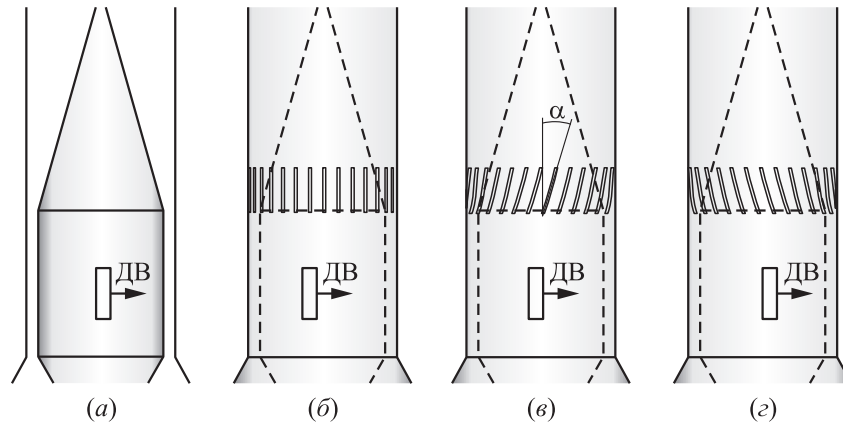


Рис. 1 Схемы КСНД без турбинной решетки (а) и с турбинной решеткой с разным углом α отклонения лопаток по отношению к оси потока: (б) 0° , (в) 20° , (г) -20° (знак «минус» соответствует отклонению в сторону, противоположную направлению распространения детонационных волн в КСНД). Стрелкой показано направление распространения ДВ

водорода с воздухом под давлением $P_{\text{in}} = 9$ атм при температуре 550 К (на рис. 1 — снизу вверх). К выходному сечению КСНД присоединено расширяющееся сопло с центральным телом в виде конуса. Турбинная решетка высотой 9 см состоит из 33 одинаковых равноудаленных лопаток и установлена в расширяющейся части потока.

К соплу присоединен ресивер (на рис. 1 не показан), объем которого многократно превышает объем самой камеры. На границах ресивера задается условие фон Неймана $\text{grad}(P) = 0$. Специальные расчеты показали, что условия на границах ресивера никак не влияют на структуру течения в КСНД.

Поскольку цель расчетов заключалась в изучении газодинамического и механического взаимодействия рабочего процесса с неподвижной турбинной решеткой, схема течения в КСНД упрощалась: в нижней части камеры сгорания (до некоторого поперечного сечения) химические превращения в свежей смеси искусственно деактивировались, так что проникновение ДВ вверх по потоку исключалось. Такой прием позволил избежать моделирования турбулентно-молекулярного смешения топливных компонентов, введенного авторами ранее [5, 6].

Математическая постановка задачи, метод расчета и процедура иницирования детонации в КСНД детально описаны в [3]. Расчеты проводились на структурированной сетке с 1,4 млн гексагональных ячеек размером около 2 мм. Уменьшение линейного размера сетки в два раза в области распространения ДВ не приводило к каким-либо заметным изменениям структуры течения. Шаг интегрирования по времени не превышал 1 мкс.

В расчетном варианте КСНД, показанном на рис. 1, *a*, через 3–4 мс после иницирования детонации в КСНД устанавливался периодический рабочий режим с одной ДВ, распространяющейся в кольцевом зазоре со средней скоростью 1820 м/с. Установившаяся частота вращения ДВ близка к 2 кГц.

Размещение турбинной решетки с $\alpha = 0^\circ$ на выходе из камеры сгорания (см. рис. 1, *b*) привело к тому, что через 6–7 мс после иницирования детонации в КСНД устанавливался периодический рабочий режим с двумя ДВ, распространяющимися в кольцевом зазоре со средней скоростью 1700 м/с. Установившаяся частота вращения ДВ увеличилась почти вдвое ($\sim 3,8$ кГц) по сравнению с вариантом без турбинной решетки. Появление второй ДВ связано с отражениями косоударной волны, присоединенной к детонационному фронту, от турбинной решетки (рис. 2). Из рис. 2, изображающего «развертку» на плоскость поля статического давления в окрестности внешней стенки камеры, видно, что вторая ДВ формируется через ~ 4 мс после иницирования.

Турбинная решетка изменяет не только количество ДВ, но и средний массовый расход смеси в камере сгорания: если в отсутствие турбинной решетки средний массовый расход смеси составлял (11,5 кг/с), то в той же камере с турбинной решеткой он понизился до 9,7 кг/с (рис. 3).

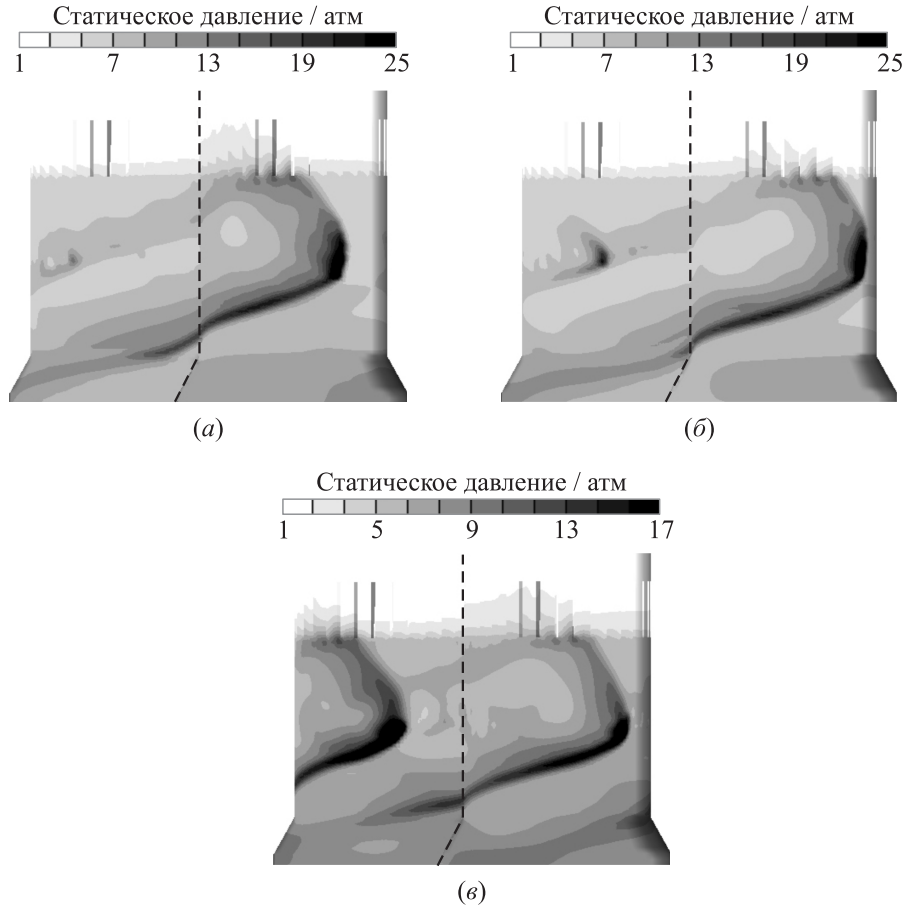


Рис. 2 Возникновение второй ДВ в кольцевой камере сгорания с турбинной решеткой при $\alpha = 0^\circ$: (а) $t = 3,96$ мс после инициирования; (б) $t = 4$ мс; (е) $t = 7,64$ мс

На рис. 4 показаны схема сил, действующих на одну лопатку турбинной решетки при $\alpha = 0^\circ$ (рис. 4, а), и расчетная зависимость тангенциальной силы F_φ от времени для одной лопатки (рис. 4, б). Положительное направление силы F_z соответствует направлению осевого течения в камере, а положительное направление силы F_φ — направлению вращения ДВ. При расчете сил, действующих на лопатку, силы вязкого трения не учитывались. Из рис. 4, б видно, что направление силы F_φ периодически (с частотой $\sim 3,8$ кГц) изменяется во времени, достигая в пике очень высоких значений $+400$ и -200 Н. Однако средняя по времени сила оказалась отрицательной и равной -16 Н. Отрицательное значение свидетельствует о том, что направ-

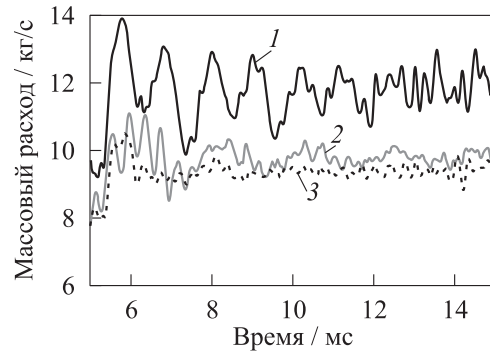


Рис. 3 Расчетные зависимости массового расхода через выходное сечение КСНД: 1 — в отсутствие решетки; 2 — с решеткой $\alpha = 0^\circ$; 3 — с решеткой $\alpha = 20^\circ$

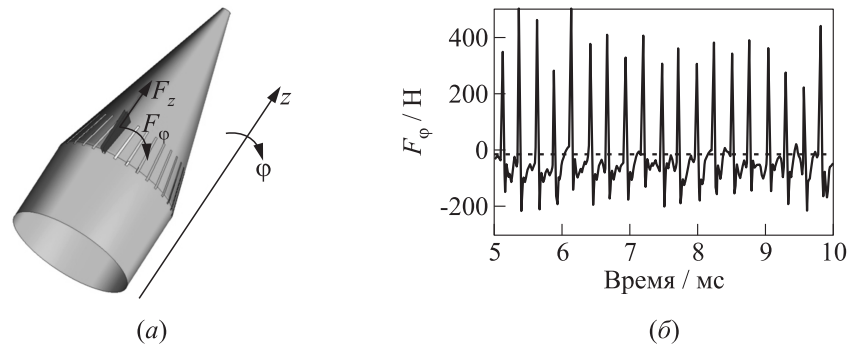


Рис. 4 Схема сил, действующих на лопатку турбинной решетки при $\alpha = 0^\circ$ (а) и расчетная зависимость тангенциальной силы от времени для одной лопатки (б)

ление средней тангенциальной силы, действующей на турбинную решетку, противоположно направлению вращения ДВ в КСНД (рис. 5).

Размещение турбинной решетки с $\alpha = 20^\circ$ на выходе из камеры сгорания (см. рис. 1, в) привело к тому, что через 6–7 мс после инициирования детонации в КСНД также устанавливался периодический рабочий режим с двумя ДВ, распространяющимися в кольцевом зазоре со средней скоростью 1750 м/с. Установившаяся частота вращения ДВ составила $\sim 3,9$ кГц, а средний массовый расход смеси через камеру сгорания — 9,2 кг/с (см. рис. 3).

На рис. 6 показаны схема сил, действующих на одну лопатку турбинной решетки при $\alpha = 20^\circ$ (рис. 6, а), и расчетные зависимости осевой и тангенциальной сил F_z и F_φ от времени для одной лопатки (рис. 6, б). Из рис. 6, б видно, что направление сил F_z и F_φ периодически (с частотой $\sim 3,9$ кГц)

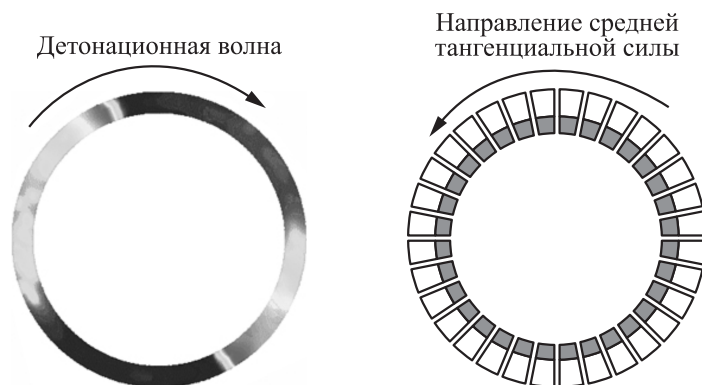


Рис. 5 Схема, иллюстрирующая отличие в направлениях вращения ДВ в КСНД и средней тангенциальной силы, действующей на турбинную решетку

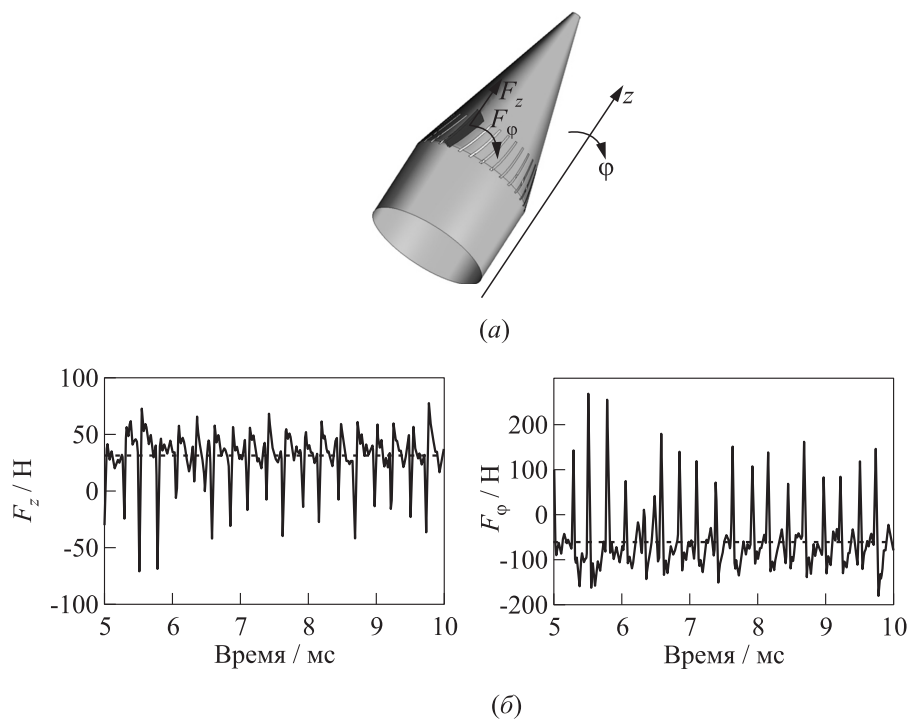


Рис. 6 Схема сил, действующих на лопатку турбинной решетки при $\alpha = 20^\circ$ (a), и расчетные зависимости осевой и тангенциальной сил от времени для одной лопатки (б)

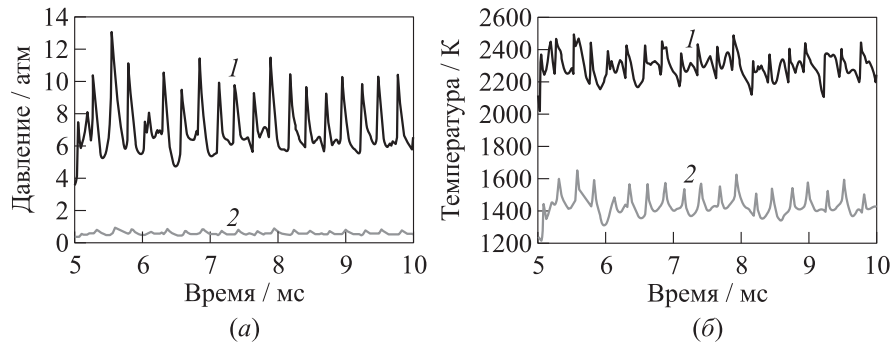


Рис. 7 Расчетные зависимости статического давления (а) и статической температуры (б) в точках, расположенных до (1) и после (2) турбинной решетки на одной линии, проходящей через середину кольцевого зазора

изменяется во времени, достигая в пике значений: $+65$ и -50 Н и $+130$ и -145 Н соответственно. Средние по времени значения сил F_z и F_φ оказались равными 32 и -60 Н соответственно. Из сравнения рис. 4 и 6 следует, что поворот лопаток на положительный угол (в данном случае — на $\alpha = 20^\circ$) приводит к значительному уменьшению амплитуды пульсаций тангенциальной силы F_φ (более чем в 2 раза) и к значительному увеличению абсолютного значения средней тангенциальной силы (с 16 до 60 Н). Кроме того, анализ течения продуктов детонации через такую турбинную решетку показывает, что она существенно сглаживает пульсации давления и температуры. Так, на рис. 7 представлены расчетные зависимости статического давления (рис. 7, а) и статической температуры (рис. 7, б) в точках, расположенных до и после турбинной решетки на одной линии, проходящей через середину кольцевого зазора. Видно, что амплитуда пульсаций давления в среднем уменьшается более чем в 10 раз, а амплитуда пульсаций температуры остается практически неизменной — на уровне ± 100 К. При переходе через турбинную решетку среднее значение статической температуры продуктов детонации изменяется от 2300 до 1500 К, что связано с размещением турбинной решетки в расширяющейся части кольцевого зазора, в которой продукты детонации ускоряются и охлаждаются.

Размещение турбинной решетки с $\alpha = -20^\circ$ на выходе из камеры сгорания (см. рис. 1, г) привело к тому, что рабочий режим с вращающейся детонацией в КСНД не наблюдался. После инициирования детонации и отражений кривой ударной волны, присоединенной к детонационному фронту, от турбинной решетки средний массовый расход горючей смеси через камеру сгорания уменьшался и нарушалось основное условие, необходимое для существования рабочего режима: максимальная высота слоя горючей смеси в КСНД становилась меньше предельного значения.

Таким образом, методами численного моделирования изучены особенности газодинамического и механического взаимодействия рабочего процесса в кольцевой камере сгорания с неподвижной турбинной решеткой (сопловым аппаратом), т. е. определены условия существования рабочего процесса и силы, действующие на турбинную решетку в нестационарном потоке продуктов детонации. Показано, что размещение неподвижной турбинной решетки на выходе из камеры сгорания может приводить к изменению рабочего режима (увеличению количества одновременно вращающихся ДВ, уменьшению среднего массового расхода горючей смеси и др.) или к исчезновению рабочего режима. Влияние турбинной решетки на рабочий режим зависит от угла наклона лопаток по отношению к оси камеры и от направления вращения ДВ. Поток за турбинной решеткой характеризуется существенно меньшими амплитудами пульсаций давления, чем перед решеткой. Амплитуда пульсаций тангенциальной и осевой сил, действующих на лопатки турбинной решетки, а также средние по времени значения этих сил существенно зависят от угла наклона лопаток, причем направление средней тангенциальной силы противоположно направлению вращения ДВ.

Работа выполнена при частичной поддержке Российской академии наук (Программа Президиума РАН № 26 «Горение и взрыв»).

Литература

1. Войцеховский Б. В. Стационарная детонация // Докл. АН СССР, 1959. Т. 129. № 6. С. 1254–1256.
2. Фролов С. М. Об управлении рабочим процессом в камерах сгорания с вращающейся детонацией // Горение и взрыв / Под общ. ред. С. М. Фролова. — М.: ТОРУС ПРЕСС, 2011. Вып. 4. С. 355–360.
3. Фролов С. М., Дубровский А. В., Иванов В. С. Трехмерное численное моделирование рабочего процесса в камере сгорания с непрерывной детонацией // Хим. физика, 2012. Т. 31. № 3. С. 32–45.
4. Фролов С. М., Дубровский А. В., Иванов В. С. Трехмерное численное моделирование рабочего процесса в камере сгорания с непрерывной детонацией при раздельной подаче горючего и окислителя // Хим. физика, 2013. Т. 32. № 2. С. 56–65.
5. Фролов С. М., Дубровский А. В., Иванов В. С. Трехмерное численное моделирование непрерывно вращающейся детонации в кольцевой камере сгорания с широким зазором при раздельной подаче горючего и окислителя // Горение и взрыв / Под общ. ред. С. М. Фролова. — М.: ТОРУС ПРЕСС, 2013. Вып. 6. С. 83–89.
6. Frolov, S. M., A. V. Dubrovsky, and V. S. Ivanov. 2013. Three-dimensional numerical simulation of a continuously rotating detonation in the annular combustion chamber with a wide gap and separate delivery of fuel and oxidizer. *5th Conference (European) for Aeronautics and Space Sciences*. Munich.