

УДК 536.46+621.43.05

Влияние резонаторов на акустические и тяговые характеристики прямооточной эжекторной камеры при вибрационном горении водорода

А.В. Потапкин, Д.Ю. Москвичев

*Институт теоретической и прикладной механики
им. С.А. Христиановича СО РАН, Новосибирск*

E-mail: potapkin@itam.nsc.ru

Представлены результаты экспериментальных исследований влияния акустических резонаторов на акустические и тяговые характеристики прямооточной эжекторной камеры сгорания при вибрационном горении водорода. Применялись резонаторы, имеющие одинаковое горло и разные диаметры полостей. Показано, что для имеющих одинаковые объемы резонаторов наибольшие тяговые характеристики достигаются в том случае, если диаметр полости мало отличается от диаметра горла резонатора.

Ключевые слова: горение водорода, прямооточная камера, резонаторы, тяговые характеристики.

Горение топлива в камерах сгорания может сопровождаться развитием самоподдерживающихся акустических колебаний. В научной литературе такие процессы принято называть вибрационным горением [1]. В случаях, когда акустические колебания нежелательны, применяют различные способы и устройства для их подавления. Примерами таких устройств являются демпфирующие трубки и резонаторы Гельмгольца [2, 3].

Экспериментальные исследования горения водорода в прямооточной эжекторной камере сгорания при нулевой скорости набегающего потока [4] показали, что увеличение амплитуды акустических колебаний при вибрационном режиме горения водорода может приводить к возникновению силы тяги камеры сгорания. Сила тяги направлена навстречу струе продуктов сгорания. Величина амплитуды колебаний и сила тяги зависят от расхода водорода, положения инжектора водорода в камере сгорания и геометрии входа в камеру сгорания. Вибрационное горение водорода сопровождается формированием зоны низкого давления на входе в камеру сгорания, что и приводит к развитию тяги.

В работе [5] представлены экспериментальные результаты исследования влияния акустического резонатора на тяговые характеристики прямооточной эжекторной камеры сгорания при вибрационном горении водорода. В экспериментах применялся резонатор в виде прямой трубки с диаметром полости, мало отличающимся от диаметра горла резонатора. Амплитуда акустических колебаний зависела

от длины резонатора и положения резонатора на камере сгорания. При присоединении резонатора к средней части камеры сгорания и увеличении амплитуды колебаний наблюдался рост тяговых характеристик камеры. Условия, при которых достигается максимум силы тяги камеры сгорания с резонатором, сформулированы в работе [6].

В настоящей работе представлены результаты экспериментальных исследований влияния акустических резонаторов на акустические и тяговые характеристики прямоточной эжекторной камеры сгорания при вибрационном горении водорода.

Камера сгорания и резонаторы представлены на рис. 1. Обозначено: $L_{\text{и}}$ — положение инжектора водорода, D — диаметр внутренней полости резонатора, $L_{\text{п}}$ — положение поршня резонатора, $L_{\text{р}}$ — положение резонатора на камере сгорания. Длина цилиндрической части камеры сгорания $L \sim 150$ мм, диаметр — 16 мм. Вход в камеру сгорания выполнен в виде конфузора с тороидальной поверхностью. Диаметр входа — 35 мм, длина — 17 мм.

Горло резонаторов имело длину 15 мм и диаметр 9,8 мм. Диаметры внутренних полостей резонатора 10, 11 и 19 мм (рис. 1, *a*, *b*, *c* соответственно). Полость резонатора перекрывалась поршнем, положение которого изменялось при проведении экспериментов. Ось резонатора перпендикулярна оси камеры сгорания. Резонатор располагался в середине камеры сгорания $L_{\text{р}}/L = 0,502$.

Водород подавался через иглу инжектора, которая вводилась в камеру сгорания на глубину $L_{\text{и}}/L = 0,338$. Инжектор механически развязан с камерой сгорания.

Камера сгорания с резонатором закреплялась на пантографе так, что имела возможность только продольного их перемещения. Продольная сила (тяга или сопротивление) F регистрировалась тензовесами. Измерения амплитуды звуковых колебаний A выполнялись с помощью конденсаторного микрофона М-101 на расстоянии 75 мм перед входом в камеру сгорания. Сигнал с микрофона выводился на “Измеритель шума и вибраций” ИШВ-1. Расход водорода Q определялся с помощью преобразователя разности давлений Сапфир-22ДД по перепаду давления на гидросопротивлении в трассе подачи водорода. Для измерения скорости эжектированного потока воздуха использован термоанемометр постоянного сопротивления. Датчик термоанемометра имел следующие характеристики нити: длина ~ 2 мм, диаметр — 5 мкм, диаметр державки — 2 мм, ток перегрева — 10 мА. Нить датчика термоанемометра с помощью державки вводилась в плоскость стыка конфузора и цилиндрической части камеры сгорания. При этом державка датчика была параллельна оси трубы, а нить датчика — перпендикулярна радиусу камеры сгорания и располагалась посередине между стенкой трубы и инжектором водорода. Показания приборов записывались на 12-ти канальный шлейфовый осциллограф Н117 и персональный компьютер IBM PC.

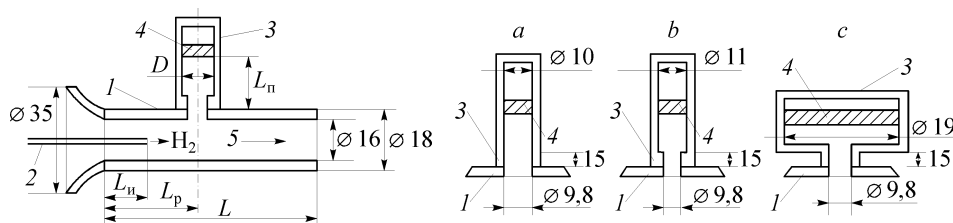


Рис. 1. Камера сгорания и резонаторы.

Положение элементов камеры сгорания: $L_{\text{п}}$ — поршень резонатора, $L_{\text{и}}$ — инжектор водорода, $L_{\text{р}}$ — резонатор; 1 — камера сгорания, 2 — инжектор водорода, 3 — резонатор, 4 — поршень резонатора, 5 — направление истечения продуктов сгорания.

Ошибка измерений тяги составляла $\pm 0,01$ Н. Акустические измерения проводились относительно эффективного давления $2 \cdot 10^{-5}$ Па в диапазоне частот $20 \div 18000$ Гц с относительной погрешностью не более 2%. Разница между мгновенным значением расхода водорода и осредненным значением, полученным при обработке осциллограмм, не превосходила $\pm 0,02$ г/с. По серии измерений построен коридор ошибок при измерениях скорости потока воздуха. Относительная погрешность при этом в диапазоне $5 \div 40$ м/с составляла $19 \div 7$ %.

На рис. 2 результаты экспериментов для резонаторов с $D = 11$ и 19 мм представлены в виде сводных трехмерных графических зависимостей силы тяги $F = F(L_{\text{п}}/L, Q)$ и соответствующей амплитуды звуковых колебаний $A = A(L_{\text{п}}/L, Q)$. По осям аппликата отложены значения измеренных сил F (в ньютонах) и амплитуд колебаний A (в децибелах). Положительная величина F — сила тяги, отрицательная величина — сила сопротивления. По осям ординат отложены расходы водорода Q , г/с, по осям абсцисс — относительное положение поршня резонатора $L_{\text{п}}/L$. Нижнему положению поршня резонатора соответствует $L_{\text{п}}/L = 0,1$ ($L_{\text{п}}$ совпадает с длиной горла резонатора). Зависимости для резонаторов с $D = 11$ и 19 мм на рис. 2, *a, b* представлены соответственно.

Приведенные зависимости показывают, что тяга F формируется при одинаковых значениях расхода водорода $0,18 < Q < 0,27$ г/с. Видна корреляция между поведением амплитуды колебания A и силы тяги F . Наибольшим значениям A отвечают наибольшие значения силы тяги, а уменьшение величины A ведет к уменьшению тяги F и развитию силы сопротивления. При одинаковых $L_{\text{п}}/L$ увеличение диаметра полости резонатора приводит к снижению уровня звука и развитию силы сопротивления. Например, при $L_{\text{п}}/L = 0,31$ для $D = 11$ мм и расходе

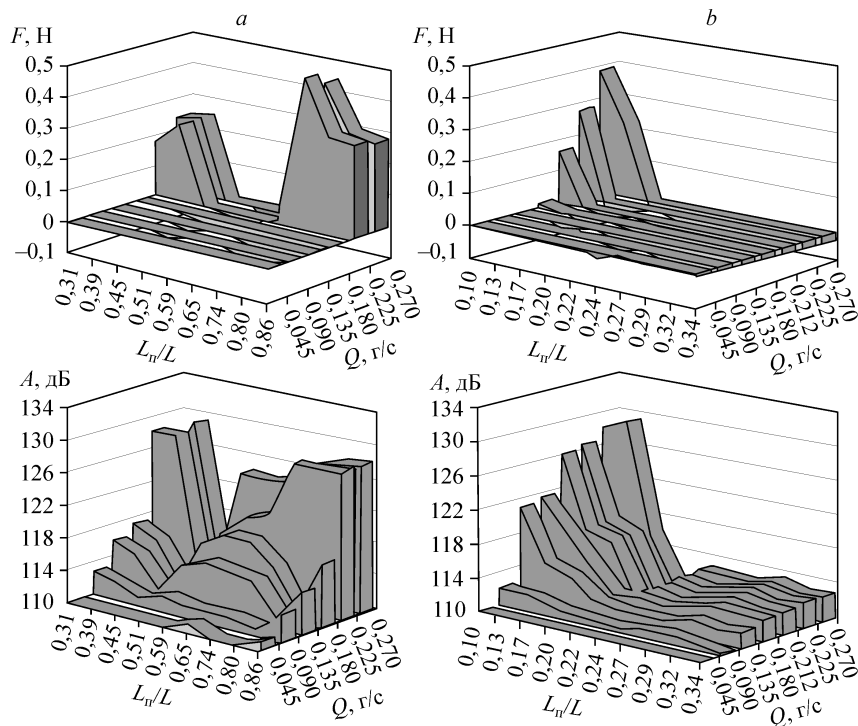


Рис. 2. Корреляция тяги F и амплитуды звуковых колебаний A .
Диаметры полости резонатора 11 (*a*), 19 (*b*) мм.

$Q = 0,27$ г/с уровень звука $A \sim 128$ дБ и соответствующая сила тяги камеры сгорания $F \sim 0,25$ Н, а для $D = 19$ мм и $L_{\text{п}}/L = 0,31$ при любых расходах водорода Q уровень звука A меньше 114 дБ и развивается сила сопротивления, т. е. резонатор с диаметром 19 мм является звукопоглотителем Гельмгольца. Для резонатора с диаметром 11 мм увеличение $L_{\text{п}}/L$ приводит к последовательной смене силы тяги на сопротивление и снова к развитию силы тяги. Максимальная сила тяги $F \sim 0,48$ Н достигалась при $L_{\text{п}}/L = 0,736$ и расходе водорода $Q = 0,225$ г/с, при этом удельный импульс $F/Q = 2130$ м/с. Для резонатора с $D = 19$ мм удельный импульс принимает положительные значения только в области параметров $Q > 0,15$ г/с и $0,1 < L_{\text{п}}/L < 0,174$. Наибольшее значение импульса $I \sim 1220$ м/с достигается в точке $L_{\text{п}}/L = 0,1$, $Q = 0,27$ г/с. При увеличении $L_{\text{п}}/L$ развивается сила сопротивления и удельный импульс становится отрицательным.

На рис. 3 для расхода водорода $Q = 0,225$ г/с показаны зависимости силы тяги F и амплитуды звуковых колебаний A от объема V_p . V_p , мм³ — суммарный объем полости резонатора и горла. Линиями a и b показаны зависимости для резонаторов с $D = 11$ мм и 19 мм соответственно. Точка 1 — значение тяги, полученное в экспериментах с камерой сгорания без резонатора. Точка 2 ($V_p = 1130,9$ мм³) соответствует нижнему положению поршня ($L_{\text{п}}/L = 0,1$). Точка 3 — тяга камеры сгорания с резонатором $D = 19$ мм ($L_{\text{п}}/L = 0,26$). Наибольшее и наименьшее значения силы тяги для камеры сгорания с резонатором $D = 10$ мм получены в точках 4 ($L_{\text{п}}/L = 0,67$) и 5 ($L_{\text{п}}/L = 0,4$) соответственно.

Для резонатора с $D = 11$ мм (линия a) наибольшее значение тяги $F \sim 0,48$ Н достигалось при $V_p \sim 9750$ мм³ ($L_{\text{п}} \sim 110$ мм). Для других значений V_p , полученных за счет изменения длины полости резонатора, наблюдалось уменьшение тяги камеры сгорания. Например, уменьшение $L_{\text{п}}$ на 10 мм ($V_p \sim 8800$ мм³) приводило к исчезновению тяги. Можно уменьшить объем полости резонатора V_p (с незначительной потерей тяги $\sim 3\%$) при одновременном уменьшении диаметра и длины полости резонатора. Это показано точкой 4 ($D = 10$ мм, $L_{\text{п}} = 100$ мм, $V_p \sim 7850$ мм³). Уменьшение длины полости резонатора (линия b) при сохранении его объема (за счет увеличения D до 19 мм) приводит к подавлению акустических колебаний, развитию силы сопротивления и отрицательному удельному импульсу.

На рис. 4 представлены данные, полученные в эксперименте с камерой сгорания без резонатора. На рис. 4, a приведена запись амплитуды акустических колебаний $A(t)$ и скорости потока воздуха $U(t)$, нанесены значения средней

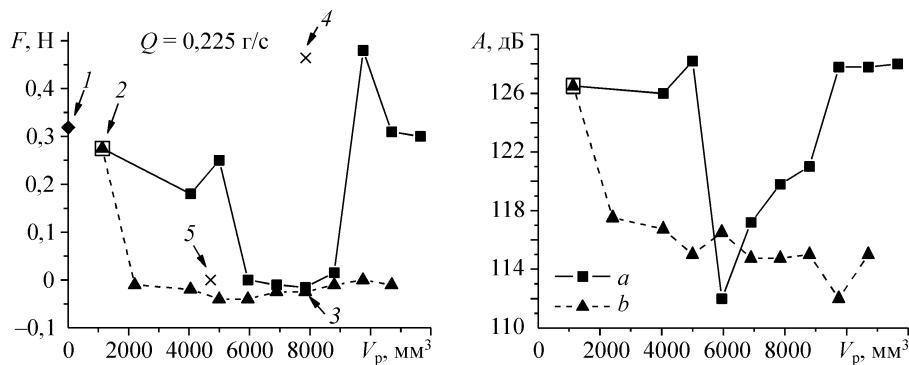


Рис. 3. Зависимости силы F и амплитуды A звуковых колебаний от общего объема резонатора. Диаметры полости резонатора 11 (a), 19 (b) мм.

Камера сгорания без резонатора (1), $L_{\text{п}}/L = 0,1$ (2), диаметры полости резонатора: 19 мм, $L_{\text{п}}/L = 0,26$ (3), 10 мм, $L_{\text{п}}/L = 0,67$ (4), 10 мм, $L_{\text{п}}/L = 0,4$ (5).

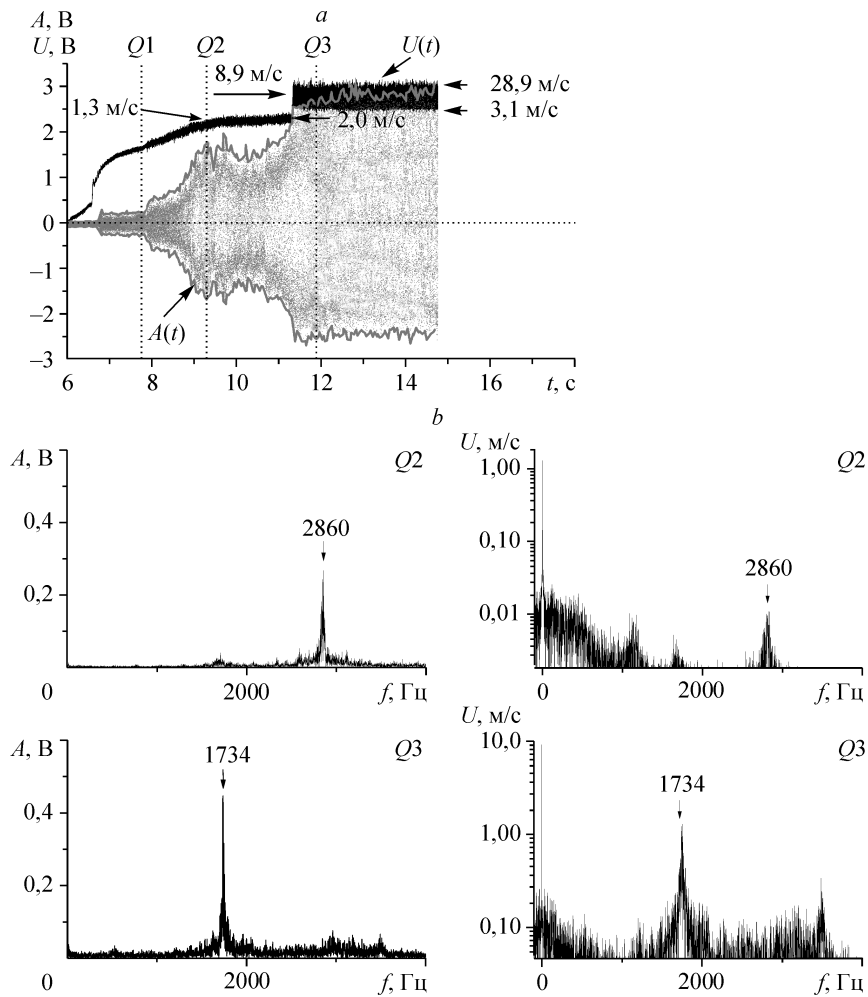


Рис. 4. Эксперимент с камерой сгорания без резонатора.

a — запись амплитуды акустических колебаний $A(t)$ и скорости потока воздуха $U(t)$, *b* — спектры акустических колебаний и пульсаций скорости потока; t — время в секундах, прошедшее с начала эксперимента, f — частота колебаний; Q — расход водорода в разные моменты времени; $Q1$ — 0,045, $Q2$ — 0,135, $Q3$ — 0,225 г/с.

скорости потока, максимальное и минимальное значения скорости в разные моменты времени. На рис. 4, *b* для расхода водорода $Q2$, $Q3$ показаны амплитудно-частотные спектры акустических колебаний, спектры пульсаций скорости потока и значения выделенных частот колебаний. Обозначено: t — время в секундах, прошедшее с начала эксперимента, f — частота колебаний, $Q1$, $Q2$, $Q3$ — значения $Q(t)$ для некоторых моментов времени. $Q(t)$ хорошо описывается линейной функцией в интервале изменения расхода водорода от $Q1$ до $Q3$ (тяга камеры для $Q = Q3$ показана точкой *1* на рис. 3). Видно, что при плавном изменении расхода Q наблюдается скачкообразное изменение параметров потока на входе в камеру сгорания. Скачком возрастает средняя скорость эжектированного потока воздуха, амплитуда акустических колебаний и амплитуда колебаний скорости потока. Одновременно с этим изменяется частотный спектр колебаний. Основная частота колебаний меняется с 2860 на 1734 Гц. На этом переходе развивается сила тяги камеры сгорания. Простейшая оценка частоты колебаний в трубе, открытой

с обоих концов, дает частоту ~ 1700 Гц. В этой оценке учтено, что часть камеры сгорания заполнена продуктами горения. Оценка коэффициента избытка воздуха α в камере сгорания для значения $Q = Q_2$ дает $\alpha \sim 0,073$. Наблюдается вибрационное горение водорода при недостатке окислителя, что согласуется с результатами [1]. Оценка коэффициента α для $Q = Q_3$, полученная для минимального, среднего и максимального значений скорости потока, дает следующие значения: $\alpha_{\min} \sim 0,105$, $\alpha_{\text{ср}} \sim 0,3$ и $\alpha_{\max} \sim 0,98$.

Для камеры сгорания с резонатором (см. точки 2 и 4 на рис. 3) спектры колебаний отличаются от спектров, представленных на рис. 4, *b*, только величиной амплитуды колебаний. Для резонатора с $D = 10$ мм (точка 4 на рис. 3) растет величина средней скорости потока и увеличивается амплитуда пульсаций скорости потока (примерно в три раза) на частоте 1734 Гц. Минимальное, среднее и максимальное значения скорости потока равны 4,9, 19 и 59,6 м/с соответственно. Оценки коэффициента α дают следующие значения: $\alpha_{\min} \sim 0,166$, $\alpha_{\text{ср}} \sim 0,642$ и $\alpha_{\max} \sim 2,01$, т. е. режим горения, при котором развивается тяга, характеризуется колебаниями величины α в диапазоне от $\alpha_{\min} < 1$ до $\alpha_{\max} \geq 1$. При изменении размеров полости резонатора (см. точки 3 и 5 на рис. 3) основная частота колебаний ~ 3000 Гц и колебания имеют малую амплитуду. Средняя скорость потока меньше 2,5 м/с и $\alpha_{\max} < 1$. Скачкообразный переход к другому режиму горения не реализуется и тяга отсутствует.

Представлены результаты экспериментального исследования влияния акустического резонатора на характеристики прямоточной эжекторной камеры сгорания с вибрационными режимами горения водорода. Показано, что наибольшие тяговые характеристики зависят от длины полости резонатора и достигаются при его использовании с диаметром полости, мало отличающимся от диаметра его горла. Применение резонатора, диаметр которого существенно отличается от диаметра горла, приводит к снижению уровня звука, силы тяги и удельного импульса камеры сгорания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Раушенбах Б.В. Вибрационное горение. — М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит-ры, 1961. — С. 500.
2. Патнэм А.А. Вибрационное горение с точки зрения практики // Нестационарное распространение пламени / Под ред. Дж. Г.Маркштейна. Пер. с англ. — М.: Мир, 1968. — С. 437.
3. Ахмадеев В.Ф., Корляков В.Н., Козлов Л.Н. и др. Подавление акустических колебаний в камерах сгорания резонансными звукопоглотителями. — М.: НПО Информ ТЭИ, 1991. — С. 48.
4. Потапкин А.В., Долматов В.Л., Трубицын А.И. Экспериментальные исследования тяговых характеристик модельной прямоточной эжекторной камеры сгорания при вибрационном горении водорода // Физика горения взрыва. — 2004. — Т. 40, № 3. — С. 9–13.
5. Баев В.К., Москвичев Д.Ю., Потапкин А.В. Управление тяговыми характеристиками прямоточной камеры сгорания пульсирующего горения с помощью акустических резонаторов // Физика горения взрыва. — 2000. — Т. 36, № 5. — С. 3–6.
6. Potapkin A.V., Pavlov A.A., Moskvichev D.Yu. Peculiarities of ramjet combustion chamber work with resonator under condition of vibration fuel combustion // Proc. 10th Inter. Conf. on the Methods of Aerophysical Research, Novosibirsk, 2002. — Pt. 1. — P. 161–167.

*Статья поступила в редакцию 20 июля 2006 г.,
после переработки — 10 марта 2008 г.*