

УДК 533.6.011

Анализ параметрических характеристик многократного цикла разогрева для водородной топливной струи с многоступенчатым впрыском топлива*

Р. Цао¹, Д. Юй²

¹*Северо-Восточный электротехнический университет, Цзилинь, Китай*

²*Харбинский технологический институт, Харбин, Китай*

E-mail: rui Fengcao@neepu.edu.cn

Распределенный ввод топлива является оптимальным выбором для работы прямоточного воздушно-реактивного двигателя на водороде: это помогает избежать эффектов теплового заклинивания и перегрева. С точки зрения термодинамического подхода распределенный (многоступенчатый) ввод топлива является практически применением цикла с промежуточным перегревом пара. Для анализа характеристик двигателя авторами разработана модель ГПВРД на водородном топливе с распределенным вводом топлива. К ключевым параметрам, влияющим на эффективность двигателя с распределенным вводом топлива, относятся: коэффициент расширения сечения камеры сгорания, число промежуточных нагревов и распределение по расширению сечений камеры. Выполнен анализ этих параметров, результаты которого могут быть интересны для разработчиков двигателя. Для увеличения удельной тяги двигателя представляются полезными следующие подходы: увеличение общего коэффициента расширения сечения камеры сгорания, увеличение числа нагревов и/или выбор подходящей геометрии для расширения камер. Для увеличения эффективности двигателя самым перспективным подходом является увеличение сечения камеры сгорания.

Ключевые слова: цикл с промежуточным подогревом, распределенный ввод топлива, гиперзвуковой прямоточный воздушно-реактивный двигатель на водородном топливе, удельная тяга, удельный импульс.

Введение

Гиперзвуковой вариант прямоточного воздушно-реактивного двигателя (ГПВРД) разрабатывался как силовая установка для перемещения летательных аппаратов в высоких слоях атмосферы. Большая часть исследований проводилась в ограниченном ряде стран, таких как США, Россия и Китай [1–8]. Водородное топливо имеет превосходные характеристики по сравнению с углеводородным топливом в терминах воспламеняемости, короткого времени задержки воспламенения и более высокой стабильности пламени. Такие естественные преимущества ГПВРД на водородном топливе привлекают внимание исследователей [9–12]. При этом на первое место выходят два важных аспекта: силовая установка должна работать в широком диапазоне по числу Маха и, кроме того, необходимо наличие дополнительных методов контроля и регулирования для повышения

* Исследование выполнено при поддержке Китайского фонда естественных наук (гранты № 11372092, 91216105, 51121004).

эффективности и безопасности работы двигателя на протяжении всего цикла полета. В работах [2, 6, 10, 13–15] было показано превосходство двигателя в случае распределенного ввода топлива. В публикации [6] было получено выражение для максимально возможного прироста энтропии для стационарного потока газа в канале с переменным сечением как функции подачи энергии и диссипации кинетической энергии потока. Условия перехода потока через скорость звука были получены для случая одномерного потока. Далее в публикациях [2, 10] была описана одномерная функционально-математическая модель для камеры сгорания ГПВРД на водородном топливе для трех сечений в канале, состоящем из секций со слабой и высокой степенью расширения. Было показано, что угол между векторами скорости для водородного потока и основного набегающего газового потока может быть довольно высоким для случая распределенного ввода топлива, что позволяет эффективно управлять процессом смешения. В работе [13] описывалась многосекционная сверхзвуковая камера сгорания с основной подачей топлива в первую секцию и с инжекторами в стене второй секции для введения топлива в эту расширяющуюся секцию. Течение изучалось путем помещения данной камеры в аэродинамическую трубу. Был показан прирост величины максимальной тяги на 120 %. В работе [14] было проведено одномерное численное моделирование для ГПВРД с двухстадийной подачей водородного топлива для чисел Маха от 4 до 7. Было обнаружено, что лучший результат по тяге достигается в случае, если большая часть топлива подается через первый топливный инжектор, что также обеспечивает безопасную работу двигателя. В работе [15] было показано, что оптимальные распределения давления в камере и высокая тяга получаются в сверхзвуковых камерах горения с распределенной подачей топлива.

Одно из преимуществ распределенного ввода топлива состоит в возможности уменьшить (или избежать) нежелательные взаимодействия между камерой и входящим потоком воздуха, которые могут привести к незапуску воздухозаборника. Другое заметное преимущество распределенного введения топлива заключается в усилении тяги при одновременном ограничении возможности теплового заклинивания и риска перегрева из-за интенсивного выделения тепла.

С точки зрения термодинамики распределенный (многостадийный) ввод топлива является практическим воплощением цикла промежуточного подогрева. Концепция цикла промежуточного подогрева впервые была применена для цикла паросиловой установки, который требуется для удаления влаги, переносимой потоком пара на конечных стадиях процесса расширения пара. Кроме того, такой подход позволяет увеличить выходную мощность системы с циклом паросиловой установки при ограничениях на входную температуру турбины. Похожая ситуация имеет место и при работе турбореактивного двигателя. Самая высокая температура в турбореактивном двигателе приходится на первую ступень турбины, а устойчивость к высоким температурам является одним из главных ограничений на общую тягу двигателя. Чтобы избежать выгорания лопастей, подача топлива должна проводиться в определенном диапазоне. Таким образом, воздух, забранный на впуске, остается не полностью использованным, что создает возможность повышения эффективности двигателя. С этой целью в турбореактивный двигатель вводят этап промежуточного подогрева, который осуществляется в форсажной камере. В случае турбореактивного двигателя, дополнительное количество топлива впрыскивается вниз по течению от турбины для повышения температуры и давления потока воздуха, а также для повышения эффективности двигателя. Следует отметить, что влияние цикла промежуточного подогрева на тепловую эффективность цикла является совершенно различным для паровой турбины (цикл Рэнкина) и турбореактивного двигателя (цикл Брайтона). Для случая цикла Рэнкина промежуточный подогрев увеличивает среднюю температуру дополнительного тепла и повышает к.п.д. теплового цикла, а для цикла Брайтона этап промежуточного подогрева увеличивает среднюю температуру на стадии отдачи тепла и понижает к.п.д. теплового цикла.

Физическая модель ГПВРД обычно включает воздухозаборник, изолятор в виде прямоугольного канала, камеру сгорания и сопло. Подробное описание термодинамического цикла для ГПВРД приведено в работе [16]. Результаты показали, что для случая ГПВРД на водородном топливе с одностадийной подачей последнего максимум для притока тепла имеет ограничения, вызванные явлением теплового запираания и максимально допустимой температурой потока. Поскольку теплота сгорания для водородного топлива намного выше, чем для других видов углеводородного топлива, то максимальное значение коэффициента избытка топлива остается значительно ниже единицы. Чтобы при этих ограничениях можно было и дальше использовать введенный поток воздуха и увеличивать удельную тягу в ГПВРД, вводят цикл промежуточного подогрева по аналогии с опытом улучшения турбореактивного двигателя. Таким образом возможно увеличить максимальное количество впрыска топлива и соответственно повысить тягу без необходимости захвата большего количества воздуха.

Представленная работа направлена на создание модели для оценки эффективности ГПВРД с распределенной подачей водородного топлива с точки зрения анализа цикла промежуточного подогрева. Исследование должно было обеспечить прямые и понятные результаты, необходимые разработчикам ГПВРД для улучшения производительности двигателя в широком рабочем диапазоне. В настоящей работе предлагается параметрическая модель многократного цикла промежуточного нагрева. Рассматриваются основные параметры, влияющие на эффективность двигателя, и излагаются базовые принципы конструкции двигателя.

Ограничения при одностадийном вводе топлива

Ограничения по работе воздухозаборника при низких числах Маха

Для некоторых вариантов конструкций двигателя существует ограничение для запуска системы компрессии, включающей воздухозаборник и изолятор, что свидетельствует о наличии максимального отношения давлений на выходе и входе компрессора. При заданном полетном числе Маха в случае, если входное давление для камеры сгорания (это противодавление для воздухозаборника) слишком высоко и отношение давлений превышает необходимый уровень для запуска компрессора, воздухозаборник не срабатывает и производительность двигателя резко падает. Данное предельное условие зависит от различных факторов и определяется при снижении числа Маха, при этом уменьшается максимальная допустимая величина для соотношения давлений [17]. Это означает большую вероятность незапуска воздухозаборника двигателя при низких числах Маха.

В случае двигателя с одностадийной (точечной) подачей топлива инжекция осуществляется по большей части на входе в камеру сгорания. При увеличении расхода инжектируемого топлива в районе изолятора развивается скачок уплотнения (или цепочка скачков), который из-за противодавления начинает двигаться вперед. Когда коэффициент избытка топлива достигает небольшой величины, высокое противодавление, вызванное интенсивным тепловыделением, будет выталкивать волну сжатия из горловины воздухозаборника и тогда имеет место незапуск воздухозаборника. Если двигатель работает при высоких числах Маха, то допустимый максимальный коэффициент избытка топлива достаточно высок и может достигать стехиометрической величины. Вместе с тем, когда ГПВРД работает при низких числах Маха, имеет место незапуск воздухозаборника при низких коэффициентах избытка топлива. Таким образом, коэффициент избытка топлива для ГПВРД с одностадийной инжекцией топлива будет намного меньше, чем стехиометрический коэффициент при низких числах Маха. Это приводит к недоиспользованию воздуха, захваченного в воздухозаборник, и потере тяги двигателя.

Ограничения по состоянию перегрева при высоких числах Маха

Следствием температурных ограничений на материал двигателя является наличие максимальной температуры для теплового цикла и, соответственно, ограничения по притоку тепла за цикл. Для двигателя, работающего при высоких числах Маха, температура набегающего потока имеет очень высокие значения. После сильного сжатия воздуха в воздухозаборнике входная температура на входе в камеру сгорания также становится достаточно высокой. В случае ГПВРД с одностадийной инжекцией топлива топливо подается на входе в камеру сгорания. Локализованное интенсивное сгорание топлива создает вниз по течению от топливных инжекторов локализованную высокую температуру, что может приводить к её избытку. Следовательно, из-за ограничений на перегрев коэффициент избытка топлива для ГПВРД не может достичь стехиометрического соотношения для потока с высоким числом Маха. Это также приводит к недоиспользованию воздуха из воздухозаборника и потере тяги двигателя.

Модель с распределенным вводом топлива

Схема цикла с многократным подогревом

Базовая физическая модель для цикла с повторным нагревом, реализуемая в ГПВРД с распределенным вводом топлива показана на рис. 1. Для рассматриваемого случая базового термодинамического цикла с точечной инжекцией топлива существует ряд ограничений, связанных с тепловым запирианием и перегревом материала. С учетом этого для реализации цикла с многократным повторным нагревом камеру сгорания разделяют на несколько сегментов и топливо подается в каждую субкамеру отдельно. Несколько расширяющихся каналов соединяют эти сегменты и выполняют роль диффузоров, в которых происходит ускорение нагретого воздушного потока. Одновременно возрастает температура и число Маха потока. Поток, входя в очередную субкамеру, нагревается за счет сверхзвукового горения. Таким образом, весь процесс притока тепла разбивается на несколько стадий. Как и для случая цикла в газовой турбине с повторным нагревом, прирост тепла на единицу потока воздуха возрастает с увеличением числа повторных нагревов, и тем большую часть тепла возможно конвертировать в тягу без прироста расхода воздушного потока.

Согласно физической модели для цикла многократного повторного нагрева (см. рис. 1) общий коэффициент избытка топлива определяется как

$$\varphi_t = \sum_{j=0}^N \varphi_j, \quad (1)$$

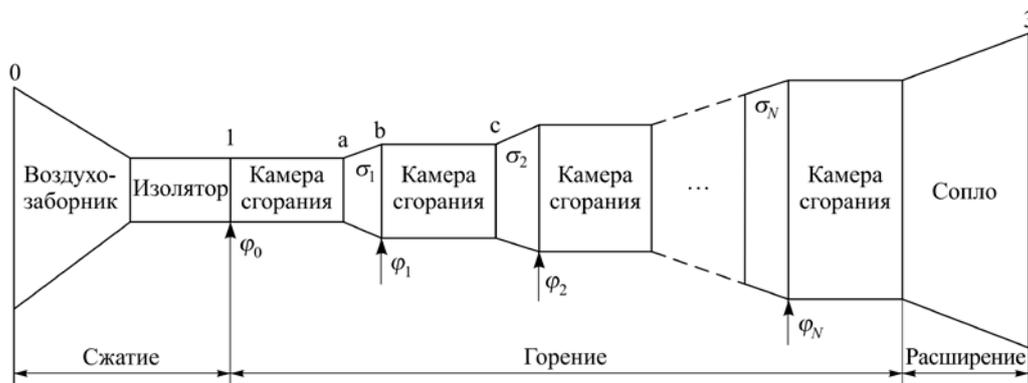


Рис. 1. Схема базовой физической модели для цикла с повторным нагревом.

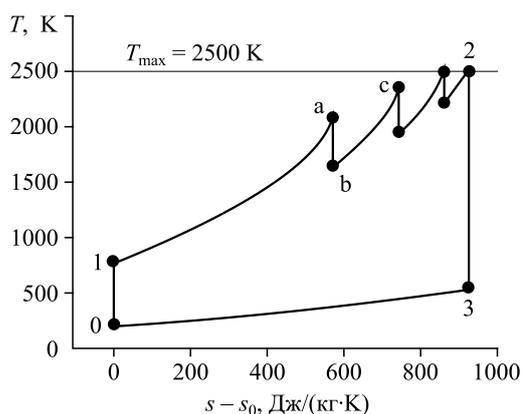


Рис. 2. T - s диаграмма для цикла многократного повторного нагрева, реализуемого ГПВРД.

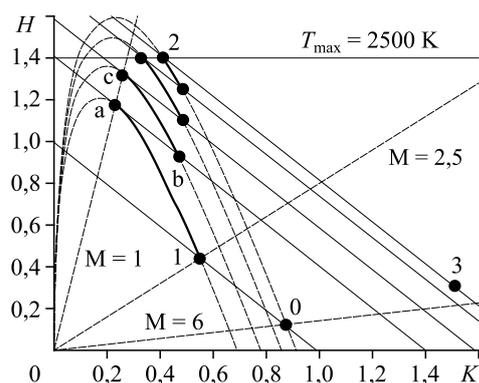


Рис. 3. H - K диаграмма для цикла многократного повторного нагрева, реализуемого ГПВРД.

коэффициент расширения площади камеры сгорания записывается в виде

$$\sigma_t = \prod_{j=1}^N \sigma_j, \quad (2)$$

где N — число повторных нагревов.

В качестве примера на рис. 2 и 3 представлены T - s и H - K диаграммы для цикла многократного повторного нагрева при $M_0 = 6$, $N = 3$, $\varphi_t = 0,39$ и $\sigma_t = 1,59$. H - K диаграмма отражает изменения энтальпии и кинетической энергии для воздушного потока. Эти диаграммы являются удобным инструментом для анализа термодинамики сверхзвукового потока [1]. Из них видно, что первые две стадии прироста тепла ограничены тепловым запирающим, а последние две ограничены по перегреву.

Основные предположения

При анализе термодинамических циклов обычно принимаются предположения, которые позволяют упростить процесс анализа цикла. В настоящей работе будем придерживаться следующих предположений.

1. В физической модели будем полагать, что дополнительная секция камеры сгорания имеет постоянное проточное сечение [13, 18]. В этом случае мы получаем постоянное сечение нагрева и для моделирования можно применять приближение релеевского течения. Кроме того, предполагается, что тепло добавляется только в постоянном сечении камеры сгорания, а в её расширяющейся части общая энтальпия воздушного потока остается постоянной.

2. Процессы сжатия и расширения потока считаются изоэнтропическими и адиабатическими.

3. Предполагается постоянство массы, отсутствуют потери тепла и потери на трение.

4. Используется идеальный газ с постоянной удельной теплоемкостью.

Модель работы двигателя

Представленный математический анализ является продолжением и развитием подхода, детально изложенного в работах [19–22].

1. Процесс сжатия.

Число Маха для сжатого потока газа в двигателе является важным параметром и определяется конфигурацией воздухозаборника. Для конкретного числа Маха M

соотношение для прироста температуры при сжатии в статических условиях можно записать как

$$\psi = \frac{2 + (k-1)M_0^2}{2 + (k-1)M_1^2}. \quad (3)$$

При этом максимальное значение этого соотношения температур будет следующим:

$$\psi_{\max} = \frac{2 + (k-1)M_0^2}{k+1}. \quad (4)$$

2. Приток тепла для субкамеры.

Для случая релеевского потока газа увеличение энтропии для субкамеры запишется как

$$\frac{s_{c,j} - s_{b,j}}{C_p} = \ln \left[\frac{M_{c,j}^2 \left(1 + kM_{b,j}^2 \right)^{(k+1)/k}}{M_{b,j}^2 \left(1 + kM_{c,j}^2 \right)} \right], \quad j = 0, 1, \dots, N. \quad (5)$$

Локальное число Маха по окончании подвода тепла вычисляется из уравнения сохранения энергии между положениями b и c :

$$C_p T_{b,j} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{b,j}^2 \right) + \varphi_j H_{PR} f_{st} = C_p T_{c,j} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{c,j}^2 \right), \quad j = 0, 1, \dots, N. \quad (6)$$

Отношение для статической температуры $T_{c,j}/T_{b,j}$ можно получить из анализа релеевского течения. Подставляя его в уравнение (6), получим

$$1 + \frac{\varphi_j H_{PR} f_{st}}{C_p T_{b,j} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{b,j}^2 \right)} = \frac{M_{c,j}^2 \left(1 + kM_{b,j}^2 \right)^2}{M_{b,j}^2 \left(1 + kM_{c,j}^2 \right)^2} \cdot \frac{2 + (k-1)M_{c,j}^2}{2 + (k-1)M_{b,j}^2}, \quad j = 0, 1, \dots, N. \quad (7)$$

Следовательно, полный прирост энтропии для многократного повторного нагрева будет иметь вид

$$\frac{s_2 - s_1}{C_p} = \sum_{j=0}^N \frac{s_{c,j} - s_{b,j}}{C_p} = \sum_{j=0}^N \ln \left[\frac{M_{c,j}^2 \left(1 + kM_{b,j}^2 \right)^{(k+1)/k}}{M_{b,j}^2 \left(1 + kM_{c,j}^2 \right)} \right] = \ln \left[\frac{M_2^2 \left(1 + kM_1^2 \right)^{(k+1)/k}}{M_1^2 \left(1 + kM_2^2 \right)} \right]. \quad (8)$$

3. Расширение газа в расширяющемся канале.

Процесс расширения газа в расширяющемся канале является изоэнтропическим. Тогда, согласно закону сохранения массы, выходное значение числа Маха находится следующим образом:

$$q(M_{b,j}) = \frac{q(M_{a,j})}{\sigma_j}, \quad j = 1, 2, \dots, N. \quad (9)$$

4. Параметр эффективности.

Для описанного цикла термический к.п.д. находится из формулы [13]:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C_p T_0 \left[\exp \left(\frac{s_2 - s_1}{C_p} \right) - 1 \right]}{\varphi_t H_{PR} f_{st}}. \quad (10)$$

Определив термический к.п.д. η_{th} , можно далее рассчитать такие параметры эффективности, как удельная тяга F_s и удельный импульс I_{sp} :

$$F_s = \sqrt{V_0^2 + 2\eta_{th}\varphi_t H_{PR} f_{st}} - V_0, \quad (11)$$

$$I_{sp} = \frac{F_s}{\varphi_t f_{st} g}. \quad (12)$$

Результаты и их обсуждение

Мотивацией для использования многостадийного ввода водородного топлива в ГПВРД является возможность расширения рабочего интервала двигателя при ограничениях на тепловое запыряние и перегрев. В этой связи особое внимание должно уделяться максимальному к.п.д. цикла. В предыдущих работах было показано, что удельная тяга двигателя является функцией φ_t и ψ при постоянном числе Маха M_0 [13]. Как упоминалось во введении, ограничения определяют максимальное количество притока тепла, и как следствие, максимальную удельную тягу. Отметим, что в указанной работе были проанализированы две максимальные величины удельной тяги. Первая — максимальная величина F_s при данном ψ , соответствующем максимальному коэффициенту избытка топлива. Эта величина была определена как максимальная удельная тяга и обозначена как $F_{s,\psi}$. Вторая величина — это максимум для $F_{s,\psi}$, который соответствует оптимальному отношению температур при сжатии газа и максимуму общего соотношения избытка топлива. Данная величина была определена как предельная величина удельной тяги и обозначена как $F_{s,lim}$.

Для цикла повторного нагрева существует несколько факторов, влияющих на его эффективность. В первую очередь к ним относятся: коэффициент расширения площади сечения камеры сгорания σ_t , число нагревов N и распределение пропорций для расширения площади сечения канала $\chi = (\sigma_1 - 1)/(\sigma_t - 1)$ (для $N = 2$). Они будут обсуждаться в последующих разделах. В нижеприведенном анализе использовались следующие параметры: $H_{PR} = 140000$ кДж/кг, $T_0 = 217$ К, $T_{max} = 2500$ К, $C_p = 1,004$ кДж/(кг·К), $M_0 = 6$ и $k = 1,4$.

Изменение коэффициента расширения сечений σ_t

На рис. 4–7 приведены для сравнения эффективности термодинамического цикла с различными σ_t . Здесь $N = 1$, поэтому $\sigma_t = \sigma_1$. Как показано на рис. 4 и было изложено

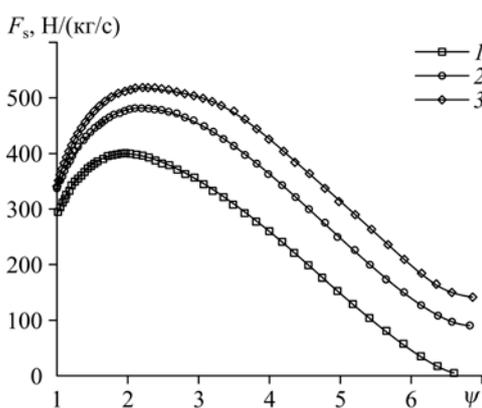


Рис. 4. Максимальная удельная тяга как функция коэффициента прироста температуры при расширении канала. $\sigma = 1$ (1), 1,2 (2), 1,4 (3).

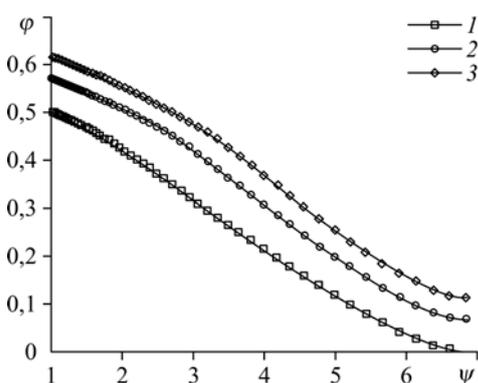


Рис. 5. Коэффициент избытка топлива как функция коэффициента прироста температуры для различных коэффициентов расширения канала. Обозначения см. на рис. 4.

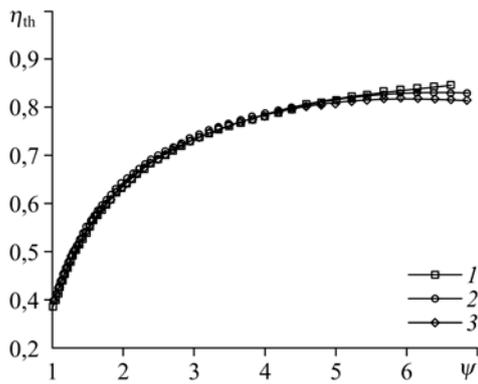


Рис. 6. Термальная эффективность как функция коэффициента прироста температуры для различных коэффициентов расширения канала
Обозначения см. на рис. 4.

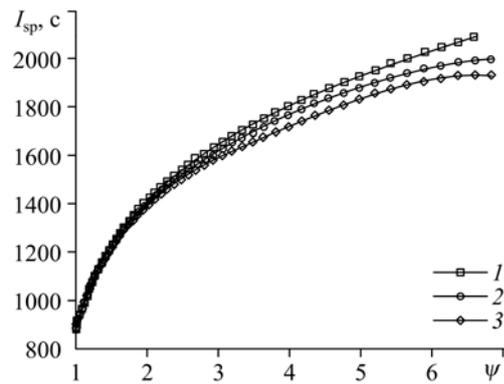
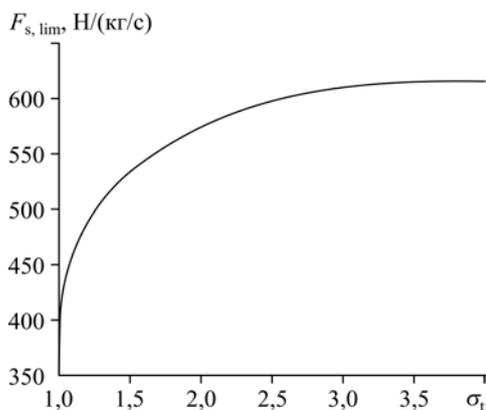


Рис. 7. Удельный импульс как функция коэффициента прироста температуры для различных коэффициентов расширения канала.
Обозначения см. на рис. 4.

в работе [13], максимальная удельная тяга $F_{s, \psi}$ сначала увеличивается по мере роста коэффициента повышения статической температуры сжатия ψ для любого σ_t . По достижении температурным коэффициентом некоторой величины максимум удельной тяги уменьшается из-за ограничений на перегрев. Это означает, что существует оптимальный коэффициент статической температуры сжатия ψ_{opt} для заданных параметров M_0 , N и σ_t .

Как видно из рис. 4, максимальная удельная тяга $F_{s, \psi}$ возрастает с ростом σ_t для любого ψ . Основная причина в том, что чем больше коэффициент прироста сечения камеры сгорания, тем более низкая входная статическая температура и/или высокое число Маха могут быть получены для дополнительной камеры сгорания. Таким образом, за цикл достигается больший нагрев, и это хорошо видно из данных, представленных на рис. 5. Кроме того, на рис. 4 показано, что ψ_{opt} увеличивается с ростом σ_t . Это происходит вследствие того, что больший коэффициент прироста сечения камеры приводит к низкой температуре для субкамеры и способствует большему количеству добавленного тепла. Результаты, приведенные на рис. 6 и 7, показывают, что увеличение коэффициента прироста сечения σ_t имеет малое влияние на термальную эффективность и удельный импульс двигателя. Это означает, что увеличение коэффициента прироста сечения положительно отразится на работе ГПВРД.

Как показано на рис. 8, при большом увеличении площади сечения предел по удельной тяге может быть улучшен на 50 %. Однако тенденция к увеличению предельной удельной тяги $F_{s, lim}$ замедляется с увеличением коэффициента прироста сечения σ_t .



Дальнейшее увеличение этого коэффициента будет приводить к увеличению сечения двигателя с наветренной стороны, что серьезно увеличит сопротивление в полете. Таким образом, подходящий коэффициент прироста сечения должен определяться в процессе разработки двигателя с распределенным вводом топлива.

Рис. 8. Предельная удельная тяга как функция коэффициента расширения канала.

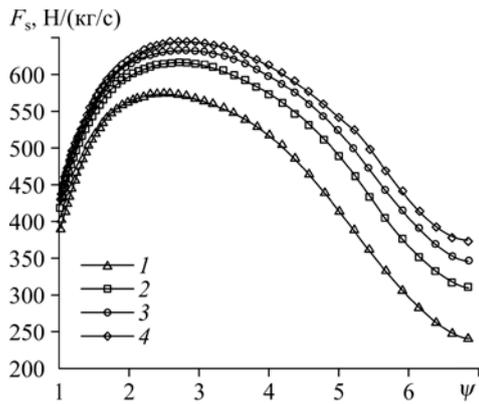


Рис. 9. Максимальная удельная тяга как функция коэффициента прироста температуры при расширении при различных числах повторного нагрева. $N = 1$ (1), 2 (2), 3 (3), 4 (4).

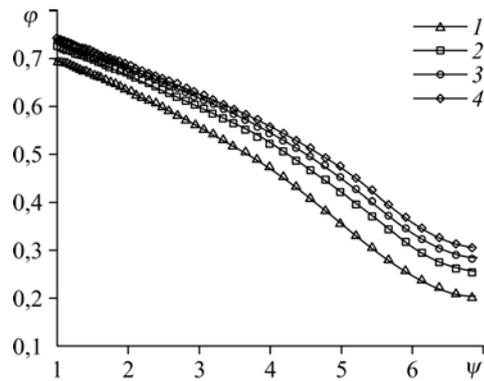


Рис. 10. Коэффициент избытка топлива как функция коэффициента прироста температуры при расширении при различных числах повторного нагрева. Обозначения см. на рис. 9.

Моделирование при различных числах повторного нагрева N

На рис. 9–12 для сравнения приведены параметры эффективности термодинамического цикла при различных числах N и при $\sigma_1 = 2$. Коэффициент расширения сечения был распределен равномерно между всеми секциями повторного нагрева и поэтому $\sigma_i = \sigma_1^{(1/N)}$. Как видно из рис. 9, максимальная удельная тяга $F_{s,\psi}$ вначале возрастает, а затем уменьшается с ростом коэффициента роста температуры при сжатии ψ при любом N . Также видно, что максимальная удельная тяга $F_{s,\psi}$ увеличивается с ростом N для любого ψ , величина ψ_{opt} также возрастает с N . Результаты для максимального коэффициента избытка топлива представлены на рис. 10. Графики, приведенные на рис. 11 и 12, показывают, что термический к.п.д. и удельный импульс для двигателя возрастают с увеличением числа повторных нагревов N . Таким образом, увеличение числа нагревов способствует повышению эффективности ГПВРД с распределенной подачей топлива.

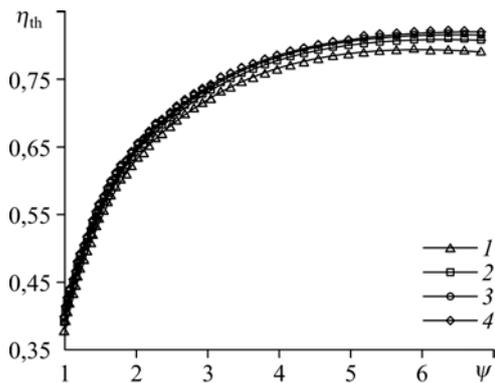


Рис. 11. Термический к.п.д. как функция коэффициента прироста температуры при расширении при различных числах повторного нагрева. Обозначения см. на рис. 9.

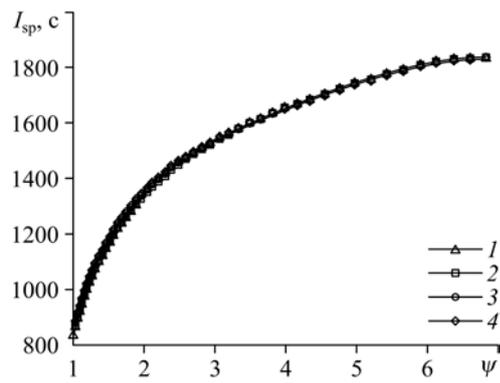


Рис. 12. Удельный импульс как функция коэффициента прироста температуры при расширении при различных числах повторного нагрева. Обозначения см. на рис. 9.

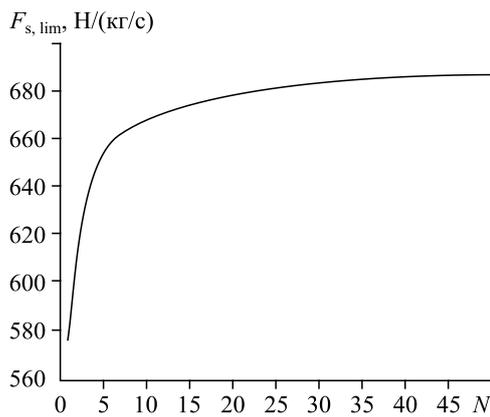


Рис. 13. Предельная удельная тяга как функция числа повторных нагревов.

Из рис. 13 видно, что для случая большого числа нагревов достигается увеличение предельной удельной тяги на 17%. Однако эта тенденция увеличения предельной удельной тяги $F_{s, \text{lim}}$ замедляется с дальнейшим ростом числа повторных нагревов N . С другой стороны, увеличение числа нагревов N существенно увеличивает длину и вес камеры сгорания. Таким образом, необходимое число секций сгорания определяется в процессе проектирования двигателя с использованием распределенного ввода топлива.

Различные варианты расширения сечения камеры χ

На рис. 14–17 приведены параметры эффективности термодинамического цикла при различных значениях параметра расширения сечения камеры χ и параметрах $\sigma_1 = 2$, $N = 2$. Как и в предыдущем случае, максимальная удельная тяга $F_{s, \psi}$ вначале возрастает, а затем снижается с ростом коэффициента прироста температуры при сжатии ψ (при любом σ_1).

Согласно модели производительности работы термодинамического цикла, случай с $\chi = 0$ совпадает с вариантом $\chi = 1$. Как показано на рис. 14, максимальная удельная тяга $F_{s, \psi}$ вначале возрастает, а затем понижается с ростом χ (при любом ψ). Это означает, что существует оптимальное распределение пропорций расширения площади сечения устройства χ_{opt} , которое обеспечивает максимум для $F_{s, \psi}$. Эта тенденция также заметна на рис. 18. Кривая на рис. 15 отражает максимальный коэффициент избытка топлива как функцию ψ . Из диаграммы видно, что рост $F_{s, \psi}$ в основном вызван увеличением притока тепла. Результаты, приведенные на рис. 16, 17, показывают, что изменение распределения в пропорции степени расширения канала оказывает незначительное влияние на термический к.п.д. и удельную тягу ГПВРД.

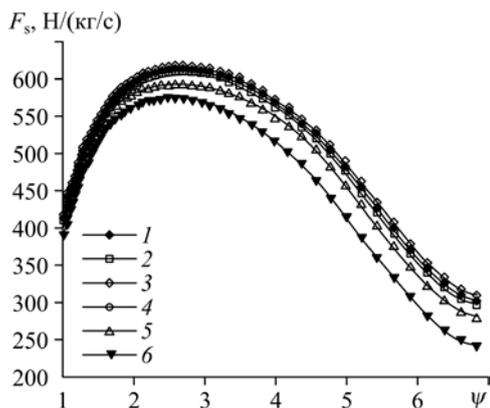


Рис. 14. Максимальная удельная тяга как функция коэффициента прироста температуры при сжатии для различных пропорций геометрии канала. $\sigma = 1$ (1), 1,2 (2), 1,4 (3), 1,6 (4), 1,8 (5), 2 (6).

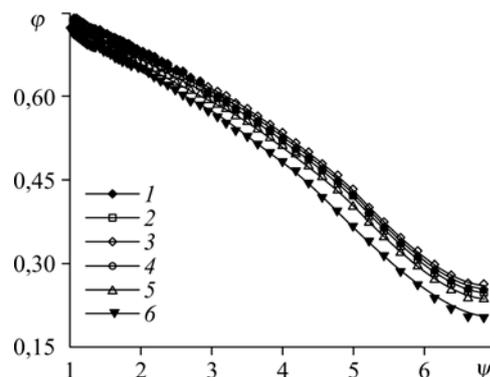


Рис. 15. Коэффициент избытка топлива как функция коэффициента прироста температуры при сжатии для различных пропорций геометрии канала. Обозначения см. на рис. 14.

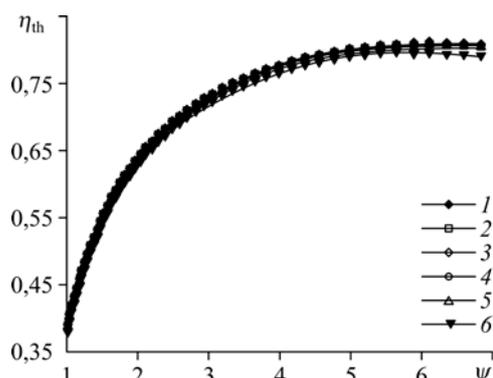


Рис. 16. Термический к.п.д. как функция коэффициента пророста температуры при сжатии для различных пропорций геометрии канала.

Обозначения см. на рис. 14.

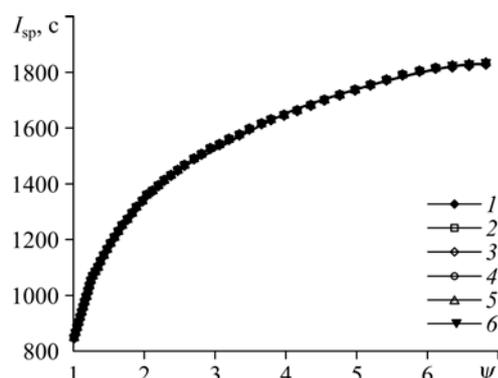


Рис. 17. Удельная тяга как функция коэффициента пророста температуры при сжатии для различных пропорций геометрии канала.

Обозначения см. на рис. 14.

На рис. 18 изображены графики предельной удельной тяги $F_{s,lim}$ как функции χ при различных значениях σ_t . Видно, что параметр χ_{opt} уменьшается с ростом σ_t . Таким образом, в случае варианта ГПВРД с двухстадийной инжекцией топлива, несмотря на то, что коэффициент расширения для первой секции также увеличивается, доля первой секции в пропорции расширения геометрии камеры должна быть уменьшена с целью повышения эффективности. При подходящем распределении пропорций расширения канала усиление предельной удельной тяги может составлять около 10 %.

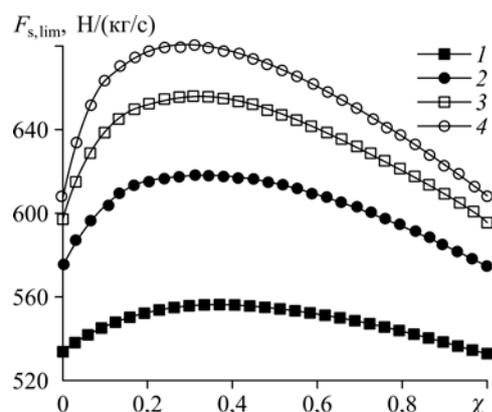
Как было показано выше, удельная тяга двигателя может быть улучшена за счет оптимизации коэффициента расширения сечения и числа повторных нагревов газа, а также за счет выбора пропорций в коэффициенте расширения. Для улучшения эффективности двигателя самым очевидным приемом является увеличение расширения сечения камеры.

Выводы

Тепловое запираение и перегрев являются основными факторами, которые ограничивают эффективность ГПВРД на водородном топливе. Для преодоления этих ограничений можно использовать распределенный ввод топлива. С точки зрения термодинамического подхода такой вариант подачи топлива является практической реализацией цикла с повторным нагревом — это известная технология, применяемая в паровых турбинах или в турбореактивных двигателях. В представленной работе рассмотрена параметрическая модель для анализа характеристик ГПВРД на водородном топливе в варианте распределенного ввода топлива. В рамках этой модели можно оценить термический к.п.д., удельную тягу и удельный импульс для такого двигателя.

С целью получения прямых и однозначных результатов, полезных для разработчиков двигателя, проведен анализ ряда параметров, влияющих на эффективность двигателя с распределенным вводом топлива: коэффициента расширения сечения камеры сгорания, числа промежуточных нагревов, распределительного числа для расширения сечений. Из анализа ключевых параметров можно сделать следующие выводы.

Рис. 18. Предельная удельная тяга как функция изменений геометрии канала. $\sigma_t = 1,5$ (1), 2 (2), 2,5 (3), 3 (4).



1. Удельная тяга двигателя существенно повышается за счет увеличения коэффициента расширения сечения камеры сгорания и числа повторных нагревов и/или за счет выбора подходящих пропорций для геометрии расширения. Самым очевидным подходом для повышения эффективности ГПВРД является увеличение коэффициента расширения сечения камеры сгорания.

2. Для случая достаточно большого коэффициента расширения камеры сгорания предельная удельная тяга может быть увеличена почти на 50 %. Но увеличение этого коэффициента приведет к росту наветренной площади двигателя и соответственно к росту гидродинамического сопротивления при полете. Поэтому подходящий коэффициент расширения сечения должен определяться в процессе разработки двигателя с распределенным вводом топлива.

3. Если число повторных нагревов достаточно велико, то предельная удельная тяга может быть повышена до 17 %. С другой стороны, увеличение числа нагревов существенно увеличит длину и вес камеры сгорания, поэтому оптимальное число нагревов определяется в процессе проектирования двигателя.

4. При подходящем распределении коэффициента расширения сечений между стадиями возможно увеличение предельной удельной тяги до 10 %.

Список литературы

1. Heiser W.H., Pratt D.T. Hypersonic airbreathing propulsion. AIAA Education Series. 1993.
2. Латыпов А.Ф. On organizing the working process in air-breathing engines // AIP Conf. Proc. 2017. Vol. 1893, No. 1. S. 1. P. 030014.
3. Billig F.S. Research on supersonic combustion // J. Propul. Power. 1993. Vol. 9. P. 499–514.
4. Звегинцев В.И. Газодинамические проблемы при работе сверхзвуковых воздухозаборников в нерасчетных условиях (обзор) // Теплофизика и аэромеханика. 2017. Т. 24, № 6. С. 829–858.
5. Гунько Ю.П., Мажуль И.И. Газодинамическое построение плоского сверхзвукового воздухозаборника с повышенным коэффициентом расхода // Теплофизика и аэромеханика. 2012. Т. 19, № 3. С. 431–448.
6. Латыпов А.Ф. Условие существования стационарного течения в канале переменного сечения при подводе тепла и диссипации кинетической энергии // Письма в ЖЭТФ. 2012. Т. 38, № 22. С. 21–28.
7. Huang W., Yan L., Tan J.G. Survey on the mode transition technique in combined cycle propulsion system // Aerospace Sci. and Technology. 2014. Vol. 39. P. 685–691.
8. Фомин В.М., Латыпов А.Ф. Из атмосферы — в космос // Наука из первых рук. 2011. № 3. С. 10–19.
9. Bao W., Qin J., Zhou W.X., Yu D.R. Effect of cooling channel geometry on re-cooled cycle performance for hydrogen fueled scramjet // Int. J. Hydrogen Energy. 2010. Vol. 35, Iss. 13. P. 7002–7011.
10. Латыпов А.Ф. Функциональная математическая модель камеры горения водорода гиперзвукового прямо-точного воздушно-реактивного двигателя // Прикл. механика и технич. физика. 2015. Т. 56, № 5. С. 76–90.
11. Qin J., Bao W., Zhou W.X., Yu D.R. Flow and heat transfer characteristics in fuel cooling channels of a recooling cycle // Int. J. Hydrogen Energy. 2010. Vol. 35, Iss. 13. P. 10589–10598.
12. Huang W. Design exploration of three-dimensional transverse jet in a supersonic crossflow based on data mining and multi-objective design optimization approaches // Int. J. Hydrogen Energy. 2014. Vol. 39. P. 3914–3925.
13. Tomioka S., Murakami A., Kudo K., Mitani T. Combustion tests of a staged supersonic combustor with a strut // J. Propul. Power. 2001. Vol. 17, Iss. 2. P. 293–300.
14. Cao R.F., Chang J.T., Bao W., Guo M., Qin D., Wang Z.G. Analysis of combustion mode and operating route for hydrogen fueled scramjet engine // Int. J. Hydrogen Energy. 2013. Vol. 38, Iss. 14. P. 5928–5935.
15. Thomas S.R., Guy R.W. Scramjet testing from Mach 4 to 20—present capability and needs for the nineties // AIAA Paper. 1990. No. 1990–1388.
16. Cao R.F., Chang J.T., Tang J.F., Wang Z.Q., Yu D.R. Study on combustion mode transition of hydrogen fueled dual-mode scramjet engine based on thermodynamic cycle analysis // Int. J. Hydrogen Energy. 2014. Vol. 39, Iss. 36. P. 21251–21258.
17. Shi X.X., Chang J.T., Bao W., Yu D.R., Li B. Supersonic inlet buzz margin control of ducted rockets // Proc. Inst. Mech. Eng. Part G J. Aerospace Engng. 2010. Vol. 224, No. 10. P. 1131–1139.
18. Chavez F.R., Schmidt D.K. Analytical aeropropulsive-aeroelastic hypersonic-vehicle model with dynamic analysis // J. Guid. Control Dyn. 1994. Vol. 17, No. 6. P. 1308–1319.
19. Mattingly J.D., Heiser W.H., Pratt D.T. Aircraft engine design. 2nd Ed. AIAA Education Series. 2002.
20. Hill P.G., Peterson C.R. Mechanics and thermodynamics of propulsion. New York: Addison–Wesley Publishing Co, 1992. P. 155–164.
21. Shapiro A.H. The dynamics and thermodynamics of compressible flow. Vol. 1. New York: Roland Press Company, 1953.
22. Anderson J.D. Modern compressible flow. 3rd Ed. New York: McGraw-Hill, 2003. 760 p.

*Статья поступила в редакцию 10 января 2019 г.,
после переработки — 11 декабря 2019 г.,
принята к публикации 10 февраля 2020 г.*