

ВРАЩАЮЩАЯСЯ ИЗОХОРНАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

©2014 В.А. Поршнева

Конструкторское бюро «Электроприбор», г. Саратов

В статье рассмотрены процессы сгорания в изохорной вращающейся камере сгорания и расширения продуктов сгорания в турбине и в сопле, даны основные теоретические выкладки. Особенностью конструкции камеры сгорания газотурбинного двигателя является то, что она образована вращающимся диском, состоящим из ступицы, лопаток, сориентированных вдоль оси вращения, соединённых по концам обечайкой и входным и выходным дисками с прорезями. Прорези на входном диске предназначены для заполнения камеры сгорания рабочей смесью. На выходном диске – для выхода продуктов сгорания и подачи их на лопатки турбины. Процесс сгорания топливной смеси происходит в момент, когда межлопаточное пространство камеры сгорания закрыто входным и выходным дисками. Горение осуществляется в замкнутом пространстве, т.е. выполняется условие изохорного процесса. Показано, что газ, вытекающая из камеры после сгорания при $v = \text{const}$, расширяется в турбине и совершает работу. Располагаемая работа турбины в газотурбинном двигателе зависит от характера наполнения камеры сгорания и, следовательно, от реализуемого в установке цикла. Действительная работа турбины определяется по значению её КПД, который, в свою очередь, зависит от характера процесса расширения.

Проведенные исследования позволили сделать вывод, что применение газотурбинных установок с циклом $v = \text{const}$ позволяет увеличить термический КПД на 20%. Это касается, в первую очередь, газотурбинных двигателей с небольшой степенью повышения давления и выражается в увеличении мощности и экономичности без изменения массы двигателя. Кроме того, использование цикла $v = \text{const}$ в обычных газотурбинных двигателях на максимальном режиме не требует значительного изменения конструкции.

Изохорная камера, газотурбинный двигатель, процесс горения, процесс расширения.

Введение

Исследования показывают, что применение в некоторых областях газотурбинных установок (ГТУ) с циклом $v = \text{const}$ может дать заметную выгоду. Это касается, в первую очередь, газотурбинных двигателей (ГТД) с небольшой степенью повышения давления и выражается в увеличении мощности и экономичности без изменения массы двигателя. Кроме того, применение цикла $v = \text{const}$ в обычных ГТД на максимальном режиме не требует значительного изменения конструкции и обеспечивает существенное увеличение мощности двигателя.

Рассматриваемая камера сгорания (КС) ГТД образована вращающимся диском, состоящим из ступицы, лопаток, сориентированных вдоль оси вращения, соединённых по концам обечайкой и входным и выходным дисками с прорезями. Прорези на входном диске предназначены для заполнения КС рабочей смесью. На

выходном диске – для выхода продуктов сгорания и подачи их на лопатки турбины. Процесс сгорания топливной смеси происходит в момент, когда межлопаточное пространство камеры сгорания закрыто входным и выходным дисками. Горение происходит в замкнутом пространстве, т.е. выполняется условие $v = \text{const}$ (условие изохорного процесса).

Важным параметром процесса сгорания является скорость тепловыделения, которая обуславливает скорость сгорания топлива. В ГТУ при $p = \text{const}$ скорость влияет лишь на выбор конструкции и размеров камеры, которые определяются из условия пребывания топлива в камере до окончания его сгорания. Скорость тепловыделения не влияет ни на мощность двигателя, ни на его КПД. В ГТД с изохорными КС при уменьшении значения скорости увеличивается продолжительность сгорания топлива, возрастает продолжительность цикла и при постоянном значе-

нии активного периода цикла мощность двигателя снижается пропорционально отношению активного периода цикла к продолжительности всего цикла.

Газ, вытекая из камеры после сгорания при $v = const$, расширяется в турбине и совершает работу. Располагаемая работа турбины в ГТУ $v = const$ зависит от характера наполнения камеры сгорания и, следовательно, от реализуемого в установке цикла. Действительная работа турбины определяется по значению её КПД, который в свою очередь зависит от характера процесса расширения.

В статье рассмотрены процессы сгорания в изохорной вращающейся КС и расширения продуктов сгорания на турбине, даны основные теоретические выкладки.

Процесс сгорания при постоянном удельном объёме. В идеальном цикле $v = const$ нагрев газа при постоянном объёме сопровождается подведением теплоты $Q_1 = c_v T_{Гv} - c_v T_x$, где c_v – средняя удельная теплоёмкость при постоянном объёме; $T_x, T_{Гv}$ – температуры начала и конца сгорания. Давление в конце нагревания $p_{Гv} = p_k T_{Гv} / T_x$ определяют, как при изохорном процессе. При этом характер наполнения камеры сказывается лишь на температуре T_x . При заданной температуре $T_{Гv}$ с увеличением температуры T_x уменьшается теплота Q_1 и давление $p_{Гv}$, в результате чего снижается экономичность цикла.

В действительном цикле $v = const$, реализуемом в ГТУ, происходит процесс сгорания, сопровождающийся изменением состава рабочего тела. Количество теплоты, подведенной к 1 кг воздуха при сгорании в постоянном объёме, зависит от низшей теплоты сгорания при постоянном объёме Q_{nv}^p и от относительного расхода топлива g_{Tnv} , т.е.

$$Q_1 = c_v T_{Гv} - c_v T_x,$$

$$\text{где } g_{Tnv} = \frac{G_{Tл}}{G_B} \approx \frac{c_{vн.с} T_{Гv} - c_{vB} T_x}{Q_{nv}^p \eta_{Гv} - (c_{vн.с} T_{Гv} - c_{vн.с} T_0)};$$

$G_{Tл}$ и G_B – секундные расходы топлива и воздуха соответственно; $c_{vн.с}$ и c_{vB} – средние удельные теплоёмкости продуктов сгорания и воздуха соответственно; $\eta_{Гv}$ – коэффициент полноты сгорания в камерах $v = const$; T_0 – температура определения теплоты сгорания Q_{nv}^p .

Значение $\eta_{Гv}$ зависит от состава, свойств и состояния топлива, температуры и давления воздуха, способа смесеобразования, степени турбулизации смеси, условий зажигания и наличия в камере условий, стимулирующих горение. Экспериментальные и теоретические исследования прерывистого сгорания (ПС) указывают на возможность осуществления в камерах ГТУ $v = const$ полноты сгорания не меньшей, чем при сгорании топлива с постоянным давлением, т.е. $\eta_{Гv} = \eta_{Гp} = 0,96...0,99$.

В итоге, при суммарной степени повышения входного давления $\pi_{КС}^* = 10$ термический КПД η_t увеличивается на 20% [1] по сравнению с традиционным циклом с подводом теплоты при $p = const$.

Сравним величину Q_{nv}^p с теплотой сгорания при постоянном давлении Q_{np}^p . Для этого рассмотрим процессы сгорания топлива при постоянных объёме и давлении.

Предположим, что в калориметре имеется смесь топлива с воздухом массой 1 кг при давлении p_A , температуре T_A с молекулярной массой m , числом молекул n и газовой постоянной R . После сжигания топлива при постоянном давлении образуются продукты сгорания со значениями m', n' и R' , которые при параметрах p_A и T_A занимают объём V' .

Если принять, что $n' < n$, то $V' < V$. При этом теплота Q_{nv}^p меньше теплоты на величину работы внешнего давления, т.е. $Q_{nv}^p = Q_{np}^p - p_A (v - v')$.

Давление в конце сгорания p_{Γ_v} зависит от отношения n'/n и, следовательно, от коэффициента избытка воздуха α . С увеличением α имеем $n'/n \rightarrow 1$. При $\alpha \rightarrow \infty$ $p_{\Gamma_{v\infty}} = p_K \frac{T_{\Gamma_v}}{T_x}$. Следовательно, давление p_{Γ_v} в конце действительного процесса сгорания при $v = const$ отличается от давления $p_{\Gamma_{v\infty}}$ в n'/n раз, т.е. $p_{\Gamma_v} = p_{\Gamma_{v\infty}} \frac{n'}{n}$.

Изменение энтропии, соответствующее отношению давления $\frac{p_{\Gamma_{v\infty}}}{p_{\Gamma_v}}$ при постоянной температуре T_{Γ_v} ,

$$\Delta_s = R \ln \left(\frac{p_{\Gamma_{v\infty}}}{p_{\Gamma_v}} \right) = R \ln \left(\frac{n'}{n} \right).$$

Важным параметром процесса сгорания является скорость тепловыделения β (в киловаттах), которая обуславливает скорость сгорания топлива. В ГТУ при $p = const$ параметр β влияет лишь на выбор конструкции и размеров камеры, которые определяются из условия пребывания топлива в камере до окончания его сгорания. Значение β не влияет ни на мощность двигателя, ни на его КПД. В ГТД ПС с циклом $v = const$ при уменьшении значения β увеличивается продолжительность z_q сгорания топлива, возрастает продолжительность z_u цикла и при постоянном значении активного периода z_a цикла мощность двигателя снижается пропорционально отношению z_a/z_u .

Расчётное изменение давления в двухклапанной камере ПС в процессе сгорания при переменном значении β , полученном в экспериментальной камере с циклом $v = const$ при частоте циклов 38 Гц, давлении $p_K = 0,5$ МПа, давлении $p_{\Gamma_v} = 1,67$ МПа, продолжительности сгорания $6 \cdot 10^{-3}$ с, продолжительности цикла $27,2 \cdot 10^{-3}$ с и $z_a/z_u = 0,78$. Значение β' изменялось в пределах 100-5000 кВт при среднем значении $\beta_m = 1300$ кВт. За-

паздывание открытия соплового канала на $\Delta z_q = 0,002$ с, соответствующее выполненному фазораспределению в экспериментальной установке, обуславливает постоянное давление в камере после сгорания и приводит к снижению мощности двигателя для указанного значения Δz_q на

$$\frac{\Delta z_q}{z_q + \Delta z_q} 100 = \frac{0,002}{0,0292} 100 = 7\% [1].$$

Процесс расширения после сгорания при $v = const$. Газ, вытекая из камеры после сгорания при $v = const$, расширяется в турбине и совершает работу. Располагаемая работа турбины в ГТД $v = const$ зависит от характера наполнения камеры сгорания и, следовательно, от реализуемого в установке цикла. Действительная работа турбины определяется по значению её КПД, который, в свою очередь, зависит от характера процесса расширения.

Располагаемая работа турбины при неполном расширении. Предположим, что после открытия соплового клапана истечение из камеры объёмом V происходит до момента, когда в камере возникнет давление $p_H = p_K > p_T$. Это характерно для первой части процесса истечения из камеры ГТУ, работающей по циклу Стодола. Если в камере в начале истечения находится 1 кг газа, то при давлении p_H масса оставшегося в камере газа $G_{ост} = v_T/v_H$, так как $V = v_T = v_H G_{ост}$ [1].

Прекращение истечения из камеры при давлении p_K , например, среднем между p_{Γ} и p_T , приводит к относительно небольшому уменьшению работы турбины.

Действительная работа турбины. В ГТУ $v = const$ действительная работа турбины пропорциональна располагаемой работе турбины и её КПД: $L_{Tv} = H_{Tv} \eta_{Tv}$. КПД турбины $v = const$ при периодическом неустановившемся режиме обычно оценивают на основе результатов исследования турбин на переменных установившихся режимах. Такой метод не точен,

однако его можно принять для приближенных расчётов, имея в виду, что время распространения возмущения в газовой среде в области проточной части значительно меньше времени существенного изменения параметров газа в камерах $v = const$ перед турбиной.

Значение кпд турбин (в параметрах заторможенного потока) составляют:

- со стационарным обтеканием 0,9;
- с нестационарным обтеканием с учётом потерь в выхлопном клапане 0,8 [2].

Заключение

Анализ исследования ГТД с циклом $v = const$ показал:

1. Использование в ГТД камер сгорания при $\pi_{КС}^* = 10$ позволяет увеличить термический кпд η_t на 20%.

2. Использование в конструкции КС периодического сгорания продувки по-

зволяет поднять температуру газов перед турбиной на 200–250К [2].

3. Значение кпд турбин с нестационарным обтеканием с учётом потерь в выхлопном клапане составляет 0,8, а со стационарным обтеканием – 0,9.

4. Применение в конструкции ГТД демпфирующих камер позволяет работу турбины осуществлять в стационарном режиме, и, соответственно иметь значение кпд турбины, равного 0,9.

5. Суммарное увеличение кпд КС ГТД и турбины (с учётом, что кпд турбины равен 0,8) составляет 10%.

6. В рассматриваемой конструкции КС ГТД работа жаровых труб и турбины синхронизированы, роль выпускного клапана выполняют прорези в промежуточном диске, что в значительной мере сокращает время запаздывания открытия его и сокращает потери.

Библиографический список

1. Елисеев Ю.С., Манушин Э.А., Михальцов В.Е. и др. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. М.: МГТУ, 2000. 640 с.

2. Богданов В.И., Дормидонтов А.К. Влияние входного импульса и потерь в турбине на экономичность ГРДД с периодическим сгоранием топлива // Авиационная техника. 2009. № 3. С. 5-8.

Информация об авторе

Поршнеv Владимир Александрович, кандидат технических наук, начальник научно-исследовательского центра ОАО «КБ Электроприбор», г. Саратов. Е-

mail: pva@kbep.ru. Область научных интересов: системный анализ, энергосиловые установки летательных аппаратов, детонация, гиперзвук.

ROTARY ISOCHORIC COMBUSTION CHAMBER OF A GAS TURBINE ENGINE

© 2014 V.A. Porshnev

«Electropribor» Design Bureau, Saratov, Russian Federation

In the article the combustion processes in isochoric rotating combustion chamber and the combustion products expansion in the turbine and the nozzle are considered, the main theoretical calculations are provided. The peculiarity of the combustion chamber design of the gas turbine engine is that it is formed by a rotary disk composed of a boss and blades, oriented along the axis of rotation, joined at the ends by the shell and the input and output disks with slots. The slots on the input disk are designed to fill the combustion chamber with the fuel-

air charge. The slots on the output disk are designed for the output of combustion products and feeding them on the turbine blades. The process of combustion of the fuel-air mixture occurs when the blade-to-blade space of the combustion chamber is closed by the input and output disks. The combustion occurs in a confined space, i.e. the condition of the isochoric process is fulfilled. It is shown that the gas emerging from the chamber after combustion at $v=\text{const}$, is expanded in the turbine and doing work. The available turbine work in a gas turbine engine depends on the nature of the combustion chamber filling and, consequently, on the cycle implemented in the plant. The actual work of the turbine is determined by the value of its efficiency, which, in turn, depends on the nature of the expansion process. The research carried out has allowed to conclude that the use of gas turbine plants with the cycle $v=\text{const}$ can increase the thermal efficiency by 20%. This concerns, first of all, gas turbine engines with a small degree of pressure rise and is expressed in increased power and efficiency without changing the mass of the engine. In addition, the use of cycle $v=\text{const}$ in conventional gas turbine engines at maximum operation does not require significant design changes.

Isochoric camera, gas-turbine engine, burning process, expansion process.

References

1. Eliseev Yu.S., Manushin E.A., University Publ., 2000. 640 p.
Mikhaltsov V.E. et al. Teoriya i proektirovanie gazoturbinyh i kombinirovannyh ustanovok [Theory and designing of gas-turbine and combined power plants]. Moscow: Moscow State Technical
2. Bogdanov V.I., Dormidontov A.K. Influence of input pulse and losses in the turbine on the efficiency of solid propellant engines with periodic combustion // Russian Aeronautics. 2009. V. 52, no. 3. P. 365-367.

About the author

Porshnev Vladimir Aleksandrovich, Candidate of Science (Engineering), the Chief of the research center of «Electropribor» Design Bureau, Saratov. E-mail: pva@kbep.ru. Area of Research: the system analysis, energy-power plants for aircrafts, a detonation, a hypersound.