

## ТЕОРИЯ ОПТИМАЛЬНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2019

- А. В. Григорьев** кандидат технических наук, генеральный конструктор;  
АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург;  
[klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru)
- А. А. Косматов** инженер-конструктор;  
АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург;  
[klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru)
- О. А. Рудаков** кандидат технических наук, доцент, научный консультант;  
АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург;  
[klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru)
- А. В. Соловьева** заместитель главного конструктора по перспективным  
научно-исследовательским работам;  
АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург;  
[klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru)

Обоснована необходимость создания оптимального газогенератора газотурбинного двигателя, в котором обеспечено согласование совместной работы его узлов: компрессора, камеры сгорания и турбины компрессора с целью сокращения сроков доводки вновь разрабатываемых изделий, повышения их топливной экономичности, обеспечения работоспособности лопаток высокотемпературной, охлаждаемой турбины компрессора и выполнения всех эксплуатационных характеристик, связанных с работой оптимальной камеры сгорания, включая широкий диапазон режимов устойчивого горения, высотный запуск при отрицательной температуре воздуха и топлива, исключение загрязнения атмосферы токсичными выбросами. Разработаны методы оптимизации параметров согласования совместной работы узлов газогенератора, которыми являются приведённые скорости потока в пограничных, стыковочных поперечных сечениях потока между компрессором и камерой сгорания и между камерой сгорания и турбиной компрессора. Функцией цели при оптимизации принят эффективный коэффициент полезного действия термодинамического цикла двигателя. Функциональным ограничением является потребная глубина охлаждения лопаток турбины, определённая с учётом расчётов неравномерности и нестабильности поля температуры газа и фактической интенсивности турбулентности потока на входе лопаток. Выполнен теоретический анализ влияния различных воздействий на поток газа, вызывающих изменение полного давления потока в каналах газодинамической модели газогенератора, то есть изменение коэффициентов полезного действия его узлов. Показано, что большое время доводки опытного двигателя из-за необходимости дорогостоящих, натуральных испытаний с изготовлением опытных образцов связано, в частности, с не согласованным заданием при проектировании значений приведённых скоростей потока в пограничных сечениях узлов газогенератора. Создание оптимального газогенератора возможно только на основе интегральной математической модели оптимальной камеры сгорания.

*Оптимальный газогенератор; согласование совместной работы компрессора, камеры сгорания и турбины компрессора; оптимальная камера сгорания.*

---

**Цитирование:** Григорьев А.В., Косматов А.А., Рудаков О.А., Соловьева А.В. Теория оптимального газогенератора газотурбинного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2019. Т. 18, № 2. С. 52-61. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-2-52-61

### Введение

Газогенератор представляет собой основную часть газотурбинного двигателя и состоит из компрессора, камеры сгорания и турбины компрессора.

В газотурбинном двигателе полная энергия газового потока на выходе из газогенератора может быть преобразована в политропическую работу расширения газа и да-

лее в механическую работу (крутящий момент) с помощью свободной турбины (турбовальный двигатель) или преобразована в силу тяги (реактивный двигатель) или часть свободной энергии будет затрачена на вращение вентилятора (двухконтурный реактивный двигатель). Следовательно один и тот же газогенератор может использоваться для многих видов тепловой машины. Поэтому проектирование оптимального газогенератора с учётом необходимости снижения сроков доводки и повышения надёжности работы двигателя является условием успешного создания новых опытных изделий.

Существующие методы расчёта лопаточных машин газогенератора предусматривают произвольное, не согласованное с камерой сгорания, задание скорости потока в пограничных сечениях турбины и компрессора с камерой сгорания без учёта особенностей её рабочего процесса, что дестабилизирует поток газа в горячей части газогенератора, приводит к дефектам лопаток высокотемпературной охлаждаемой турбины компрессора, ухудшает характеристики камеры сгорания [1]. Время доводки двигателя велико в связи с необходимостью устранения этих и других дефектов в его горячей части. На доводку опытного двигателя четвёртого, пятого и шестого поколений для истребителя уходит примерно пять лет независимо от страны-изготовителя. При этом суммарное время создания нового двигателя, которое затрачивается как на его доводку, так и на выполнение научно-исследовательских и экспериментальных работ (создание научно-технического задела), составляет соответственно 10, 15, 20 лет. Доводка предусматривает необходимость проведения дорогостоящих, длительных, натуральных испытаний, для которых необходимо изготавливать опытные образцы. Любое численное моделирование требует обязательной верификации, то есть проведения тех же натуральных испытаний, и может быть успешно применено только для качественной оценки изменения параметров процесса.

Поэтому согласование совместной работы узлов газогенератора на стадии проектирования нового двигателя является актуальным и предотвратит возникновение возможных потенциальных дефектов его горячей части, сократит длительность создания опытного изделия.

В работах [2; 3] установлено, что параметрами согласования совместной работы узлов газогенератора являются критерии механического подобия потоков, приведённые скорости газа в пограничных поперечных сечениях между компрессором и камерой сгорания  $\lambda_k$  и между камерой сгорания и турбиной компрессора  $\lambda_z$ .

### Газодинамическая модель газогенератора

Назначением газогенератора является получение на выходе из его турбины компрессора газового потока как источника полной энергии газа.

Характеристиками полной энергии являются параметры заторможенного потока: полная температура газа  $T^*$  как мера энергии и полное давление газа  $p^*$ , характеризующее качество энергии. Чем больше полное давление, тем большее количество полной энергии можно преобразовать в полезную работу газа. Следовательно термодинамическая эффективность газогенератора, как и любой тепловой газовой машины, будет определяться значениями коэффициента восстановления полного давления газа в его узлах, что и определяет их коэффициенты полезного действия.

В связи с важностью изменения полного давления газа в узлах газогенератора, как показателя его эффективности, выполним анализ влияния различных воздействий на поток газа, на изменение его полного давления. Для этого совместно решим дифференциальные уравнения движения и энергии элементарной газовой частицы в следующих параметрах: число  $M$ ,  $p^*$ ,  $T^*$  для одномерного потока идеального газа, и получим следующее выражение:

$$\frac{dp^*}{p^*} = -\frac{dL_{\text{вн}}}{RT^*} - \left[ \frac{k-1}{2} \right] M^2 \left( \frac{dQ_{\text{вн}}}{RT^*} \right) - dL_{\text{тр}},$$

где  $L_{\text{вн}}$ ,  $Q_{\text{вн}}$ ,  $L_{\text{тр}}$  – соответственно внешняя работа, внешняя теплота и работа сил трения с учётом влияния отрыва струй, завихрений потока, течения в диффузоре.

Все эти последние воздействия на поток газа подобны трению и приводят к росту энтропии.

Определим влияние каждого из членов, входящих в уравнение движения, на изменение полного давления потока газа:

1.  $dQ_{\text{вн}} = 0, dL_{\text{тр}} = 0$ .

Пусть  $dL_{\text{вн}} < 0$ , то есть внешняя работа совершается над газом (компрессор), тогда  $dp^* > 0$ ;  $dL_{\text{вн}} > 0$ , газ совершает работу расширения (турбина) и  $dp^* < 0$ .

Следовательно при подводе к газу энергии механическим путём полное давление возрастает (компрессор). При отводе от газа энергии механическим путём полное давление падает (турбина).

2.  $dL_{\text{вн}} = 0, dL_{\text{тр}} = 0$ .

Если  $dQ > 0$ , то  $dp^* < 0$  (камера сгорания);  $dQ < 0$ , то  $dp^* > 0$ . Следовательно при подводе внешней теплоты к газовому потоку полное давление падает (камера сгорания). При отводе теплоты от газового потока полное давление возрастает. Величина изменения полного давления будет зависеть от числа  $M$ .

3.  $dL_{\text{вн}} = 0, dQ_{\text{вн}} = 0$ .  $dL_{\text{тр}} = dQ_{\text{тр}} > 0, dp^* < 0$ .

Следовательно при отсутствии внешних энергетических воздействий полное давление падает во всех случаях, когда увеличивается энтропия  $dS$ , так как при подводе внешней теплоты и при выделении теплоты трения энтропия возрастает. Полное давление возрастает, когда трение уменьшается.

Особенность дифференциальных уравнений переноса состоит в том, что они записываются для некоторого объёма газа, ограниченного контрольной поверхностью, и дают возможность судить о процессах, протекающих в этом объёме, по параметрам газа на границах этой поверхности (вход – выход), не вскрывая механизма процессов внутри объёма.

На основании вышеизложенного представим газодинамическую модель газогенератора в виде трёх, последовательно расположенных каналов, потоки газа в которых связаны между собой изменением приведённых скоростей потока в пограничных, стыковочных поперечных сечениях этих каналов. Расход газа, показатель адиабаты  $k$  и частота вращения роторов компрессора и турбины  $n$  постоянны. Число Прандтля во всех каналах постоянно  $Pr = \text{const}$ , а влияние числа Рейнольдса не учитывается. При этом текущий в каналах газ подвергается внешним энергетическим воздействиям. Преодоление потоком гидравлических сопротивлений в проточной части каналов, например, сопротивлений при обтекании лопаток компрессора и турбины с учётом утечек газа в радиальных зазорах; сопротивлений при обтекании решёток отверстий, щелей и завихрителей камеры сгорания; сопротивлений при течении потока в диффузорах приводит к потерям полного давления газа, то есть к изменению коэффициентов полезного действия узлов газогенератора. Например, коэффициент полезного действия процесса сжатия в газогенераторе  $\eta_c$  как отношение изоэнтропической работы газа к политропи-

ческой, связан с коэффициентом восстановления полного давления в этом процессе  $\sigma_c$ , следующими выражениями:

$$\sigma_c = \left[ \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\left( \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c} + 1} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad \eta_c = \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \frac{1}{\sigma_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 1},$$

где  $\pi_k$  – степень повышения полного давления в процессе сжатия;  $k$  – показатель адиабаты.

Первый канал модели газогенератора, преимущественно диффузор, в котором к текущему газу подводится внешняя энергия в виде механической работы, является газодинамической моделью компрессора. (Диффузором называется канал, скорость газа в котором на выходе из него меньше, чем на входе, в отличие от конфузора). Отношение  $\frac{n}{\sqrt{T_{ex}^*}} = \text{const}$ , где  $T_{ex}^*$  – полная температура воздуха на входе в компрессор. Пограничными сечениями этого канала являются площади входа и выхода, значения приведённых скоростей потока в них обозначены соответственно  $\lambda_{ex}$  и  $\lambda_k$  (выход из компрессора или вход в камеру сгорания).

Второй канал представляет собой изоэнергетический диффузор, переходящий в конфузор, к газовому потоку в котором подводится внешняя энергия в виде теплоты сгорания топлива – газодинамическая модель камеры сгорания с входным диффузором (физическая и математическая модели камеры сгорания представлены в работе [1]). Изоэнергетический поток в диффузоре камеры сгорания может отрываться от стенок канала, что приводит к возникновению неустойчивости параметров потока и, в частности, к неустойчивости поля температуры газа на выходе из камеры сгорания. Устранение возникающих при этом дефектов турбины требует длительной доводки горячей проточной части газогенератора, что увеличивает сроки создания двигателя. Второй канал ограничивается следующими площадями: от входа в диффузор камеры сгорания (выход из компрессора) до выхода из камеры сгорания (вход в турбину). Приведённые скорости потока в этих площадях обозначены соответственно  $\lambda_k$  и  $\lambda_z$ .

Третий канал модели газогенератора является конфузуром. В этом канале, представляющем собой газодинамическую модель турбины компрессора, от потока газа отбирается часть его полной энергии в виде внешней механической работы, подводимой далее к потоку газа в первом канале. Эта работа затрачивается на сжатие воздуха в компрессоре. Вторая часть энергии потока газа на выходе из турбины компрессора является свободной энергией, которая преобразуется в работу расширения газа для получения внешней работы в зависимости от типа газотурбинного двигателя. Отношение  $\frac{n}{\sqrt{T_2^*}} = \text{const}$ , где  $T_2^*$  – полная температура газа на входе в рабочее колесо первой ступени турбины компрессора. Третий канал ограничивается площадями сечений потока газа от входа в турбину (выход из камеры сгорания) до выхода из турбины. В этих сечениях приведённые скорости потока газа обозначены соответственно  $\lambda_z$  и  $\lambda_{mk}$ .

Таким образом, отметим следующие приведённые скорости потока газа в характерных пограничных сечениях газогенератора:  $\lambda_{ex}$ ,  $\lambda_k$ ,  $\lambda_z$ ,  $\lambda_{mk}$ . Первая и последняя скорости потока в этом ряду задаются в процессе проектирования двигателя. Так,  $\lambda_{ex} = 0,65 - 0,75$  [4],  $\lambda_{mk} = 0,35 - 0,45$  [5].

Задача состоит в том, чтобы оптимизировать значения приведённых скоростей потока в пограничных, стыковочных сечениях рассматриваемых каналов  $\lambda_k$  и  $\lambda_z$ , исключив произвольное задание этих значений при проектировании лопаточных машин. Приведённые скорости потока  $\lambda_k$  и  $\lambda_z$  в оптимальном газогенераторе должны быть оптимизированы. Они являются параметрами варьирования в процессе выполнения оптимизации.

### Оптимальный газогенератор

Оптимальным газогенератором будем считать такой турбокомпрессор, у которого параметры согласования совместной работы его узлов – компрессора, оптимальной камеры сгорания и высокотемпературной, охлаждаемой турбины компрессора – имеют оптимальные значения.

За функцию цели при оптимизации параметров согласования примем значение эффективного коэффициента полезного действия термодинамического цикла газотурбинного двигателя [1]:

$$\eta_e = \frac{\eta \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_c} \left[ \frac{\theta \eta_p \eta_c \left( 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \sigma_{kc}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right)}{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} - \frac{1}{(1+q_m)(1-\delta_{omb})} \right]}{\left( \theta - \left( \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c} - 1 \right)}$$

Здесь  $\eta$  – коэффициент полноты сгорания топлива;  $\sigma_{kc}$  – коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания;  $\delta_{omb}$  – относительный расход воздуха, отбираемый из камеры сгорания для охлаждения турбины и не проходящий через «горло» соплового аппарата, т. е. не участвующий в работе цикла;  $\eta_c$  – коэффициент полезного действия процесса сжатия,  $\eta_c = 0,83 - 0,85$ ;  $\eta_p$  – коэффициент полезного действия процесса расширения,  $\eta_p = 0,92 - 0,90$ ;  $\pi_k$  – степень повышения давления в цикле;  $\theta$  – степень повышения температуры газа в цикле;  $q_m$  – относительный расход топлива.

Функциональным ограничением будет являться необходимая глубина охлаждения лопаток турбины компрессора [6], которая определяется допустимой температурой стенки лопаток, температурой газа, температурой охлаждающего лопатки воздуха при заданной системе их охлаждения и интенсивностью турбулентности потока газа, набегающего на лопатки [1; 7]. Ограничением являются и допустимые напряжения в корневой части рабочих лопаток при заданном коэффициенте запаса прочности [2].

Методика определения оптимального значения  $\lambda_{к\text{ опт}}$  изложена в работах [2;8;9] как результат поиска компромисса между противоречиво влияющих на изменение эффективного коэффициента полезного действия термодинамического цикла газотурбинного двигателя  $\eta_e$  характеристик газогенератора: коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания  $\sigma_{кс}$ , относительный расход воздуха, охлаждающего лопатки турбины  $\delta_{охл}$ , не проходящего через «горло» соплового аппарата турбины, не участвующего в создании работы расширения газа, и коэффициент полезного действия компрессора  $\eta_k$ . Часть потерь полного давления в компрессоре может иметь место из-за наличия диффузорности его проточной части, определяемой отношением приведённых скоростей потока на входе и выходе  $\lambda_{вх}$  и  $\lambda_k$  с учётом температуры газа. При этом  $\delta_{охл}$  определяется значением потребной глубины охлаждения лопаток высокотемпературной турбины компрессора  $\theta_{нотр}$  [6] при заданной системе охлаждения лопаток турбины. Потребная глубина охлаждения  $\theta_{нотр}$  зависит от коэффициента неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания  $\theta_{\max}$ , от интенсивности турбулентности потока за камерой сгорания как функции её геометрических критериев, от нестабильности поля температуры газа  $\Delta\theta_{\max}$  [2]. Последняя величина зависит от значения критерия стабильного течения в диффузоре камеры сгорания  $A$  как функции  $\lambda_k$ . Безотрывное течение в диффузоре камеры сгорания обеспечивается при  $A = 0,374$  [1].

В качестве примера была выполнена оптимизация для параметров серийного, высокотемпературного двухконтурного реактивного двигателя и было найдено значение  $\lambda_{к\text{ опт}} = 0,28$  [9]. При этом на серийном двигателе  $\lambda_k = 0,294$ . Изменение  $\lambda_k$  с 0,294 до 0,28 обеспечивает рост относительного значения  $\eta_e$  на  $\sim 0,6\%$ .

Особенность оптимизации приведённой скорости потока газа на входе в турбину и определение  $\lambda_{z\text{ опт}}$  [2] состоит в том, что повышение конфузурности газосборника жаровой трубы камеры сгорания, в частности, за счёт уменьшения площади выхода из камеры сгорания (входа в турбину) приводит к существенному снижению коэффициента неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания  $\theta_{\max}$  [1]. Соответственно снижается значение  $\delta_{охл}$  и, следовательно, увеличивается  $\eta_e$ . В то же время при заданном среднем диаметре ротора турбины уменьшается высота её рабочих лопаток  $h_m$  и, следовательно, растёт значение относительного радиального зазора  $\Delta h_m$ . Увеличение утечек газа через радиальный зазор приводит к уменьшению  $\eta_e$ . Компромисс между противоречивым влиянием на  $\eta_e$  указанных выше параметров обеспечивается оптимальным значением  $\lambda_{з\text{ опт}}$ . В то же время увеличение высоты рабочей лопатки турбины определяет рост действующих напряжений в её корневой части  $\sigma$ , ограничиваемых нормированным коэффициентом запаса прочности.

Для параметров форсированного режима серийного двигателя, имеющего значение  $\lambda_z = 0,156$ , было рассчитано значение  $\lambda_{z\text{ опт}} = 0,142$  [2]. Изменение значения  $\lambda_z$  от 0,156 до 0,142 повышает относительную величину  $\eta_e$  на  $\sim 0,8\%$ .

Обязательным условием создания оптимального газогенератора является наличие в его составе оптимальной камеры сгорания, геометрические и газогидродинамические критерии которой определены так, чтобы эффективный коэффициент полезного действия двигателя имел максимальное значение:  $\eta_e = \eta_{e\text{ макс}}$  [1;2;10 – 13]. Оптимальные

геометрические размеры и критерии проточной части камеры сгорания однозначно определяются на основе её интегральной математической модели. Модель создана решением дифференциальных уравнений переноса теплоты, массы и количества движения с источниками и стоками теплоты и массы для турбулентного потока газа. Рассмотрены нестационарные процессы. В результате получены уравнения, связывающие все характеристики камеры сгорания с её геометрическими и гидродинамическими критериями.

Оптимальная камера сгорания обеспечивает высокий уровень полноты сгорания топлива, устойчивость процесса горения, запуск двигателя в широком диапазоне климатических условий, защиту окружающей среды от загрязнения продуктами сгорания топлива.

Таким образом, применение оптимального газогенератора в тепловых газовых машинах существенно сокращает продолжительность доводки опытного изделия; обеспечивает максимальную топливную экономичность двигателя, работоспособность лопаток высокотемпературной, охлаждаемой турбины компрессора; обеспечивает все эксплуатационные характеристики двигателя, определяемые работой камеры сгорания, включая широкий диапазон устойчивого горения, высотный запуск двигателя при отрицательной температуре воздуха и топлива, минимальное содержание вредных веществ в выхлопных газах.

### **Заключение**

Оптимальным газогенератором является такой, в котором параметры согласования совместной работы его узлов – компрессора, оптимальной камеры сгорания и турбины компрессора – имеют оптимальные значения. Параметрами согласования определены приведённые скорости потока газа в пограничных стыковочных сечениях узлов газогенератора.

Проектирование оптимального газогенератора предотвратит возникновение в эксплуатации возможных потенциальных дефектов высокотемпературной охлаждаемой турбины компрессора и, следовательно, обеспечит существенное сокращение сроков доводки опытного образца вновь создаваемого двигателя при максимальном значении эффективного коэффициента полезного действия его термодинамического цикла.

Рабочий процесс оптимальной камеры сгорания описывается интегральной математической моделью, представляющей собой зависимость характеристик камеры сгорания от её гидродинамических и геометрических критериев и размеров, что даёт возможность однозначно определить оптимальные значения скоростей потока в проточной части камеры сгорания от её входа до выхода и обеспечить все требуемые техническими условиями характеристики камеры: устойчивость горения, запуск при всех климатических условиях, исключение загрязнения атмосферы токсичными выбросами.

Газодинамическая модель газогенератора состоит из трёх последовательно расположенных каналов, представляющих собой газодинамические модели компрессора, камеры сгорания и турбины компрессора. Текущий в каналах газ подвергается внешним энергетическим воздействиям, а преодоление потоком гидравлических сопротивлений в каналах, например, в форме лопаток компрессора и турбины, решёток отверстий и щелей, завихрителей камеры сгорания, диффузоров в проточной части, приводит всегда к потерям полного давления газа, то есть к снижению топливной экономичности двигателя. Значения приведённых скоростей потока в пограничных сечениях каналов определяют согласование совместной работы узлов газогенератора.

### Библиографический список

1. Григорьев А.В., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Саливон Н.Д. Теория камеры сгорания. СПб: Наука, 2010. 227 с.
2. Григорьев А.В., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Соловьева А.В. Оптимизация камеры сгорания. СПб: Изд-во Политехнического ун-та, 2015. 152 с.
3. Григорьев А.В., Голубчиков П.П., Илюшин М.Ю., Рудаков О.А., Соловьева А.В. Концепция согласования совместной работы камеры сгорания с турбиной и компрессором газогенератора // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 5 (29). С. 78-82.
4. Теория воздушно-реактивных двигателей / под ред. С.М. Шляхтенко. М.: Машиностроение, 1975. 568 с.
5. Абианц В.Х. Теория авиационных газовых турбин. М.: Машиностроение, 1979. 246 с.
6. Дьячков О.В, Сафонов А.Ю., Грачев А.М., Рудаков О.А. Методология расчёта потребной глубины охлаждения лопаток первой ступени турбины компрессора // Сборник статей международной научно-технической конференции «Климовские чтения – 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». СПб: Скифия-принт, 2017. С. 83-88.
7. Рудаков О.А., Митрофанов В.А. Определение параметров турбулентности потока газа в камере сгорания на основе интегрирования и преобразований уравнений Рейнольдса и Навье-Стокса // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва. 2002. № 2 (2). С. 92-96.
8. Григорьев А.В., Илюшин М.Ю., Митрофанов В.А., Рассохин В.А., Рудаков О.А., Соловьева А.В. Условия совместимости компрессора и камеры сгорания, обеспечивающие работоспособность турбины при их работе в составе газогенератора // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2013. № 3 (41), ч. 1. С. 73-78.
9. Григорьев А.В., Илюшин М.Ю., Рудаков О.А., Соловьева А.В. Оптимизация параметров согласования совместной работы компрессора, камеры сгорания и турбины компрессора // Сборник докладов международной научно-технической конференции «Климовские чтения – 2018. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». СПб: Скифия-принт, 2018. С. 5-10.
10. Саркисов А.А., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Саливон Н.Д., Сигалов Ю.В. Способ работы газотурбинного двигателя и огневой блок для сжигания смеси топлив: патент РФ № 2145669; опубл. 20.02.2000.
11. Саркисов А.А., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Саливон Н.Д., Сигалов Ю.В. Камера сгорания с оптимальным числом форсунок: патент РФ № 2171432; опубл. 27.07.2001.
12. Рудаков О.А. Жаровая труба камеры сгорания газотурбинного двигателя: патент РФ № 2343355; опубл. 10.01.2009; бюл. № 1.
13. Григорьев А.В., Рудаков О.А. Саливон Н.Д. Камера сгорания с оптимальным режимом работы: патент РФ № 2400673; опубл. 27.09.2010; бюл. № 27.



## THEORY OF GAS TURBINE ENGINE OPTIMAL GAS GENERATOR

© 2019

- A. V. Grigoriev** Candidate of Science (Engineering), General Designer;  
JSC “UEC-Klimov”, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru)
- A. A. Kosmatov** Design Engineer;  
JSC “UEC-Klimov”, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru)
- O. A. Rudakov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Science Advisor;  
JSC “UEC-Klimov”, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru)
- A. V. Solovieva** Deputy Chief Designer for Advanced Research;  
JSC “UEC-Klimov”, Saint-Petersburg, Russian Federation;  
[klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru)

The article substantiates the necessity of designing an optimal gas generator of a gas turbine engine. The generator is to provide coordinated joint operation of its units: compressor, combustion chamber and compressor turbine with the purpose of reducing the period of development of new products, improving their fuel efficiency, providing operability of the blades of a high-temperature cooled compressor turbine and meeting all operational requirements related to the operation of the optimal combustion chamber including a wide range of stable combustion modes, high-altitude start at subzero air and fuel temperature conditions and prevention of the atmosphere pollution by toxic emissions. Methods of optimizing the parameters of coordinated joint operation of gas generator units are developed. These parameters include superficial flow velocities in the boundary interface cross sections between the compressor and the combustion chamber, as well as between the combustion chamber and the compressor turbine. The effective efficiency of the engine thermodynamic cycle is the optimization target function. The required depth of the turbine blades cooling is a functional constraint evaluated with account for calculations of irregularity and instability of the gas temperature field and the actual flow turbulence intensity at the blades' inlet. We carried out theoretical analysis of the influence of various factors on the gas flow that causes changes in the flow total pressure in the channels of the gas generator gas dynamic model, i.e. changes in the efficiencies of its units. It is shown that the long period (about five years) of the engine final development time, is due to the necessity to perform expensive full-scale tests of prototypes, in particular, it is connected with an incoordinate assignment in designing the values of the flow superficial velocities in the boundary sections between the gas generator units. Designing of an optimal gas generator is only possible on the basis of an integral mathematical model of an optimal combustion chamber.

*Optimal gas generator; coordinated joint operation of compressor; combustion chamber and turbine; optimal combustion chamber.*

---

*Citation:* Grigoriev A.V., Kosmatov A.A., Rudakov O.A., Solovieva A.V. Theory of gas turbine engine optimal gas generator. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2019. V. 18, no. 2. P. 52-61. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-2-52-61

### References

1. Grigoriev A.V., Mitrofanov V.A., Rudakov O.A., Salivon N.D. *Teoriya kamery sgoraniya* [Theory of the combustion chamber]. SPb: Nauka Publ., 2010. 227 p.
2. Grigoriev A.V., Mitrofanov V.A., Rudakov O.A., Solovieva A.V. *Optimizatsiya kamery sgoraniya* [Combustion chamber optimization]. SPb: Polytechnic University Publ., 2015. 152 p.
3. Grigoriev A.V., Golubchikov P.P., Ilyushin M.Yu., Rudakov O.A., Solovieva A.V. The concept of matching the joint operation of the combustion chamber, the compressor and the turbine. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No. 5 (29). P. 78-82. (In Russ.)

4. *Teoriya vozdušno-reaktivnykh dvigateley / pod red. S.M. Shlyakhtenko* [Theory of air-jet engines / ed. by S.M. Shlyakhtenko]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 568 p.
5. Abiants V.Kh. *Teoriya aviatsionnykh gazovykh turbin* [Theory of aviation gas turbines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979. 246 p.
6. D'yachkov O.V., Safonov A.Yu., Grachev A.M., Rudakov O.A. Metodologiya rascheta potrebnoy glubiny ohlazhdeniya lopatok pervoy stupeni turbiny kompressora. *Sbornik statey mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Klimovskie chteniya – 2017. Perspektivnye napravleniya razvitiya aviadvigatelestroeniya»*. SPb: Skifiya-print Publ., 2017. P. 83-88. (In Russ.)
7. Rudakov O.A., Mitrofanov V.A. Defining combustor gas flow turbulence parameters on the basis of integration and transformations of Reynolds and Navier-Stokes equations. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2002. No. 2 (2). P. 92-96. (In Russ.)
8. Grigoriev A.V., Ilyushin M.Yu., Mitrofanov V.A., Rassokhin V.A., Rudakov O.A., Solovieva A.V. Conditions of compatibility of compressor and turbine used as part of a gas generator required to ensure turbine operability. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2013. No. 3 (41), part 1. P. 73-78. (In Russ.)
9. Grigoriev A.V., Ilyushin M.Yu., Rudakov O.A., Solovieva A.V. Optimizatsiya parametrov soglasovaniya sovmestnoy raboty kompressora, kamery sgoraniya i turbiny kompressora. *Sbornik dokladov mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Klimovskie chteniya – 2018. Perspektivnye napravleniya razvitiya aviadvigatelestroeniya»*. SPb: Skifiya-print Publ., 2018. P. 5-10. (In Russ.)
10. Sarkisov A.A., Mitrofanov V.A., Rudakov O.A., Salivon N.D., Sigalov Ju.V. *Sposob raboty gazoturbinnogo dvigatelya i ognevoy blok dlya szhiganiya smesi topliv* [Method of operation of gas turbine engine and fire unit for combustion of fuel mixture]. Patent RF, no. 2145669, 2000. (Publ. 20.02.2000)
11. Sarkisov A.A., Mitrofanov V.A., Rudakov O.A., Salivon N.D., Sigalov Ju.V. *Kamera sgoraniya s optimal'nym chislom forsunok* [Combustion chamber with optimum number of injectors]. Patent RF, no. 2171432, 2001. (Publ. 27.07.2001)
12. Rudakov O.A. *Zharovaya truba kamery sgoraniya gazoturbinnogo dvigatelya* [Combustion liner of gas-turbine engine]. Patent RF, no. 2343355, 2009. (Publ. 10.01.2009, bull. no. 1)
13. Grigor'ev A.V., Rudakov O.A., Salivon N.D. *Kamera sgoraniya s optimal'nym rezhimom raboty* [Combustion chamber with optimum operating mode]. Patent RF, no. 2400673, 2010. (Publ. 27.09.2010, bull. no. 27).