

ОСОБЕННОСТИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУКЦИИ УНИВЕРСАЛЬНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ СОЗДАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО МОЩНОСТНОГО РЯДА ГТД РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

© 2011 Н. А. Шарова

ОАО «Климов», г. Санкт-Петербург

В статье рассмотрена возможность применения универсального газогенератора при проектировании ГТД, определены ограничения для использования в математической модели, критерии оптимизации, охватываемый диапазон мощностного ряда. Определены параметры оптимального газогенератора, выполненного по схеме ВК-800, рассмотрена возможность получения двигателя мощностью 6000 л.с. с использованием газогенератора серийного двигателя ВК-2500.

Универсальный газогенератор, критерии оптимизации, принципы построения, диапазон применения.

В настоящее время при проектировании газотурбинного двигателя (ГТД) основное внимание уделяется расходу топлива и стоимости жизненного цикла. Для заказчика наиболее весомым аргументом является суммарная стоимость эксплуатации. Снижение расхода топлива важно, но не должно происходить за счет увеличения стоимости обслуживания. Авиакомпании ожидают от новых двигателей такой же надежности и безопасности, как и у предыдущих.

Исходя из основополагающего требования по стоимости жизненного цикла (СЖЦ), следует отметить, что использование предельно возможных параметров термодинамического цикла и, соответственно, критических технологий для их реализации не всегда оправданы. Примером может служить судьба конструктивной схемы высоконапряженного турбовального двигателя (ТВаД) МТР390, созданного для военного вертолета “Tiger” – и здесь это решение уместно и оправдано. А вот при использовании этой схемы для гражданской авиации оказалось более выгодным отказаться от охлаждаемой турбины и появился более дешевый, с большим ресурсом двигатель “Ardiden” и на базе этой модели газогенератора представляется больше возможностей для создания форсированного мощностного ряда ГТД.

Стоимость создания газотурбинного двигателя (ГТД) в 70-е годы прошлого столетия в 400 раз [8,9,10], а сегодня – приблизительно в 150 – 200 раз превышает стои-

мость двигателя в серийном производстве (рис. 1).

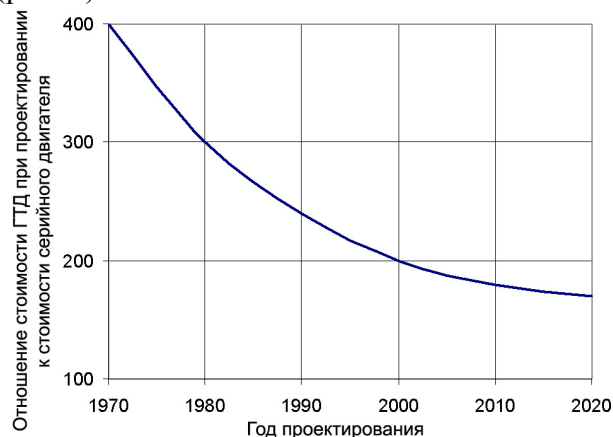


Рис. 1. Стоимость модернизации двигателя в сравнении со стоимостью этого же двигателя в серийном производстве по годам

Большую часть стоимости разработки ГТД (от 40 до 70% - в зависимости от конструктивной схемы) составляет стоимость разработки газогенератора. Именно поэтому во всем мире используются удачно спроектированные и испытанные эксплуатацией газогенераторы для создания семейств ГТД различного назначения, например, PW206/207 фирмы «Пратт Уитни» (Канада), Т700/СТ7 – «Дженерал электрик» (США), ТВ3-117 и ТВ7-117 ОАО «Климов» (Россия) и др. Однако диапазон мощности, охватываемый таким семейством ГТД, невелик и составляет 15...20%. В работе была поставлена задача исследования возможности создания газогенератора, позволяющего получить двигатели с увеличением мощности в несколько раз относительно мощности ГТД, состоящего из

газогенератора, путем введения в конструкцию контура низкого давления. Проанализировано влияние роста степени повышения давления вентилятора на основные параметры газогенератора и увеличение мощности ГТД (рис. 2). Определенный в работах [5,6] диапазон располагаемой мощности позволяет, с учетом сегодняшнего уровня развития материалов и технологий, рассчитывать на увеличение мощности двигателя приблизительно в 3...3,5 раза. Для обозначения газо-

генератора использован термин «универсальный газогенератор» (УГГ).

Универсальность газогенератора должна быть обусловлена возможностью поставки его без изменения проточной части и профилирования лопаточного аппарата в ГТД летательного аппарата любого типа и назначения. Создана математическая модель УГГ для исследования его работы в составе малоразмерных ГТД различных типов [3,6].

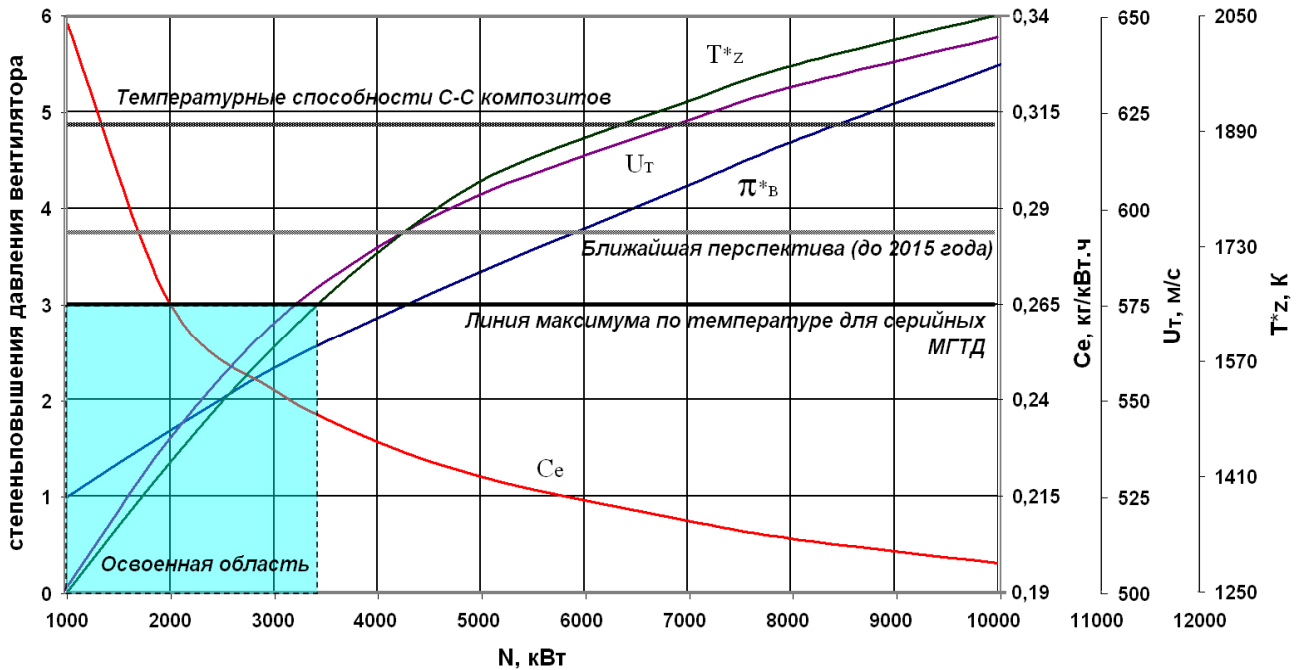


Рис. 2. Влияние роста степени повышения давления вентилятора на основные параметры газогенератора и увеличение мощности двигателя

Принципы оптимизации УГГ

Принципы построения УГГ сформулированы в [2]. Основные из них:

- выбор оптимальной конструкции для обеспечения возможности применения в двигателях ЛА различного назначения;
- обеспечение постоянства приведенного расхода рабочего тела через основные сечения УГГ:

$$\bar{G}_i = G_i \cdot \frac{P_H}{P_i^*} \cdot \sqrt{\frac{T_i^*}{T_H}}$$

- выбор оптимального управления рабочим процессом;
- применение перспективных материалов.

Рабочая точка выбрана классическим методом [6]. Определена базовая модель (рис. 3) с учетом влияния угла выхода потока из РК турбины газогенератора на окружающую скорость, КПД турбины, внутренний

КПД (рис. 3,а) и расход воздуха (рис.3,б), получена проточная часть, характеристики узлов [7] и все это оптимизировано по расходу топлива (рис. 3,в). Проведенные расчеты определили охватываемый диапазон мощности с учетом ограничений. Осуществлена оптимизация параметров с использованием глобальной цели оптимизации системы [6] (табл. 1):

$$J_{\text{глоб}} = \frac{N_{\text{расч}}}{G_m} = \frac{\sum_{s=1}^s [x_{3N}^s - x_{4N}^s - x_{5N}^s - x_{1\Delta N}^s - x_{2\Delta N}^s] \Delta t^s}{\sum_{s=1}^s (G_m \cdot \Delta t^s)} \rightarrow \max ?$$

где x_{3N} – эффективная мощность газогенератора;

$x_{1\Delta N}$, $x_{2\Delta N}$ – потери мощности в нагруженном устройстве и стартере-энергоузле;

x_{4N} , x_{5N} – мощность ТНД и редуктора.

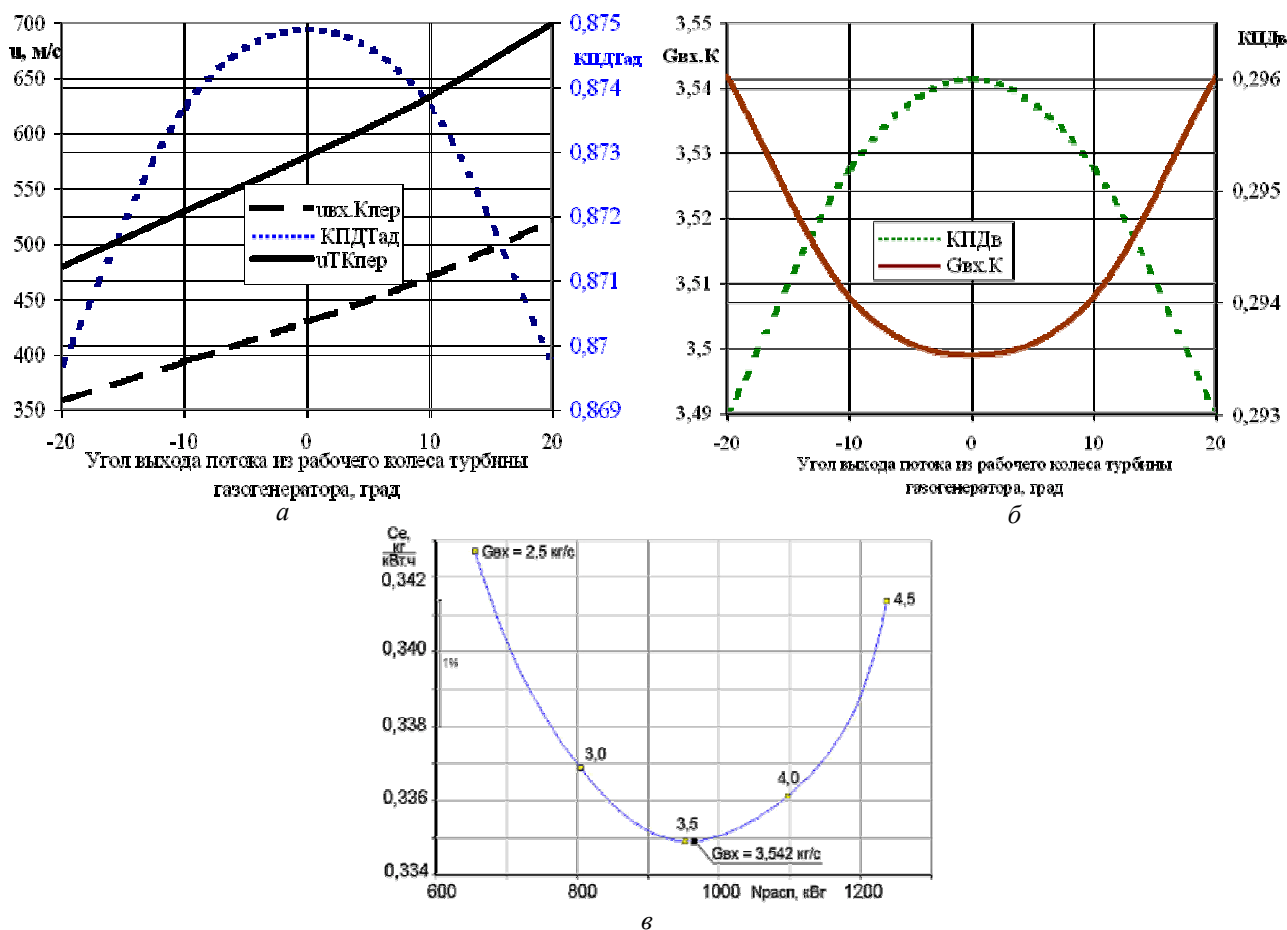


Рис.3. Выбор базовой модели

Таблица 1. Оптимизация базовой модели

Параметр МГТД	Базовая модель	Фиксированный параметр					
		π*К		Т*z, К		-	
α, °	-20	0	-20	0	-20	0	-20
Gвх, кг/с	3,542	2,885	2,703	3,624	3,663	2,724	2,710
π*к	7	7	7	7,792	7,742	8,437	8,456
Т*z, К	1250	1364	1416	1250	1250	1437	1445
Ḡввых.к, кг/с	0,704	0,574	0,538	0,663	0,673	0,469	0,466
Ḡввых.кс, кг/с	1,087	0,919	0,872	0,998	1,016	0,736	0,733
Ḡввых.са, кг/с	1,108	0,940	0,894	1,017	1,035	0,752	0,748
Ḡввых.тк, кг/с	2,758	2,166	2,032	2,780	2,845	2,001	2,002
π*т	2,663	2,464	2,412	2,969	2,967	2,877	2,883
ηкад	0,782	0,780	0,779	0,761	0,762	0,741	0,740
ηткд	0,870	0,860	0,850	0,875	0,870	0,846	0,842
uпер.тк, м/с	480	581	506	609	505	636	560
ηв	0,293	0,303	0,303	0,297	0,293	0,308	0,307
Gтоп., кг/ч	246	237	236	242	246	232	233
Nрасп., кВт	900	893	890	893	900	887	889
Jглоб, кВт/(кг/ч)	3,645	3,773	3,762	3,679	3,664	3,824	3,813

Возможности и ограничения

Идея создания универсального газогенератора подразумевает применение его для двигателей достаточно большого диапазона мощности без существенных доработок. Это требует тщательной проработки его конструкции, которая должна быть максимально простой и состоять из минимального количества деталей. Применение в МГТД центробежного компрессора, позволяющего в одной ступени получить высокую степень повышения давления при сохранении достаточно высокой эффективности – один из основных шагов.

Камеры сгорания (КС) МГТД отличаются довольно большим разнообразием. В мощных МГТД применяются прямоточные (Т406) и наклонно-прямоточные (GE27, PW3005). Подавляющее большинство МГТД имеют противоточные камеры сгорания. КС наклонно-противоточного типа имеет ГТД ОАО «Климов» - ВК-800. Для уменьшения осевого габарита целесообразно применить КС противоточного или наклонно-противоточного типа.

Турбину компрессора (ТК) целесообразно выполнить осевой, одноступенчатой. При оптимизации базовой модели максимум $J_{\text{глоб}}$ получен при осевом выходе из ТК, что реализуется для этих параметрических характеристик достаточно высокой окружной скоростью на периферии РЛ ТК, неосуществимых сегодня в осевой конструкции. Для получения газогенератора с максимальным значением $J_{\text{глоб}}$ можно было бы воспользоваться центростремительной турбиной (ЦСТ), благодаря ее конструктивно-параметрическим возможностям. В отличие от осевой, радиальная турбина сохраняет высокую эффективность при очень больших π_t^* и окружных скоростях. Работа на больших перепадах позволяет существенно понизить T_w^* на входе в рабочее колесо (РК) и обеспечить работоспособность при T_g^* на входе в турбину до 1500 К без охлаждения РЛ. Однако ЦСТ имеет ряд недостатков, ограничивающих ее применение в конструкции, имеющей роторы низкого давления, приводимые, как правило, осевой турбиной. Например – малый втулочный диаметр, заставляющий конструктора проектировать резко повышающийся межтурбинный переходник, создающий дополнительные потери, отсутствие центрального отверстия в диске по прочностным соображениям делает невозможным создание двухкаскадных и переднеприводных двигателей со свободной турбиной.

Решить проблему снижения окружной скорости можно, увеличив угол выхода потока из РК ТК и применив спрямляющий аппарат или, при двухвальной конструкции, противовращение роторов.

В ЦИАМ противовращение роторов исследовано в кандидатской диссертации Ю.В. Соценко в 1990г., в которой отмечается, что противовращение позволяет уменьшить изогнутость профиля сопловой лопатки ТНД (рис. 4), увеличить хорду и, соответственно, увеличить толщину (C_{max}) и уменьшить число лопаток. Этому же вопросу посвящена диссертация Ван Лей (МАИ) [11].

Малый угол поворота потока в сопловой решетке с противовращением приводит к снижению потерь в СА, что позволит под-

нять КПД ТНД на 0,5...0,8%, главным образом за счет уменьшения вторичных потерь.

Учитывая конструктивную особенность соплового аппарата ТНД, выполняющего функцию силовой схемы опор роторов, достоинства противозакрутки в профилировании соплового аппарата – широкая хорда с относительно большой толщиной C_{max} и, соответственно, уменьшенное число лопаток – позволяют наилучшим образом обеспечить требования, предъявляемые к опорным системам по нагрузкам и прокладке масляных коммуникаций, и дополнительно рассчитывать на некоторое увеличение КПД ступени.

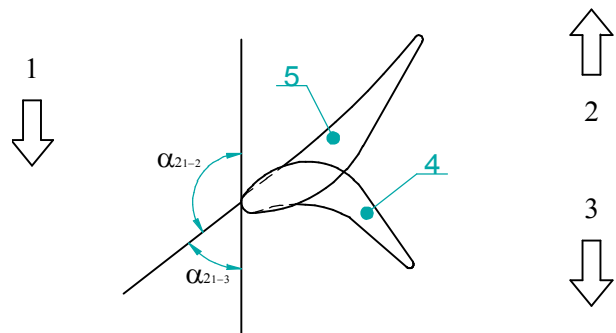


Рис. 4. Влияние противовращения роторов на профиль сопловой лопатки ТНД: 1 – направление вращения РК ТВД; 2 – направление вращения РК ТНД при противовращении; 3 – направление вращения РК ТНД при одинаковом направлении вращения с РК ТВД; 4 – профиль сопловой лопатки при одинаковом направлении вращения роторов; 5 – профиль сопловой лопатки при противовращении роторов

С позиций летательного аппарата противовращение минимизирует гироскопическое влияние на устойчивость полета.

Выбор конструктивной схемы УГГ

Учитывая все вышесказанное, можно сделать вывод, что компрессор универсального газогенератора желательно выполнить центробежным, камеру сгорания – кольцевой, противоточной, турбину – осевой, одноступенчатой. Ротор должен иметь минимальное количество опор. Газогенератор не должен мешать конструктивно проведению внутреннего вала низкого давления или свободной турбины. Проектирование ГТД на базе УГГ малой размерности осуществляется методом подстановки в математическую модель ГТД математической модели газогенератора со всеми его характеристиками и регулирования параметров рабочего процесса по рабочей линии характеристики каждого узла.

Новые классы материалов, обеспечивающие форсирование на базе УГГ

Проведенный материаловедческий анализ показывает, что с прочностной точки зрения газогенератор должен допускать увеличение рабочей температуры газа до 40% и окружной скорости до 20% для вышеобозначенного диапазона мощности. Исходя из этих требований, необходимо оптимизировать параметры рабочего процесса базового газогенератора для получения максимально для сегодняшнего развития материаловедческой отрасли диапазона мощности, охватываемого при помощи УГГ. На сегодняшний день разработаны новые классы материалов как металлических, так и неметаллических, направленных на обеспечение работоспособности и холодной (компрессорной) и горячей части ГТД. К металлическим относятся интерметаллидные соединения: алюминиды, титаниды и др. К неметаллическим – угле- и стеклопластики (до 400°C), композиции на керамических и углеродных матрицах (до 1600°C), смешанные композиты. Применение в дальнейшем этих материалов позволит значительно увеличить диапазон охватываемого УГГ мощностного ряда двигателей. Высокотемпературные композиционные материалы имеют уникальные конструкционные характеристики. Эти материалы характеризуются превосходящей металлические сплавы жаропрочностью и низким удельным весом (табл. 14 [12]), поэтому использование их в высокотемпературных турбинах особенно привлекательно. Предельная жаростойкость керамических материалов должна позволить поднять температуру деталей турбины, не прибегая к охлаждению.

Однако развитие современных суперсплавов по прочности и систем охлаждения лопаток, выполненных из них, также позволяет значительно увеличить температуру газа перед турбиной. В результате целесообразность и эффективность форсирования ГТД по температуре только за счет применения керамических материалов представляется не очевидной. Идет естественная конкурентная борьба разных технологий – технологии охлаждаемых лопаток и технологии применения неметаллических мате-

риалов. В больших двигателях III-IV поколений преимущество получили металлические охлаждаемые лопатки с термобарьерными и теплозащитными покрытиями. Проблема преодоления «хрупкости» керамических материалов оказалась более сложной с технической и технологической точки зрения. Она не преодолена до настоящего времени.

Соотношение вклада в разработки неметаллических элементов высокотемпературных турбин и реальных достижений в этой области подтверждает высокую сложность этой научной, материаловедческой, технологической, конструкторской проблемы. Сегодня неметаллические материалы в «горячей» зоне серийных двигателей применяются в качестве теплозащитных покрытий деталей проточной части, из них изготавливаются детали реактивных сопел, камер сгорания высокотемпературных ТРДДФ V поколения.

Концептуальная проработка форсирования серийного двигателя ВК-2500

По ранее обоснованным принципам построения УГГ был спроектирован турбовальный двигатель $N_e = 6000$ л.с. на базе газогенератора двигателя ВК-2500 (модификации ТВЗ-117). При создании математической модели двигателя ВК-6000 использовались данные термодинамического расчета двигателя ВК-2500. На основании этого расчета и геометрических размеров газогенератора двигателя была разработана система ограничений, позволяющая сохранить проточную часть газогенератора на основании принципа сохранения приведенных расходов рабочего тела по сечениям и подобрать соответствующую частоту вращения ротора для сохранения профилирования узлов газогенератора и, соответственно, их рабочих линий. Поверочный расчет проводился для стенового режима: $H = 0$, $M_{II} = 0$, $\sigma_{вх} = 1$. Предварительные основные данные двигателя ВК-6000 и их сравнение с основными данными ВК-2500 и Т406 (серийный двигатель фирмы «Аллисон» (США) в аналогичной с ВК-6000 размерности) приведены в табл. 2. Эскизная компоновка двигателя представлена на рис. 5.

Таблица 2. Основные данные двигателей

Двигатель Параметр	ВК-2500	ВК-6000	Т406
G_v , кг/с	9,565	15,418	16,3
$\bar{G}_{вх.К}$, кг/с	9,565	9,565	-
$\pi^*_Б$	-	1,811	-
$\pi^*_К$	9,955	10,196	14
$\pi^*_{КС}$	9,955	18,09	14
$\bar{G}_{вых.К}$, кг/с	1,346	1,346	-
$T^*_Г$, К	1222,27	1352,72	1480

Двигатель Параметр	ВК-2500	ВК-6000	Т406
\bar{G}_z , кг/с	1,994	1,994	-
$T^*_{вых.ТК}$, К	932,32	981,96	-
$T^*_{вых.ТС}$, К	739,89	734,52	-
$n_{ГГ}$, об/мин	19500	21500	-
$n_{ТС}$, об/мин	15000	15000	15000
Ne, л.с.	2700	6000	6150
Сe, г/л.с.ч.	0,206	0,171	0,181
Конструктивная формула	12 – 2+2	(2+12) – 2+3	14 – 2+2

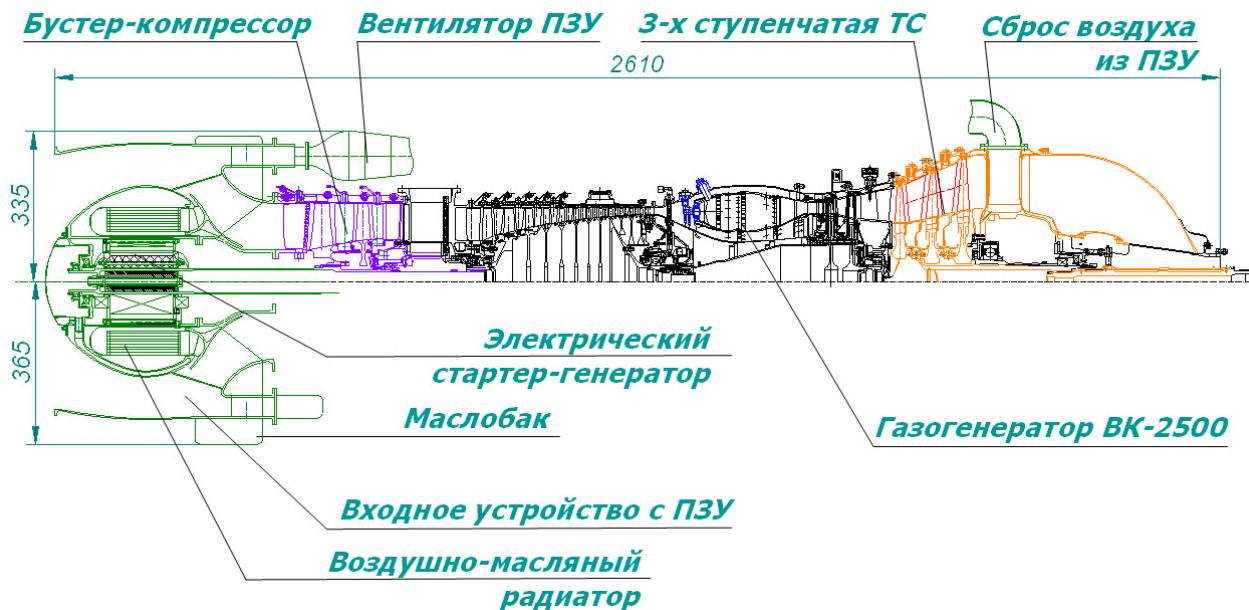


Рис.5. Эскизная компоновка двигателя ВК-6000

Цель разработки – форсировать двигатель ВК-2500 в 2,5 раза без геометрических изменений в конструкции газогенераторной части путем введения дополнительных схемно-конструкторских элементов, обеспечивающих указанное форсирование на основе теории подобия газовых потоков [1].

Узлы базового газогенератора:

Компрессор. Особенностью его применения являются:

- повышенная температура воздуха на входе – $T_{вх}^* = 352$ К вместо $T_{вх}^* = 288$ К;
- повышенная температура воздуха на выходе – $T_{вых}^* = 725$ К ($T_{вых}^* = 595$ К);
- высокая степень повышения давления $\pi^*_{КС} = 18,09$ ($\pi^*_К = 9,955$);
- увеличенная частота вращения ротора $n = 21500$ об/мин ($n = 19500$ об/мин).

Весь этот комплекс повышения рабочих параметров в базовом компрессоре нового двигателя предполагает тщательное исследование прочности лопаток, дисков, кор-

пусов вследствие изменившихся условий работы.

Камера сгорания базового газогенератора при использовании в двигателе ВК-6000 стала работать в совершенно новых параметрических условиях:

- максимальное давление $P_{к}^* = 1,84$ МПа вместо $P_{к}^* = 1,009$ МПа;
- максимальная температура воздуха на входе $T_{к}^* = 725$ К вместо 595 К.

Значительный рост давления и температуры воздуха на входе в КС обязывает провести исследование процессов горения, поджига на рабочих высотах, прочности корпусной системы и соответствия применяемых материалов новым условиям работы.

Турбина компрессора требует наибольшего внимания и расчетных исследований, т.к. желание сохранить геометрию всех деталей турбины при работе на более высоких давлениях и температуре газа на входе принуждает конструктора обратиться к новым металлургическим разработкам и при-

менить пока еще экзотические интерметаллидные материалы во всех лопаточных венцах статора и ротора.

Параметры на входе в турбину:

- $P_{г*} = 1,735$ МПа вместо $P_{г*} = 0,951$ МПа;
- $T_{г*} = 1388$ К вместо $T_{г*} = 1228$ К.

По предварительной инженерной оценке применение для сопловых лопаток интерметаллида ВКНА-4У монокристаллической структуры, а для рабочих лопаток (РЛ) – ВКНА-25 той же структуры позволит не менять конструктивное исполнение лопаточных венцов и даже не вводить и не увеличивать охлаждение этих элементов. В дисках, покрывных дисках и валах необходимо также заменить материалы современными типа ЭП-741НП, которые в отличие от интерметаллидов имеют большой опыт применения в России.

Особенности конструкции ВК-6000:

- Использован газогенератор двигателя ВК-2500 с заменой материала заднего лабиринта компрессора и материалов в турбине компрессора.
- Введены две дополнительные ступени осевого компрессора на входе в компрессор ВК-2500.
- Свободная турбина разрабатывается вновь (2- или 3- ступенчатая).
- Дополнительно в конструктивную схему внедрены современные решения по пылеочистке и автономности маслосистемы:
 - применено ПЗУ грибового типа с вентилятором отсоса;
 - в корпус ПЗУ вмонтирован маслбак с конструкторскими мероприятиями, обеспечивающими охлаждение масла.
- На валу дополнительного 2- ступенчатого ротора осевого компрессора и во внутреннем объеме ПЗУ установлен высокооборотный бесщеточный электрический генератор мощностью до 100 кВт (может использоваться в стартерном режиме).
- Сброс загрязненного воздуха осуществляется в корпус задних опор и выхлопной патрубков для охлаждения корпуса опор и снижения температуры выхлопа.
- Привод винтов вертолета заднего типа.
- Турбина компрессора сохраняется по всей геометрической цепочке при условии применения перспективных интерметаллидных материалов в лопаточной части и новых дисковых сплавов.

• Выхлопная система с поворотом потока, как на базовом двигателе.

• Вводится охлаждение задней опоры и патрубка запыленным воздухом, сбрасываемым из ПЗУ, с целью сохранения возможности использования титана в конструкции опоры и выхлопного патрубка при $t_{г*} = 520^{\circ}\text{C}$.

• ПОС для ПЗУ может быть выполнено электрического типа.

• ПЗУ предполагается выполнить из композиционного материала, например стеклопластика, методом литьевого прессования.

В данном конкретном случае видно, что газогенератор двигателя ТВ3-117 (ВК-2500) с параметрической точки зрения идеально подходит для реализации на его базе более мощного двигателя, однако имеет несовременную конструктивную схему, вследствие чего для реализации на его базе более мощного ГТД необходим достаточно большой объем расчетно-конструкторских и экспериментальных исследований.

Выводы

Реализация концепции универсального газогенератора требует современных подходов к проектированию этого узла. Спроектированные ранее двигатели имеют низкие термодинамические параметры и, следовательно, параметрический запас для создания более мощных модификаций, однако все эти преимущества могут быть потеряны при конструктивной доводке двигателя. Кроме того, ранние конструкции ГТД не всегда позволяют адаптировать новые технические решения и, следовательно, совершенствовать двигатель.

Новый газогенератор для использования в ГТД различного назначения и мощности должен быть спроектирован с учетом предложенных в работе принципов построения и современных методов проектирования.

Библиографический список

1. Кириллов, И.И. Теория турбомашин [Текст] / И.И. Кириллов - Л.: Машиностроение. 1972. - 530 с.
2. Рассохин, В.А. Принципы построения универсального газогенератора для малогабаритных газотурбинных двигателей [Текст] / В.А. Рассохин, Н.А. Шарова // Матлы Всерос. межвуз. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов. 26.09-1.12.07. часть II, СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2008. - С. 97; 180.

3. Шарова, Н.А. Многорежимная оптимизация универсального газогенератора для малоразмерных газотурбинных двигателей [Текст]: Сб. Наука и технология, секция 2/ Н.А. Шарова // Аэрогидродинамика и тепло-массообмен. - Екатеринбург: УрОРАН, 2008. - С. 44-48, 94.
4. Шарова, Н.А. Научные аспекты создания универсального газогенератора для малоразмерных газотурбинных двигателей [Текст]: Сб. тез. докл./ Шарова Н.А.// XIII Всерос. межвуз. науч.-техн. конф. «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели». - М.: Печатный салон «СПРИНТ», 2008.
5. Шарова, Н.А. Пути создания универсального газогенератора для малоразмерных газотурбинных двигателей [Текст] / Н.А. Шарова // Наука и технологии. Итоги дис. исследований. Т. 1. Избранные труды Российской школы. - М.: РАН, 2009.
6. Рассохин, В.А. Проектирование ГТД на базе универсального газогенератора малой размерности [Текст] / В.А. Рассохин, Н.А. Шарова // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та - Самара: 2009. - №3(19). - Ч. 3.
7. Шарова, Н.А. Особенности применения универсального газогенератора в составе авиационных двигателей различного назначения [Текст]: Сб. ст. заоч. науч.-техн. конф. «Климовские чтения» - СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2009. - С. 78, 336
8. Fitzgerald, R.M. Aero engine development costing / R.M. Fitzgerald.- Aeronautical J., 1977, vol.81, №801, p. 405-409.
9. Huddle, D. Economics of propulsion systems for air transport / D. Huddle- Aircraft Engineering, 1970, vol.42, №6, p. 25-30.
10. Jorden, D.K. Cost – the emerging aerospace technology / D.K. Jorden, M.A. Siegel- AIAA Paper, 1973, № 1327.
11. Ван, Лэй. Исследование эффективности соплового аппарата первой ступени ТНД при прямом и обратном вращении ее ротора [Текст] / Лэй Ван, В.Д. Венедиктов, С.В. Руденко // МАИ-ЦИАМ, Теплоэнергетика.- М., 2005. №6.
12. Willis, W.S. Advanced technology engine studies (ATES). A status report/ W.S. Willis, - AIAA Paper, 1981, №1502.

**FEATURES OF OPTIMIZATION OF THE VERSATILE GAS GENERATOR
PARAMETERS AND DESIGN FOR DEVELOPMENT OF A BROAD POWER RANGE
LINE OF THE ADVANCED GAS TURBINE ENGINES OF DIFFERENT APPLICATION**

© 2011 N. A. Sharova

JSC Klimov, Saint-Petersburg

The article considers a possibility of application of the versatile gas generator in designing of the gas turbine engine. Limitations of the use in the mathematical model, criteria of optimization, power range have been defined. Parameters of the optimal gas generator developed on the basis of the VK-800 have been defined. A possibility of development of the 6000-hp engine with the use of the gas generator of the VK-2500 serial engine has been considered.

Versatile gas generator, criteria of optimization, concepts of development, range of application.

Информация об авторах

Шарова Наталья Анатольевна, кандидат технических наук, инженер-конструктор II категории ОАО «Климов», г. Санкт-Петербург. Тел.: (812) 295-01-01, доб. 1-63. E-mail: klimov@klimov.ru, nash.70@mail.ru. Область научных интересов: проектирование ГТД.

Sharova Natalia Anatolievna, candidate of engineering science, design engineer II category of Klimov JSC, Saint-Petersburg. Phone: (812) 295-01-01, ext. 163. E-mail: klimov@klimov.ru, nash.70@mail.ru. Area of research: development of gas turbine engines.