

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА С ЦЕЛЬЮ СОЗДАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ВАРИАНТА ДВИГАТЕЛЯ С $T_g^* 1800\text{ K}$

Александр Игоревич Ланшин, д.т.н., научный руководитель, заместитель генерального директора
Акакий Арташевич Церетели, к.т.н., начальник сектора

ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»



В работе приводятся результаты экспериментального исследования высокотемпературного газогенератора с целью создания перспективного варианта двигателя с $T_g^ > 1800\text{ K}$ и системой кондиционирования охлаждающего воздуха. Система охлаждения турбины газогенератора в стендовом варианте была снабжена теплообменниками и турбоагрегатом подкачки (ТАП), обеспечивающим повышение давления охлаждающего воздуха при общем повышении удельных параметров цикла.*

The work presents the results of a pilot study of high-temperature gas generator with the purpose of establishing the perspective variant engine with gas $T_g^ > 1800\text{ K}$ and cooling air conditioning system. Cooling system of turbine gas generator in the bench version was equipped with heat exchangers and turbine unit swap (ТАП), which provides cooling air pressure increase for a total increase of specific loop values.*

Ключевые слова: газогенератор, турбоагрегат подкачки, кондиционирование охлаждающего воздуха
Keywords: gas generator, turbine unit swap, cooling air conditioning

Анализ путей развития авиационных газотурбинных двигателей показывает, что наибольший прогресс в их совершенствовании связан с повышением температуры газа на входе в турбину. Практические разработки отечественных ОКБ и зарубежных фирм показали, что повышение температуры газа, сопровождаемое повышением $\pi_{кв}$, приводит к улучшению комплекса характеристик двигателей. В настоящее время повышение температуры газа в большей степени связано с совершенствованием системы охлаждения, поскольку конструкционных материалов для рабочих лопаток турбин, способных работать, при температуре t_n выше $1200\text{ }^\circ\text{C}$ нет.

В 1984 году под руководством Генерального конструктора ЛНПО им. В.Я.Климова С.П.Изотова и начальника отдела турбин ЦИАМ им. П.И.Баранова, профессора, д.т.н. К.М.Попова была проведена работа по созданию экспериментального высокотемпературного газогенератора на основе изделия 88. От ЛНПО им. В.Я.Климова в работе принимал участие ведущий конструктор В.А.Спицын, от ЦИАМ им. П.И.Баранова помимо авторов в работе принимали участие: В.Н.Сахаров, Ю.М.Львов, В.Н.Федякин и др. Целью работы являлось создание высокотемпературной турбины ГТД с температурой газа $T_g^* > 1800\text{ K}$

Развитие систем охлаждения было направлено на более полное использование хладоресурса охлаждающего воздуха. Известно, что повышение температуры газа может быть достигнуто по следующим основным направлениям:

- совершенствование систем охлаждения с целью обеспечения повышения эффективности охлаждения без существенного увеличения расхода охладителя;
- разработка новых, более жаропрочных и жаростойких материалов, а также решение проблемы теплозащитных покрытий;
- кондиционирование охлаждающего воздуха со снижением его температуры.

Вклад указанных направлений в возможность повышения температуры газа может быть проиллюстрирован графически. Для этого анализировалось выражение параметра эффективности охлаждения $\theta = \frac{(T_g^* - T_g)}{(T_g^* - T_g^*)}$, содержащее все основные, указанные выше параметры.

На рис. 1 представлены результаты расчета возможности повышения температуры газа:

- при совершенствовании системы охлаждения, то-есть увеличении степени охлаждения Θ_n при фиксированных значениях $T_n - T_b = 500\text{ K}$ и $\Theta_n = 0,55$, характерных для сопловых лопаток в двигателях IV поколения;
- при применении новых лопаточных материалов с увеличен-

ной на $\Delta t_n = 100^\circ\text{C}$ допустимой температурой;

- при введении системы кондиционирования охлаждающего воздуха, то-есть при предварительном снижении его температуры (в рассматриваемом примере на $\Delta t_b = 200^\circ\text{C}$).

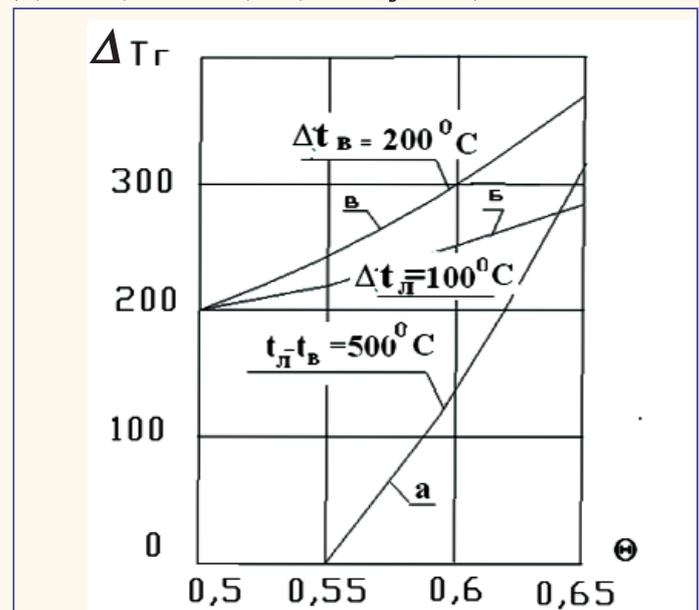


Рис. 1. Возможности повышения температуры газа в турбинах ГТД
а - повышение Θ_n за счет усовершенствования системы охлаждения ($\Theta_n = 0,55$);
б - повышение допустимой температуры материала;
в - кондиционирование системы охлаждения.

Как видно из рис. 1, наибольшее повышение температуры газа возможно при кондиционировании охладителя при существующих лопаточных материалах и технологиях. Снижение температуры охладителя на $200...250^\circ\text{C}$, характерное для турбин двигателей IV поколения, технически выполнимо и, как показали результаты расчета, может быть осуществлено с небольшими потерями давления (до 3-4%) в наружном контуре двигателя при приемлемой массе теплообменника (до 15 кг).

В данной статье приводятся результаты стендовых испытаний экспериментального высокотемпературного ($T_g^* = 1830\text{ K}$) газогенератора с системой кондиционирования охлаждающего воздуха.

Эксперименты проводились в НИЦ ЦИАМ в 1985 г. Газогенератор был создан в ЛНПО им. В.Я. Климова на базе изделия 88 при непосредственном участии ЦИАМ. Его конструкторские и



расчетные проработки и результаты испытания отдельных узлов проводились в ЦИАМ.

Объект испытаний, его основные системы измерения.

При разработке высокотемпературного газогенератора основные отличия заключались в следующем. Внесены изменения в корпус диффузора камеры сгорания - увеличены проходные сечения внутренних каналов стоек, поскольку часть их (половина) использовалась для подвода охладителя к рабочему колесу турбины. В корпусе камеры сгорания были выполнены отверстия для отбора воздуха, идущего в систему кондиционирования, на корпусе установлены коллекторы: общий воздухоотборный и раздаточный, подающий воздух на рабочее колесо. Изменен корпус соплового аппарата - отделена полость над лопатками СА от полости вторичного воздуха камеры сгорания. Несколько изменена конструкция вала - выполнены отверстия для ввода охлаждающего воздуха в его внутреннюю полость и гребешки лабиринтного уплотнения, отделяющего этот воздух от разгрузочной полости компрессора.

Лопатки соплового аппарата остались без изменения, за исключением введения одностороннего подвода охлаждающего воздуха со стороны периферийного торца. Рабочие лопатки заменены новыми, с конвективно - пленочной схемой охлаждения. Задняя опора газогенератора выполнена охлаждаемой с питанием ее охладителем от стеновых магистралей.

Высокотемпературный газогенератор в стендовом варианте включал в себя также три системы:

- внешнюю систему кондиционирования с подкачкой охлаждающего воздуха, содержащую в себе турбоагрегат подкачки (ТАП);
- воздушно-водяные теплообменники и соединительные коммуникации;
- автономную масляную систему турбоагрегата подкачки (ТАП);
- систему охлаждения задней опоры газогенератора с использованием стенового воздуха.

Охлаждение задней опоры осуществлялось в основном подмешиванием к газу значительного количества холодного воздуха и частично заградительным охлаждением отдельных участков перед зоной подмешивания. Наряду с охлаждением подмешиваемый воздух использовался для регулирования в определенных пределах величины π_r путем изменения его расхода.

Схема стенда для испытаний высокотемпературного газогенератора показана на рис.2.

Система охлаждения турбины в стендовом варианте была снабжена воздушно-водяными теплообменниками и турбоагрегатом подкачки (ТАП), обеспечивающим повышение давления охлаждающего воздуха. Отбор вторичного воздуха из камеры сгорания на охлаждение турбины осуществлялся в ресивер, к кото-

рому был подсоединен (ТАП) (Рис. 2), состоящий из турбины, работающей на части отбираемого от камеры воздуха, и компрессора, осуществляющего повышение давления воздуха, идущего на охлаждение С.А.

Воздух из компрессора (ТАП) поступал в теплообменник. Охлажденный воздух из теплообменника подводился на охлаждение соплового аппарата турбины высокотемпературного газогенератора ГГ.

Часть воздуха, прошедшая через турбину турбоагрегата подкачки, поступала во второй коллектор, расположенный на корпусе камеры сгорания, откуда по системе коммуникации через вал подводилась под покрывной диск ротора турбины ГГ и далее на охлаждение рабочих лопаток турбины.

При испытаниях измерялись следующие основные газодинамические параметры высокотемпературного газогенератора и системы кондиционирования:

- $p_{м.у.}$ и $p_{м.у.}^*$ - статическое и полное давление воздуха в мерном участке (поле полных давлений измерялось с помощью трех семиточечных гребенок полного давления и трех пятиточечных гребенок пограничного слоя);
- $T_{м.у.}^*$ - температура воздуха в мерном участке (поле температур измерялось тремя пятиточечными гребенками);
- $p_{к.}^*$ - полное давление за компрессором измерялось двумя трехточечными гребенками;
- $T_{к.}^*$ - температура воздуха за компрессором измерялась двумя трехточечными гребенками термопар;
- $p_{т.}^*$ - полное давление за турбиной измерялось с помощью семи пятиточечных гребенок полного давления;
- $T_{т.}^*$ - температура газа за турбиной измерялась с помощью семи пятиточечных гребенок температур;
- G_t - расход топлива измерялся датчиками турбинного типа;
- n - частота вращения ротора высокотемпературного газогенератора;
- p - давление воздуха в полостях;
- $t_{л.}$ - температура рабочих лопаток измерялась в зоне выходной кромки фотоэлектрическим пирометром.

Кроме того, в газогенераторе и его внешних системах измерялись параметры, контролирующие работу системы кондиционирования, масляной системы турбоагрегата подкачки (ТАП) и работу линии охлаждения задней опоры.

Обработка результатов испытаний.

Полное давление на входе в компрессор определялось с учетом потерь в мерном участке $p_b^* = p_{м.у.}^* \cdot \sigma_{м.у.}$, где $\sigma_{м.у.} = 0,99$ - коэффициент восстановления полного давления в мерном участке от мерного сечения до входа в газогенератор

Полное давление и температура за компрессором и за турбиной рассчитывались как среднеарифметические:

$$p_{ср}^* = \sum_{i=1}^n p_i^* / n; T_{ср}^* = \sum_{i=1}^n T_i^* / n.$$

Температура потока на входе в компрессор принималась равной температуре потока в мерном сечении $T_b^* = T_{м.у.}^*$.

Потери полного давления в камере сгорания определялись по результатам испытаний газогенератора изд.88 на стенде ЦИАМ.

$$\sigma_{к.с.} = 1 - 0,62 \lambda_{к.с.}^2$$

Относительная величина расхода воздуха, отбираемого за V ступенью компрессора на охлаждение задней опоры, вычислялась по зависимости

$$\delta_v = 0,081 - 0,067 \dot{n}_{пр.}$$

Расход воздуха, отбираемого за компрессором в систему охлаждения с турбоагрегатом подкачки и теплообмен-

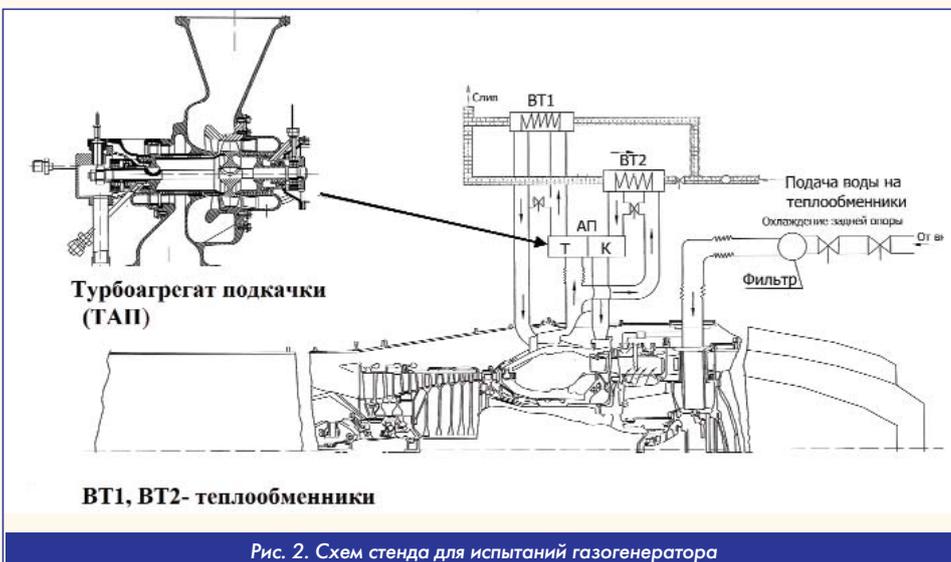


Рис. 2. Схем стенда для испытаний газогенератора

никами, определялся по суммарному значению расхода воздуха через компрессор и турбину ТАП.

$$G_{отб. к.с.} = G_{к. ТАП} + G_{т. ТАП}$$

При этом расход воздуха через компрессор ТАП вычислялся по его характеристике, полученной при автономных испытаниях ТАП.

Величина утечек воздуха через задний лабиринт компрессора в разгрузочную полость принималась постоянной $\delta_z = 0.012$ по результатам испытаний газогенератора изд. 88 на стенде ЦИАМ.

В целом при определении баланса тепла в камере сгорания расход воздуха $G_{в. КС.}$ рассчитывался по формуле

$$G_{в. КС.} = G_{в.} (1 - \delta_v - \delta_z - \delta_{отб. к.с.}),$$

где:

$$\delta_{отб. к.с.} = \delta_{к. ТАП} + \delta_{т. ТАП} + \delta_{ут. ТАП}$$

Расход воздуха на входе в газогенератор определялся при "увязке" параметров по заданному значению

$$\bar{G}_{с.а.} = G_2 \sqrt{T_{г.с.а.}^*} / p_{г.}^*$$

где:

$$G_r = G_{в. КС.} + G_m$$

$T_{г.с.а.}^*$ - полная температура газа в критическом сечении соплового аппарата турбины;

$p_{г.}^*$ - полное давление газа перед турбиной.

Температура газа перед турбиной $T_{г.с.а.}^*$ вычислялась при "увязке" параметров газогенератора. Коэффициент полноты сгорания топлива при этом принимался равным $\eta_r = 0,99$ (по данным испытаний изолированной камеры сгорания на стенде ЦИАМ).

Температура газа в критическом сечении соплового аппарата турбины определялась с учетом смешения основного потока с охлаждающим воздухом, отбираемым из передней полости соплового аппарата ($0,73 \delta_{к. ТАП}$).

Температура газа за турбиной определялась с учетом смешения основного потока с охлаждающим воздухом, поступающим из задней полости соплового аппарата ($0,27 \delta_{ТАП}$) и из рабочих лопаток турбины ($\delta_{р.л.} = 0,032$).

Контроль "увязки" параметров газогенератора проводился путем сравнения "увязочной" температуры $T_{г.в.}^*$ с измеренной температурой газа за турбиной $T_{г.оп.}^*$.

Результаты испытаний

Испытания газогенератора проводились при общем подводе воздуха к газогенератору и наружному технологическому контуру.

Параметры газогенератора исследовались в диапазоне рабочих режимов:

$$p_{в.}^* = 161...295 \text{ кПа}, T_{в.}^* = 361...585 \text{ К}, \bar{n}_{ф} = 0,818...1,018.$$

Степень понижения давления газа в турбине регулировалась путем изменения расхода воздуха, подводимого в систему охлаждения задней опоры и выхлопного устройства с жестким суживающимся соплом.

Испытания газогенератора проводились в два этапа. На первом этапе отработывались система охлаждения турбины газогенератора и ТАП; исследовалось взаимодействие узлов системы кондиционирования в условиях работы газогенератора. Максимальная температура газа в критическом сечении соплового аппарата была равна $T_{г.с.а.}^* = 1645 \text{ К}$. Температура рабочих лопаток, измеренная пирометром, составляла $t_{л.} = 870...880 \text{ }^\circ\text{С}$ при $\bar{n}_{кф} = 99,1 \%$ и $T_{вх.}^* = 437 \text{ К}$.

Испытания газогенератора на втором этапе показали, что качественное изменение большинства характеристик новой системы охлаждения идентично характеристикам, полученным при испытаниях на первом этапе. Количественные изменения в отдельных характеристиках связаны с заменой на втором этапе некоторых узлов, как в системе охлаждения, так и в самом газогенераторе. Так, в системе охлаждения был установлен новый турбоагрегат подкачки с улучшенной турбиной.

В целом на втором этапе испытаний система охлаждения обеспечила работу газогенератора при повышенной температуре газа. Максимальная температура газа в критическом сечении соплового аппарата достигала $T_{г.с.а.}^* = 1830 \text{ К}$ на режиме с параметрами воздуха $p_{вх.}^* = 277 \text{ кПа}$, $T_{вх.}^* = 577 \text{ К}$ и частотой вращения ротора $\bar{n}_{г.} = 1,01$.

В диапазоне рабочих режимов газогенератора $\bar{n}_{г. оп.} = 0,85...0,97$ приведенный расход воздуха на входе в компрессор составил $G_{в. пр.} = 16...20 \text{ кг/с}$, степень повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_{к. пр.}^* = 5,5...7,2$, степень понижения давления в турбине $\pi_{г.}^* = 3,2...3,3$.

В исследованной области характеристики компрессора газогенератора адиабатический к. п. д. компрессора составил $\eta_{к.}^* = 0,835...0,85$.

"Увязочный" к. п. д. турбины газогенератора $\eta_{т.}^* = 0,845...0,857$. Мощностная характеристика газогенератора, характеризующая зависимость $p_{т.}^* / p_{в.}^* = f(i_{г.}^* / i_{к.}^*)$, представлена на Рис. 3. Там же для сравнения приведена экспериментальная мощностная характеристика газогенератора изделия 88. Зависимостью $p_{т.}^* / p_{в.}^* = f(i_{г.}^* / i_{к.}^*)$ учитываются все потери, связанные с газодинамическим несовершенством элементов газогенератора (потери к. п. д. компрессора и турбины, потери полного давления по тракту), потери при отборе воздуха на охлаждение

$$\pi_{г.т.}^* = \frac{p_{т.}^*}{p_{в.}^*} = \pi_{к.}^* \left(1 - \frac{\pi_{к.}^{*k-1}}{\eta_{к.}^* \eta_{т.}^* \eta_{м.}^* (1 + q_T) (1 - \delta_{отб.}) i_{г.}^* / i_{к.}^*} \right)$$

В результате сравнения значений $p_{т.}^* / p_{в.}^*$ газогенераторов при заданной величине подогрева $i_{г.}^* / i_{к.}^*$ получаем комплексную оценку их газодинамической эффективности.

Как видно из Рис. 3, газодинамическая эффективность экспериментального газогенератора практически осталась на том же уровне, что и эффективность газогенератора (изделие 88). Повышение температуры газа перед турбиной позволило повысить приблизительно на 150°С на взлетном режиме ($\bar{n}_{г. оп.} \approx 0,97$) и получить отношение $p_{т.}^* / p_{в.}^*$ приблизительно на 10% выше по сравнению с $p_{т.}^* / p_{в.}^*$ газогенератора изделия 88.

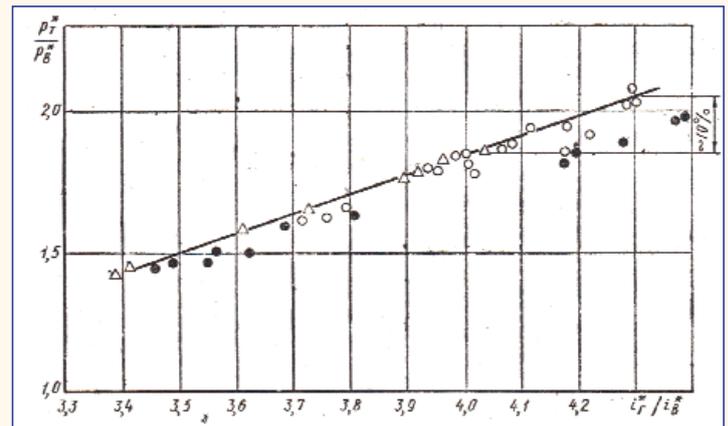


Рис.3 Мощностная характеристика газогенераторов экспериментальный ГГ:
 ○ - I этап испытаний,
 ● - II этап испытаний,
 ▲ -газогенератор изделия 88

Термогазодинамическое совершенство газогенератора как тепловой машины в диапазоне рабочих режимов определяется зависимостью удельного расхода топлива $C_{е.п.}$ от удельной приведенной работы цикла газогенератора.

Удельная приведенная работа цикла газогенератора представляет собой энергию, образующуюся в результате адиабатического процесса расширения при снижении давления от $p_{т.}^*$ до $p_{в.}^*$.

$$i_{zz} = \frac{(1 + qT)(1 - \delta_{омб})}{i_g^*} (i_T^* - i_{ад})$$

Характеристикой $C_{err} = \int (i_m)$ учитываются все потери (включая неполноту сгорания топлива), связанные с преобразованием подведенного тепла топлива в полезную работу цикла газогенератора.

Зависимость удельного расхода топлива от удельной приведенной работы цикла газогенератора приведена на Рис. 4. Там же для сравнения приведена экспериментальная зависимость для газогенератора изделия 88.

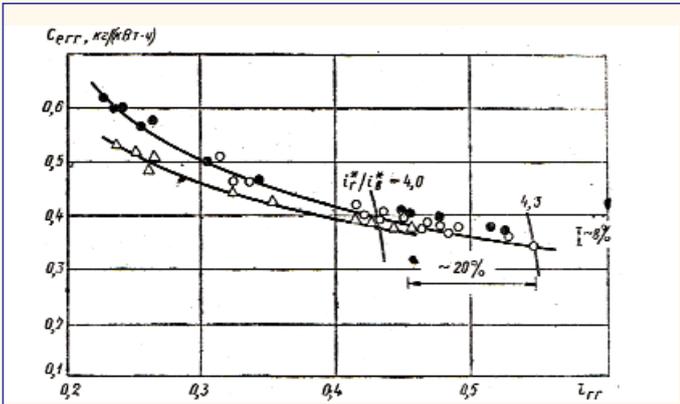


Рис. 4. Зависимость удельного расхода топлива от удельной приведенной работы цикла газогенератора
 о - I этап испытаний,
 ● - II этап испытаний,
 Δ - газогенератор изделия 88

Из рис.4 видно, что удельная приведенная работа цикла экспериментального газогенератора приблизительно на 20% больше, а удельный расход топлива приблизительно на 8% меньше по сравнению с их значениями у газогенератора изделия 88 при $n_{кр} = idem$.

Нароботка газогенератора на режимах с повышенной температурой газа в диапазоне 1700...1830 К составила 35 мин, в том числе на режимах с $T_g^* = 1700...1750$ К - 26 мин, с $T_g^* = 1770...1830$ К - 9 мин.

Температура рабочих лопаток турбины, измеренная пирометром в зоне выходной кромки, не превышала 990°C (см. Рис.5). Указанная максимальная температура рабочих лопаток соответствует относительно невысокому уровню снижения температуры охлаждающего воздуха в теплообменнике $\Delta T_{в.р.к.} = 140$ °С. В теплообменнике в линии охлаждения соплового аппарата на режиме с максимальной температурой газа температура охлаждающего воздуха понижалась на $\Delta T_{в.с.а.} = 250$ °С.

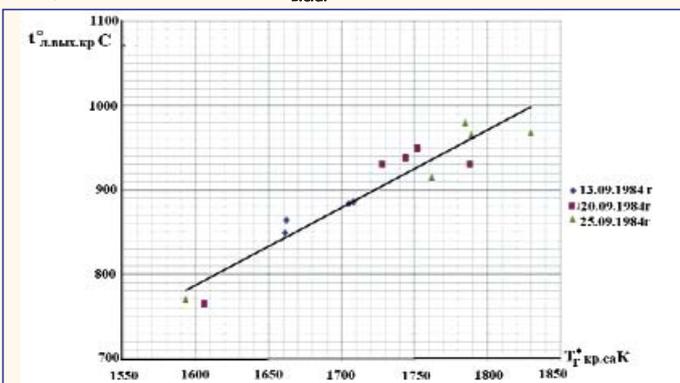


Рис.5 Изменение температуры выходной кромки рабочей лопатки от температуры газа в критическом сечении соплового аппарата

При испытаниях турбоагрегат подкачки работал устойчиво. Максимальная частота вращения его ротора составляла $n_{ТАП} = 58350$ об/мин, что соответствовало $n_{ТАПпр}^* = 0,986$.

Приведенная частота вращения ротора ТАП (параметры приведения: $T_0^* = 670$ К, $n_{расч} = 60\ 000$ об/мин) оставалась практически постоянной при увеличении частоты вращения ротора газогенератора. Степень повышения давления π_k^* ТАП составляла

1,108...1,12. Степень повышения давления π_k^* ТАП при работе в условиях газогенератора получена на 1 - 1,5% меньше расчетной, что связано с повышенной пропускной способностью системы охлаждения соплового аппарата.

Степень понижения давления в турбине ТАП составляла $\pi_{г.ТАП}^* = 1,62...1,77$. Меньшие значения π_k^* ТАП и $\pi_{г.ТАП}^*$ соответствуют второму этапу испытаний газогенератора. На втором этапе испытаний газогенератора модернизированная турбина ТАП имела улучшенные характеристики. Уменьшение приблизительно на 8% $\pi_{г.ТАП}^*$ позволило соответственно повысить располагаемый перепад в линии охлаждения рабочего колеса турбины газогенератора. Степень повышения давления в компрессоре ТАП получена на 1% меньше из-за снижения приведенной частоты вращения и увеличения расхода воздуха через компрессор, что было вызвано повышенной пропускной способностью системы охлаждения соплового аппарата газогенератора (пропускная способность каналов охлаждения соплового аппарата на втором этапе исследования приблизительно на 0,5% выше).

В стендовом варианте система кондиционирования выполнена с оптимальной последовательностью агрегатов в линии охлаждения соплового аппарата. Воздух в компрессор ТАП поступает охлажденным в теплообменнике, что снижает затраты мощности турбины ТАП. Возможно большее снижение мощности турбины (а следовательно, и $\pi_{г.ТАП}^*$) путем уменьшения количества сжимаемого воздуха в компрессоре ТАП. Так, в сопловом аппарате газогенератора компенсация потерь давления, связанных с кондиционированием, требуется только для воздуха, выпускаемого через перфорацию входной кромки и на заградительное охлаждение корыта лопатки, что составляет 50% от всего количества. На Рис. 6 показана расчетная степень понижения давления в ступени турбины ТАП при возможных способах организации системы кондиционирования. Видно, что при уменьшении количества сжимаемого воздуха вдвое требуемая степень понижения давления в турбине ТАП уменьшается в 1,25-1,3 раза.

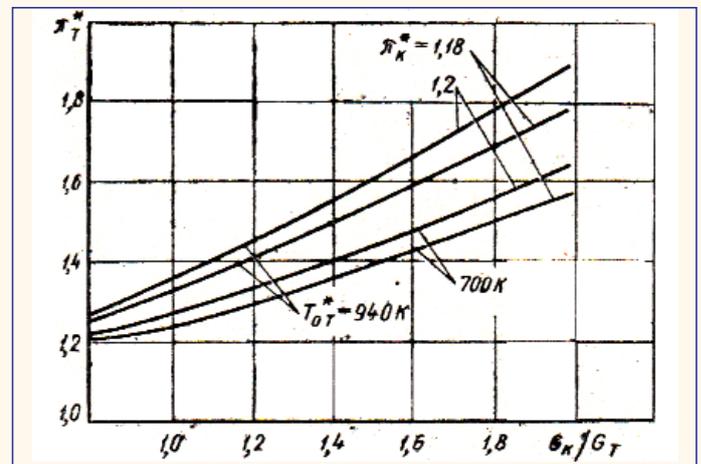


Рис.6 Расчетная степень понижения давления в турбине ТАП.
 $T_0^* = 940$ К = const; $\eta_{г.ТАП}^* \eta_k^* = 0,64$; $\eta_{мех}^* = 0,98$.

Таким образом, система кондиционирования с поджатием охлаждающего воздуха представляется оптимальной, если:

- 1) воздух в компрессор турбоагрегата подкачки поступает предварительно охлажденным, т. е. теплообменник в линии охлаждения соплового аппарата установлен перед компрессором ТАП;
- 2) из всего количества воздуха, предназначенного для охлаждения соплового аппарата турбины, в компрессоре ТАП поджимается лишь та его доля, которая выпускается через перфорацию входной кромки и корыта сопловых лопаток.

В целом оценка результатов испытаний показала, что применение новой схемы охлаждения, обеспечивающей повышение температуры газа на 150-200 °С, позволило повысить удельную приведенную работу цикла газогенератора на 15-20%.

Попытка выполнить в двигательном варианте кондициони-

рование охлаждающего воздуха после испытаний экспериментального газогенератора в стендовом исполнении не нашла своего дальнейшего развития. На этом этапе, к сожалению, в девяностых годах прошлого столетия работа была приостановлена.

На рисунках 7,8 представлены схемы кондиционирования охлаждающего воздуха в двигательном варианте, разработанные в ЦИАМ.



Связь с авторами: ceretely@ciam.ru

