

УДК. 629.12.03– 843.8

**С.Т. Аксентьев, доц., ст. науч. сотрудник, канд. техн. наук,
Е.Э. Померанцев**

Севастопольский военно-морской институт им. П.С. Нахимова

Ул. Дыбенко, 1а, г. Севастополь, Украина, 99035

Тел. (0692) 237-122

ВЛИЯНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫХЛОПНОГО ТРАКТА НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭЛЕКТРОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ

В статье приводятся результаты экспериментального исследования влияния гидравлического сопротивления выхлопного тракта электрогенерирующих газотурбинных установок (ЭГГТУ) на её эксплуатационные показатели.

Для эффективной работы электрогенерирующих газотурбинных установок (ЭГГТУ) большое значение имеет правильная организация системы выхлопа. Как показывает опыт [1], значительное увеличение сопротивления выхлопного тракта приводит к развитию в двигателе помпажных явлений и перегреву рабочих лопаток газовой турбины, что недопустимо по условиям безаварийной эксплуатации ЭГГТУ. Для ГТУ с осевыми компрессорами эта задача решена вполне удовлетворительно.

Для ГТУ с центробежными и диагональноосевыми компрессорами влияние загромождения выхлопного тракта на энергетические показатели установки почти не исследовано. Это объясняется, прежде всего, тем, что такие ГТУ начали использовать в качестве газогенераторов энергетических корабельных комплексов сравнительно недавно. Учитывая сложность и нестационарность газодинамических процессов, происходящих в выхлопном тракте, анализ влияния его гидравлического сопротивления на энергетические показатели корабельной ГТУ представляет трудноразрешимую задачу [1, 2] и потому основным методом подобных исследований является эксперимент.

Цель статьи – обобщить результаты экспериментов и получить критерийные зависимости для оценки влияния гидравлического сопротивления выхлопного тракта на газодинамическую устойчивость и термодинамические показатели ЭГГТУ.

Эксперименты выполнены в НИЛ газотурбинных установок Севастопольского военно-морского института им. П.С. Нахимова на натурном газотурбинном стенде (рисунок 1).

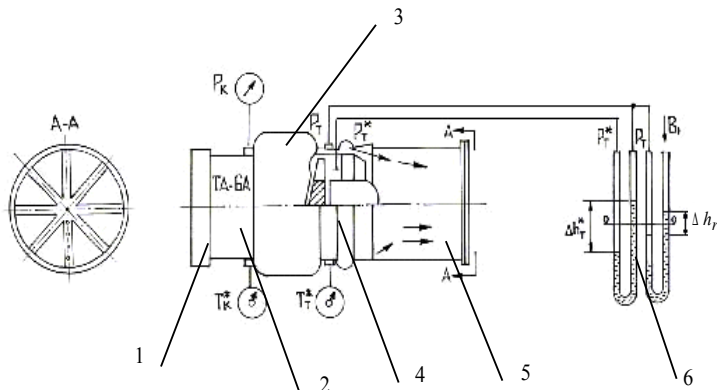


Рисунок 1 – Схема экспериментального стенда

Состав стенда. Экспериментальный стенд включает в себя следующее: электрогенерирующую газотурбинную установку ТА-6А, систему регистрации параметров и присоединенный тракт с изменяемым выходным сечением.

Электрогенерирующая газотурбинная установка ГТУ ТА-6А состоит из: входного устройства 1, трехступенчатого диагонально-осевого компрессора 2; кольцевой, противоточной камеры сгорания испарительного типа 3, осевой реактивной трехступенчатой турбины 4 и выхлопного тракта 5.

В стандартных атмосферных условиях ($t_H=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_H=1,013\cdot 10^5\text{ Па}$) на установившемся режиме холостого хода (без подачи электрической энергии и отбора воздуха из компрессора) при полностью открытом выходном сечении выхлопного тракта и частоте вращения ротора $n_{\max} = 24000\text{ об/мин}$, ГТУ ТА – 6А имеет следующие газодинамические показатели: расход воздуха $GB= 4,95\text{ кг/с}$; степень повышения давления в компрессоре $\pi_K^* = 6,5$; статическое давление воздуха за компрессором $P_K = 0,46\text{ МПа}$; температура воздуха на выходе из компрессора $T_K^* = 568\text{ К}$; температура газов за турбиной $T_T^* = 693\text{ К}$.

Установка оснащена системой автоматики, поддерживающей номинальный режим работы при изменении атмосферных условий и исключающей вывод из строя газовой турбины при недопустимом перегреве рабочих лопаток.

Система регистрации параметров включает: водяные пьезометры 6; образцовые манометры кл. 0,25; датчики давления типа МДД; тензоусилитель «Топаз-3М»; хромель-копелевые и хромель-алюмелевые термопары,

магнитоэлектрические логометры типа Ш69000 кл.1,5; указатель частоты вращения типа ИСТ-2, кл. 1,5.

Выхлопной тракт представляет собой цилиндр диаметром $d_M = 340$ мм протяженностью $L_{mp} = 5 d_M$. Площадь поперечного сечения среза выхлопного тракта $F_{mp} = 0,0907$ м².

Изменение гидравлического сопротивления выхлопного тракта в опытах осуществлялось набором радиальных пластин суммарной площадью $F_\Sigma = m F_n$, где m – число пластин, а F_n – площадь одной пластины. Требуемое число таких пластин устанавливалось перед опытом на выходном фланце (А-А, рисунок 1) цилиндра.

В опытах в качестве определяющего критерия использовали относительную площадь загромождения выхлопного тракта $\Delta \bar{F} = (F_\Sigma / F_{mp}) \cdot 100$ %. При законе регулирования $\bar{n} = \text{const}$ и сохранении соотношения $T_c/T_b = \text{idem}$ изменение $\Delta \bar{F} = \text{var}$ приводило к изменению газодинамических параметров ГТУ. Этот факт и был положен в основу методики проведения экспериментов. Для сопоставимости полученных результатов, все параметры приводились к стандартным атмосферным условиям.

В качестве критериев подобия использовали относительную приведенную частоту вращения ротора турбокомпрессора

$$\bar{n}_{np} = \bar{n} \sqrt{\frac{288}{T_{Hu}}}, \quad (1)$$

где $\bar{n} = \frac{n_u}{n_{\max}}$ – относительная частота вращения ротора. В экспериментах $\bar{n} = (98 \pm 1) \%$; n_u – измеренная (физическая) частота вращения ротора; T_{Hu} – температура окружающей среды измеренная. В опытах $T_{Hu} = (284 \pm 0,5) \text{K}$; коэффициент запаса устойчивости компрессора по помпажу

$$\Delta K_y = \left(1 - \sqrt{\frac{T_{Tp}^*}{T_{Tu}^*}} \right) \cdot 100\%, \quad (2)$$

регламентирующий предельно допустимый заброс температуры газов T_{Tp}^* за турбиной по условиям срыва рабочего процесса в компрессоре ГТУ.

Как известно, при достижении температуры газов за турбиной T_{Tu}^* = T_{Tp}^* , рабочая точка на характеристике компрессора смещается на границу его устойчивой работы. Это приводит к появлению хлопков, выбросов пламени из сопла, вибрации и недопустимому росту температуры газов за турбиной (стрелка указателя температуры на индикаторной головке выходит за

пределы рабочего сектора). Чтобы исключить возможность возникновения этих опасных явлений, в ГТУ ТА-6А, при достижении температуры за турбиной $T_{\text{тп}}^* = 845$ К происходит автоматическая остановка двигателя. Этот параметр был выбран в расчетах коэффициента запаса устойчивости ΔK_y компрессора в качестве граничного. Относительный перепад давления в компрессоре равен

$$\bar{p}_k = p_{ku} / p_{kз}, \quad (5)$$

Этот параметр характеризует напорность компрессора. С увеличением гидравлического сопротивления выхлопного тракта, при прочих равных условиях, уменьшается перепад давления на турбине, растет температура газов в камере и снижается давление на выходе из компрессора [2]. В опытах в качестве эталонного $p_{kз}$ брали паспортное значение $p_{kз} = 0,46$ МПа, которое соответствует работе компрессора ГТУ на максимальном режиме в стандартных условиях. Относительная температура газов за турбиной

$$\bar{T}_{Tu} = T_{Tu} / 288, \quad (6)$$

где T_{Tu} – измеренная температура газов за турбиной.

Обобщение формулярных данных испытываемого двигателя позволило получить уравнение приведения значений $\bar{T}_{Tu}$ к стандартным условиям:

$$\bar{T}_{Tu} = 0,376 \ln(\bar{T}_{Hu}) + 1. \quad (7)$$

Здесь $\bar{T}_{Hu} = \frac{T_{Hu}}{288}$ относительная, а T_{Hu} – измеренная температура окружающей среды.

Обсуждение результатов экспериментов. На рисунке 2 показана зависимость изменения запаса устойчивости ΔK_y компрессора по помпажу от степени перекрытия сечения $\Delta \bar{F}$ выхлопного тракта, полученная в опытах.

Математическая обработка результатов измерений позволила получить эмпирическое выражение, описывающее влияние степени перекрытия выхлопного тракта ГТУ на запас газодинамической устойчивости компрессора:

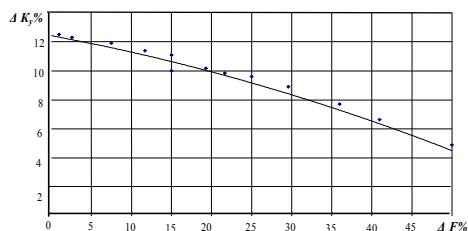


Рисунок 2 – Обобщенные результаты влияния степени перекрытия выхлопного тракта ГТУ на величину запаса устойчивости компрессора по помпажу

$$\Delta K_y = 12,5 - 0,098 \Delta F (1 + 0,011 \Delta F). \quad (8)$$

Расчет по формуле (сплошная линия) с надежностью вывода не хуже $R^2=0,9835$ дает вполне удовлетворительное совпадение с опытом (точки на графике). Это позволяет рекомендовать зависимость (8) для оценочных инженерных расчетов влияния загромождения канала выхлопного тракта ГТУ с диагонально осевым компрессором на запас устойчивости по помпажу.

В законе поведения $\Delta K_y = f(\Delta F)$ обращает на себя внимание тот факт, что даже при 50 % перекрытии сечения выхлопного тракта, когда значение ΔK_y достигает 4,9 %, помпажных явлений не наблюдается. В то же время опыт эксплуатации ГТУ с осевыми компрессорами показывает [3], что при степенях перекрытия $\Delta F > 20$ % эти явления начинают проявляться. Повышенная чувствительность осевых компрессоров к степени загромождения выхлопного такта не позволяет осуществлять столь глубокого дросселирования его величины как на исследуемом ГТУ. Установлено [3], что допустимое значение перекрытия выхлопного тракта в осевых компрессорах должно быть таким, чтобы запас устойчивости компрессора по помпажу оставался не менее $\Delta K_y \geq (10 \dots 12)$ %. Более широкий диапазон устойчивости по помпажу в исследуемом двигателе объясняется наличием у компрессора входной диагональной ступени.

Однако опыты показали, что при больших степенях загромождения выхлопного тракта $\Delta F \geq 50$ % наблюдается интенсивный рост температуры газов за турбиной (рисунок 3). Это дает основание полагать, что для ГТУ с диагонально осевыми компрессорами, при больших степенях перекрытия выхлопного тракта, определяющим граничным условием должен быть не запас устойчивости компрессора по помпажу, а температура газов за турби-

ной. Так в опытах при $\Delta F \geq 35\%$ (рисунок 3) запас устойчивости компрессора по помпажу остается достаточно высоким $\Delta K_y \geq 8,5\%$, а температура газов за турбиной отличается от граничной не более чем на 20 % и превышает допустимое значение по условиям длительной эксплуатации двигателя примерно на 6 %.

При 50 % перекрытии выхлопного тракта, запас устойчивости ком-

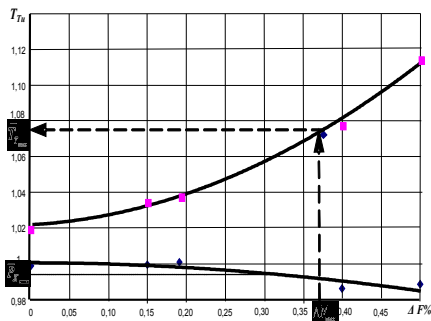


Рисунок 3 – Влияние степени загромождения выхлопного тракта на термодинамические показатели ГТУ

прессора равен $\Delta K_y \geq 4,9\%$, а отклонения от граничной и превышение допустимой температур уже 8,8 % и 10,5 % соответственно.

Как видно из графика (рисунок 3) при $\Delta F \geq 35\%$ наблюдается и интенсивное падение давления за компрессором, что свидетельствует о снижении мощности газовой турбины из-за уменьшения теплоперепада на рабочих лопатках ступеней.

ВЫВОДЫ

1. ГТУ с диагонально осевым компрессором обладают повышенной устойчивостью к помпажу. Так даже при 50 % перекрытии выхлопного тракта помпажные явления не наблюдаются, а основные газодинамические показатели (температура газа за турбиной и давление за компрессором) незначительно отличаются от предельно допустимых значений.

2. При глубоком дросселировании выхлопного тракта $\Delta F \geq 50\%$ отмечается интенсивный рост температуры газов за турбиной при сравнительно медленном смещении рабочей точки на характеристике компрессора к граничным (по условию возникновения помпажа) значениям. Этот факт говорит о том, что при глубоком дросселировании выхлопного тракта контроль температуры газа за турбиной должен быть определяющим (в оценке технического состояния ГТУ), а длительная работа в таких условиях является недопустимой.

3. Полученные эмпирические зависимости достаточно хорошо согласуются с опытными данными и могут быть рекомендованы к использованию при проведении оценочных расчетов запаса устойчивости по помпажу при проектировании выхлопного тракта ГТУ с диагональноосевыми компрессорами.

Учитывая важность проблемы, для накопления фактического материала по влиянию гидравлического сопротивления выхлопного тракта на энергетические показатели ГТУ целесообразно провести аналогичные испытания ЭГ ГТУ под нагрузкой на полных и частичных режимах работы, а также маршевых ГТУ с центробежными компрессорами, что составит предмет дальнейшего исследования в данном направлении.

Библиографический список

1. Захаров А.М. Воздухоприемные и газовыпускные устройства быстроходных газотурбинных судов / А.М. Захаров, П.А. Булыгин, Л.И. Райкин, А.П. Петров, А.К. Позолотин. — Л.: Судостроение, 1977. — 208 с
2. Казанджан П.К. Теория авиационных двигателей: Теория лопаточных машин / П.К. Казанджан, Н.Д. Тихонов, А.К. Янко. — М.: Машиностроение, 1983. — 217 с.
3. Масленников М.М. Авиационные газотурбинные двигатели / М.М. Масленников, Ю.И. Шальман. — М.: Машиностроение, 1975. — 576 с.

Поступила в редакцию 27.02.2006 г.