

УДК 621.438:536.24

Н.Н. Салов, профессор, д-р техн. наук,**Г.В. Горобец, инженер,****В.М. Бубенцов, ст. преподаватель,****А.А. Харченко, ассистент***Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua***ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКОВ РОТОРОВ
ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ГТД**

Представлены расчетные зависимости для оценки температурного состояния дисков роторов осевых компрессоров на переходных режимах работы двигателя.

Если достаточно подробно известно тепловое состояние дисков на стационарных и переходных режимах работы газотурбинного двигателя, то можно с большой степенью достоверности оценить напряженное состояние и ресурс материала диска по длительной прочности и малоцикловой усталости. Обобщенные эксплуатационные циклы газотурбинных двигателей отличаются многообразием режимов работы, что особенно характерно для энергетических установок судов с динамическим принципом поддержания, авиационных и пиковых энергетических ГТД. Недостоверность сведений о температурном состоянии дисков в условиях эксплуатации приводит к неоправданной перегрузке и возможности их разрушения.

Целью статьи является представление в обобщенном виде результатов экспериментальных исследований распределения температуры по радиусу дисков роторов осевых компрессоров ГТД.

В данной работе на экспериментальном стенде исследовалось температурное состояние дисков роторов ГТД на переменных режимах работы двигателя. Рабочий участок экспериментального стенда, схема которого показана на рисунке 1, представляет модель пятиступенчатого ротора осевого компрессора барабанно-дисковой конструкции.

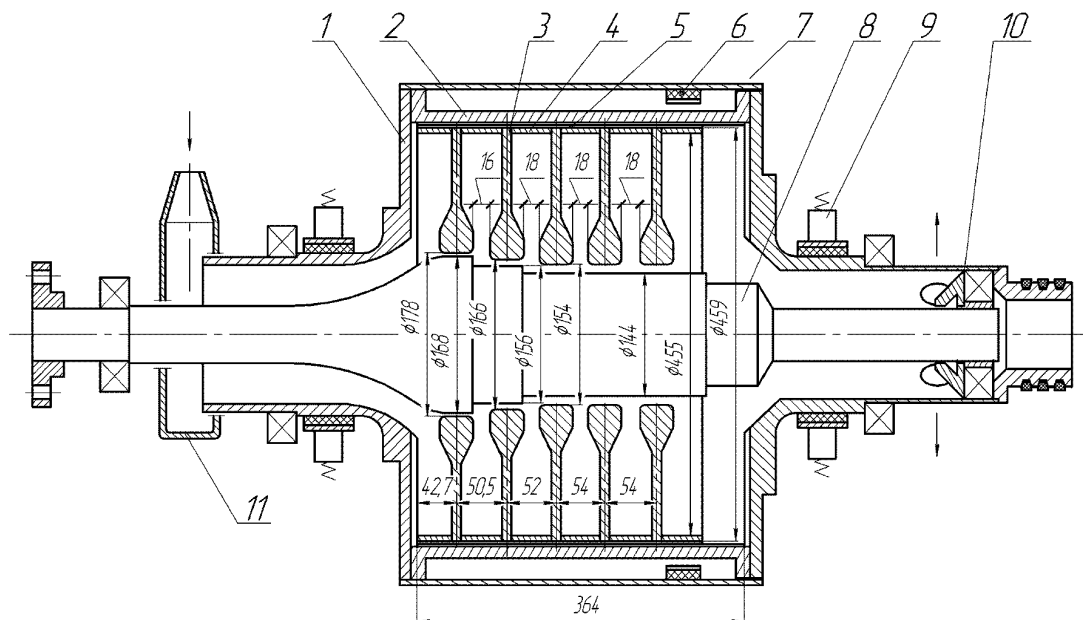


Рисунок 1 – Рабочий участок экспериментального стенда: 1 – полувал левый; 2 – барабан; 3 – диск; 4 – проставочное кольцо; 5 – внутренний электронагреватель; 6 – внешний электронагреватель; 7 – защитный кожух; 8 – центральный вал; 9 – медно-графитовые щетки; 10 – полувал правый; 11 – воздухоподводящее устройство

Ротор рабочего участка модели состоит из барабана 2 и двух полувалов 1 и 10, соединенных между собой болтами. Внутри, по образующей барабана 2, расположен слой изоляции из асботкани толщиной 4 мм. На асботкань уложен электронагреватель 5, изготовленный из нержавеющей стальной ленты, толщиной 0,6 мм. Питание к шинам электронагревателя подводится от клемм генератора постоянного тока через скользящие контакты с помощью медно-графитовых щеток 9. В рабочем участке установлены пять дисков 3

и шесть проставочных колец 4. Диски и проставочные кольца изолированы от электронагревателя тонким слоем стеклоткани. Диски имеют центральные отверстия и утолщения, характерные для дисков осевых компрессоров ГТД. Геометрия полостей дисков подобна гиперболическому профилю. В первых трех дисках диаметры центральных отверстий уменьшаются по течению охлаждающего воздуха, образуя ступенчатое расположение дисков в роторе рабочего участка. Центральный вал 8 и ротор рабочего участка приводятся во вращение независимыми электродвигателями постоянного тока.

Охлаждающий воздух, сжатый высоконапорной воздушной помпой, прокачивался вдоль оси ротора через кольцевые зазоры, образованные ступицами дисков ротора и центральным валом, и удалялся через отверстия в валу ротора. Расход охлаждающего воздуха измерялся соплом Вентури на входе в рабочий участок. Увеличение температуры воздуха на входе в рабочий участок достигалось подмешиванием горячего воздуха, выходящего из рабочего участка. В опытах температура и расход воздуха устанавливались с помощью двух задвижек, изменяющих поперечное сечение выхлопного и всасывающего трубопроводов. Измерить термометрами среднюю температуру воздуха в кольцевом канале между ступицей диска и центральным валом не представилось возможным из-за неравномерного перемешивания горячего воздуха, вытекающего из полости, с осевым потоком охладителя. В связи с этим количество тепла, отбираемое воздухом из полостей ротора, определялось по мощности электронагревателя, установленного внутри ротора. Тепловые потери компенсировались наружным электронагревателем, установленным внутри охранный кожуха рабочего участка. Смещением компенсационного нагревателя достигнуто возрастание температур проставочных колец ротора рабочего участка, пропорционально росту температур воздуха в проточности части натурального ротора осевого компрессора ГТД.

При проведении экспериментальных исследований обобщенные циклы ГТД заменялись переходными режимами прогрева, что упрощает выполнение и обработку результатов опытных данных и достаточно широко применяется в практике изучения работы газотурбинных двигателей на переменных режимах. Опыты выполнены при вращении центрального вала и рабочего участка в одном направлении с частотой $52,3 \dots 157 \text{ с}^{-1}$ при расходе охлаждающего воздуха $0,11 \dots 0,15 \text{ м}^3/\text{с}$, который измерялся соплом Вентури на входе в рабочий участок.

Температурное состояние изучалось термометрированием второго и четвертого дисков, расположенных в роторе рабочего участка. Диски имели центральное отверстие и утолщение, характерное для дисков осевых компрессоров ГТД. Полотна дисков выполнены подобно гиперболическому профилю. Температура дисков измерялась 48-ю термометрами типа ХА. Термометры устанавливались по радиусу дисков на расстояниях 0,077; 0,089; 0,1; 0,1215; 0,14; 0,158; 0,174; 0,189; 0,2025; 0,2154 и 0,2295 м от центра вращения с обеих сторон дисков. Показания термометров посредством токосъемного устройства передавались на цифровой многоканальный преобразователь, который преобразовывал аналоговые электрические сигналы датчиков температуры, а также напряжение и силу постоянного тока, подаваемых на электронагреватель, в кодированный электрический сигнал и обеспечивал обмен информацией с ЭВМ, терминальными и печатающими устройствами по стандартному интерфейсу с максимальной скоростью опроса 20 каналов в секунду. По результатам измерений строились графики распределения температур по радиусам дисков.

С целью получения наиболее точной картины распределения температуры по радиусу диска разбивалось на 48 равных по площади расчетных участков, конусная часть и ступица диска имели по 24 расчетных участка.

По графикам, построенным с интервалом 70 секунд с момента начала прогрева до квазистационарного режима, определялась температура на среднем радиусе каждого расчетного участка. Квазистационарный режим прогрева в наших опытах устанавливался через 4000 с, что соизмеримо со временем выхода на стационарный режим реальной ГТУ [1].

Принималось, что температура на среднем радиусе i -го расчетного участка изменяется по закону [2]

$$t_i = t_{\text{возд}} + (t_{\text{max}} - t_{\text{возд}}) \left(\frac{r_i}{r_{\text{max}}} \right)^{m_i}, \quad (1)$$

где $t_{\text{возд}}$ – температура охлаждающего воздуха под ступицей исследуемого диска определялась по зависимостям, полученным в работе [3]; t_{max} – температура воздуха в проточной части осевого компрессора, определялась по степени повышения давления воздуха в ступени исследуемого диска. В опытах t_{max} принималась равной температуре на максимальном радиусе диска; r_{max} – максимальный радиус диска, который принимался равным радиусу торцевой поверхности межлопаточного канала.

По опытным данным на стационарном режиме при постоянных числах оборотов ротора рабочего участка величина показателя степени m_i на среднем радиусе каждого расчетного участка вычислялась по формуле

$$m_i = \lg \frac{t_i - t_{\text{возд}}}{t_{\text{max}} - t_{\text{возд}}} / \lg \frac{r_i}{r_{\text{max}}}. \quad (2)$$

Как установлено в работах [4, 5] вращательное движение и тепловое расширение охладителя оказывают на гидродинамику течений охладителя, заполняющего междисковую полость ротора, различное влияние. Поэтому температурное состояние диска при осевом течении охладителя не поддается обобщению по числу Грасгофа. В этом случае в соответствии с рекомендациями работ [4, 5] показатель степени m_i имеет зависимость вида

$$m_i = c \operatorname{Re}_\omega^x (\beta \Delta t)^y, \quad (3)$$

где $\operatorname{Re}_\omega = \omega r^2 / \nu$ – окружное число Рейнольдса; β – коэффициент объемного расширения воздуха, заполняющего междисковую полость ротора; ω – частота вращения ротора, 1/с; ν – коэффициент кинематической вязкости охлаждающего воздуха, м/с².

За определяющую температуру при вычислении окружного числа Рейнольдса принята температура воздуха в кольцевом канале под ступицей исследуемого диска.

Нашими опытами установлено, что на распределение температуры по радиусу диска относительное изменение величины $\beta \Delta t$ оказывает слабое влияние по сравнению с относительным изменением перепада температуры по радиусу диска, в связи с чем в формуле (3) множитель $\beta \Delta t$ следует заменить на $(t_{\max} - t_{\text{возд}})/t_{\text{возд}}$. Основываясь на методах теории подобия, описывающих нестационарный теплообмен, в формулу (3) для описания температурного состояния дисков ротора в режиме прогрева необходимо ввести критерий Фурье, характеризующий связь между скоростью изменения поля температур диска с физическими свойствами и размерами диска. В этом случае формула для вычисления показателя степени m_i принимает вид

$$m_i = k m_i \operatorname{Fo}^b, \quad (4)$$

где $\operatorname{Fo} = \pi(r_{\max})^2/a$ – критерий тепловой гомохронности Фурье; a – коэффициент температуропроводности материала диска, м²/с; τ – время от начала прогрева, с.

Коэффициент k и показатель степени b в формуле (4) вычислены на отрезках времени интервалом 15 секунд от начала прогрева до установления стационарного режима.

На рисунке 2 показано распределение температуры по радиусу диска ротора рабочего участка в процессе прогрева, рассчитанное по формулам (1) – (4).

На график нанесены опытные данные, полученные посредством измерения температуры диска термопарами, установленными на радиусах 0,2154; 0,201; 0,189; 0,173; 0,158; 0,14; 0,12; 0,1; 0,089 и 0,077 м при $n = 1500$ об/мин; $t_{\max} = 203$ °C; $t_{\text{возд}} = 58,66$ °C; расходе охлаждающего воздуха 0,15 м³/с и $(t_{\max} - t_{\text{возд}})/t_{\text{возд}} = 2,4606$. Максимальный радиус диска 0,2295, радиус центрального отверстия в диске 0,077 м.

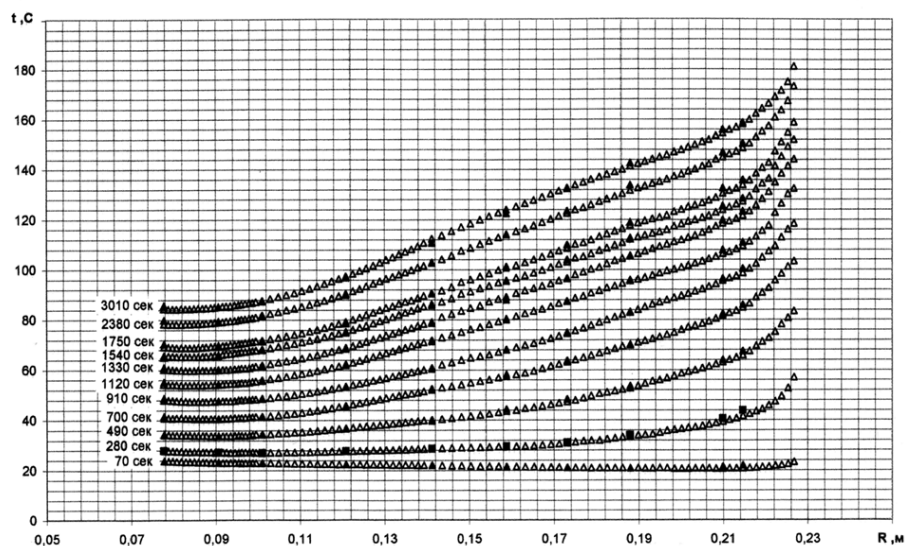


Рисунок 2 – Распределение температуры по радиусу диска ротора рабочего участка в процессе прогрева: Δ – расчетные значения; ▲ – опытные данные

Как видно из рисунка 2, отклонение опытных данных от расчетных не превышает 1,5...2 °C.

Дальнейшие исследования предполагают дополнение полученных расчетных зависимостей составляющими, учитывающими влияние толщины проставочного кольца на температурное состояние диска.

Библиографический список

1. Корж П.И. Исследование нестационарного режима работы охлаждаемого дискового ротора газовой турбины / П.И. Корж, Л.Б. Поволоцкий, А.Ф. Кнабе, Б.А. Аркадьев // Энергомашиностроение. — 1964. — № 5. — С. 18 – 21.
2. Горобец Г.В. К расчету распределения температуры на дисках осевых компрессоров газотурбинных двигателей / Г.В. Горобец // Пром. теплотехника. — 2004. — Т. 26. — № 5. — С. 37 – 40.
3. Салов Н.Н. К определению подогрева воздуха, транспортируемого через полости ротора осевого компрессора / Н.Н. Салов // Изв. вузов: Сер. Авиационная техника. — 2000. — № 1. — С. 63 – 65.
4. Оуэн Дж.М. Конвективный теплообмен во вращающейся цилиндрической полости / Дж.М. Оуэн, Х.С. Онур // Энергетические машины и установки. — 1983. — № 2. — С. 36 – 43.
5. Салов Н.Н. Исследование теплоотдачи диска во вращающейся полости с осевым и радиально-осевым течением жидкости / Н.Н. Салов // Изв. вузов. Сер. Авиационная техника, 1992. — № 1. — С. 53 – 57.

Поступила в редакцию 13.11.2007 г.