

УДК 621.438:536.24

А.А. ХАРЧЕНКО

*Севастопольский национальный технический университет, Украина*

## К УПРАВЛЕНИЮ ТЕМПЕРАТУРНЫМ СОСТОЯНИЕМ ДИСКОВ РОТОРОВ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГТД

Экспериментально исследована зависимость профиля температуры по радиусу диска от конструкции устройств, устанавливаемых в полости ротора осевого компрессора, принцип действия которых основан на использовании динамического напора воздуха, отбираемого на охлаждение двигателя. Предложена методика расчета температурного состояния поверхности диска.

**диски роторов осевых компрессоров, температурное состояние, интенсификация теплообмена, экспериментальные исследования**

### Введение

Роторы осевых компрессоров ГТД выполняют, как правило, дискобарабанной конструкции с транспортировкой охлаждающего воздуха через внутренние полости ротора. Циркуляция воздуха в междисковых полостях ротора, которая устанавливается под действием разности плотности воздуха в поле массовых сил, не обеспечивает выравнивания температуры по радиусу диска, кроме того, диски ротора обладают значительной тепловой инерцией. Поэтому

температурный градиент по радиусу диска может достигать значительных величин, что отрицательно влияет на пределы прочности, длительной прочности, ползучести и усталости.

### Формулирование проблемы

Существуют различные способы интенсификации теплообмена в полостях компрессоров для снижения перепада температур вдоль радиуса диска, в том числе с помощью экранов и эжекционных устройств [1].

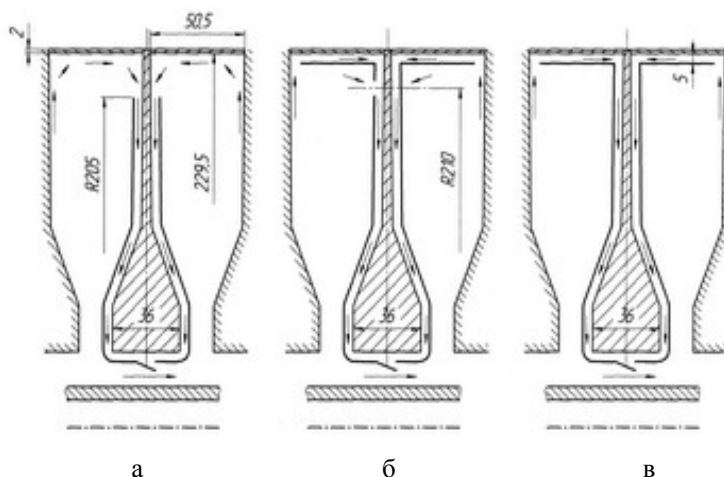


Рис. 1. Конструкции эжекционных устройств:

- а – диск, экранированный на 2/3 поверхности;
- б – диск с отверстиями в экране;
- в – полностью экранированный диск

Из-за сложных условий теплоотдачи достоверное описание температурного состояния диска в этом случае может быть получено только на основе обобщения экспериментальных данных. Выполненные в настоящей работе опыты с конструкциями устройств, показанных на рис. 1, проведены на экспериментальном стенде, имитирующем участок ротора осевого компрессора [1].

Стекание пограничного слоя вдоль поверхности диска за счет экранирования и эжекции вызывает снижение перепада температур между ступичной частью диска и периферией. Величина перепада по радиусу диска определяется конструкцией устройства, что указывает на необходимость получения расчетных зависимостей температурного состояния дисков ротора с учетом конструктивных параметров эжекционных устройств, что важно прочностных расчётов дисков на стадии проектирования.

### Решение проблемы

Основой для расчета распределения температуры по радиусу экранированного диска принималась зависимость для диска, полученная в работе [2].

Диск условно разделялся на полотно, коническую и ступичную части, которые разбивались соответственно на 48, 24 и 24 расчетных кольцевых участка равной площади. Формула для определения температуры поверхности диска на среднем радиусе  $i$ -го участка имеет вид

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

где  $t_{\theta}$  – температура охлаждающего воздуха под ступицей диска, определяется по зависимостям, полученным в [3];

$t_{\max}$  – температура воздуха в проточной части осевого компрессора, определяется по степени повышения давления в ступени;

$r_i, r_{\max}$  – радиусы соответственно середины  $i$ -го участка диска и максимальный;

$m_i$  – показатель степени, определяется как

$$m_i = m_{0i} \cdot \left( \frac{r_{\max} \cdot F_{\max}}{r \cdot F} \right)^{b_i}, \quad (2)$$

где  $m_{0i}$  – показатель для  $i$ -го участка неэкранированного диска, определяется по зависимостям работы [2];

$r$  – радиус подвода воздуха к охлаждаемой части диска;

$F_{\max}$  – площадь поверхности диска;

$F$  – площадь неэкранированных участков диска.

Множитель  $\left( \frac{r_{\max} \cdot F_{\max}}{r \cdot F} \right)$ , входящий в формулу (2), учитывает влияние конструктивных параметров исследуемых устройств на распределение температуры по радиусу диска. Для вариантов а, б, в, рис. 1 величина вводимого множителя  $\left( \frac{r_{\max} \cdot F_{\max}}{r \cdot F} \right)$  составляет соответственно 2,31; 26,8; 31,2; при этом для неэкранированного диска множитель равен единице.

Показатель степени  $b_i$  в формуле (2) определялся по опытным данным и представлен в виде полинома в функции от номера рассчитываемого участка диска  $i$ .

На рис. 2 показано распределение температуры по радиусу диска для неэкранированного ротора, а также для конструкций эжекционных устройств, представленных на рис. 1. Температурные кривые 1, 2, 3, 4 рис. 2 получены экспериментально. Кривые 5, 6, 7 получены расчетом для устройств по схеме рис.1, в, в которых увеличена площадь отверстий для поступления охлаждающего воздуха. Величина множителя  $\left( \frac{r_{\max} \cdot F_{\max}}{r \cdot F} \right)$  для этих вариантов конструкции составляет соответственно 10,90; 18,75; 28,87.

Как видно из рис. 2, с увеличением величины

$\left(\frac{r_{\max} \cdot F_{\max}}{r \cdot F}\right)$  ступичная часть диска прогревается более интенсивно, при одновременном охлаждении

периферии полотна, что приводит к более равномерному распределению температуры по радиусу диска.

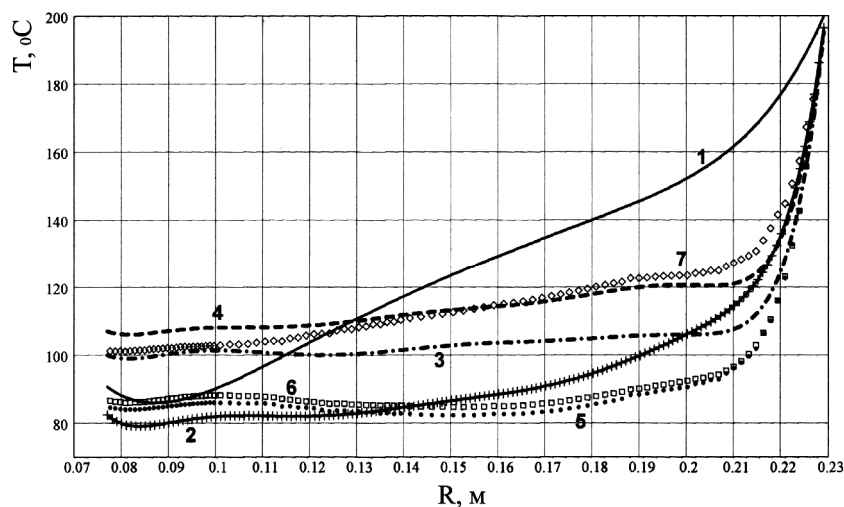


Рис. 2. Температурное состояние дисков при использовании устройств различной конструкции:

- 1 – полностью открытый диск (эжекционные устройства отсутствуют);
- 2 – экранировано 2/3 полотна диска;
- 3 – экран с отверстиями на периферии;
- 4 – полностью экранированный диск;
- 5, 6, 7 – конструкции с увеличенной площадью подвода охлаждающего воздуха

Данная закономерность сохраняется справедливой для рассматриваемых конструкций эжекционных устройств, за исключением экрана, закрывающего 2/3 диска, где изменение температуры на периферии менее интенсивно.

### Заключение

Таким образом, становится возможным определение температуры на среднем радиусе каждого расчетного участка экранированного диска на стационарном режиме работы двигателя с учетом конструкции эжекционных устройств, что позволяет на стадии проектирования выбрать устройство, обеспечивающее оптимальное распределение температур по радиусу диска осевого компрессора.

### Литература

Салов Н.Н., Бубенцов В.М., Харченко А.А. Интенсификация теплообмена в полостях роторов

газотурбинных двигателей // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2001. – Вип. 23. Двигуни та енергоустановки. – С. 142 – 143.

Салов Н.Н., Горобец Г.В., Харченко А.А. Расчет температурных полей дисков роторов осевых компрессоров // *Вестник двигателестроения*. – 2003. – № 2. – С.36 – 43.

Салов Н.Н. К определению подогрева воздуха, транспортируемого через полости ротора осевого компрессора // *Известия вузов. Авиационная техника*. – 2000. – №1. – С. 63 – 65.

*Поступила в редакцию 1.06.2005*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. К.Ю. Федоровский, Севастопольский национальный технический университет.