

## ТРАНСПОРТНОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

621.43.052

### ВЛИЯНИЕ ЗАКРУТКИ ПОТОКА НА ВЫХОДЕ ИЗ ТУРБИНЫ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДИФFUЗОРА

Канд. техн. наук Ю.А. АНТИПОВ, канд. техн. наук, доц. И.А. БАРСКИЙ, канд. техн. наук М.В. ЛОБАН

*На основе экспериментальных данных определены политропический к.п.д. и отношение полных и статических давлений в диффузоре, расположенном за турбиной, в зависимости от угла  $\alpha_2$ .*

*On the base of experiments it is calculated polytropic efficiency and pressure ratio in diffuser which arranged after turbine in dependence of  $\alpha_2$  angle.*

Для уменьшения статического давления на выходе из турбины  $p_2$  и увеличения в ней степени понижения давления  $\pi_r = \frac{p_0^*}{p_2}$  за последней ступенью часто устанавливается диффузор. Определим, как влияет угол на выходе из турбины  $\alpha_2$ , т.е. закрутка потока, на эффективность диффузора.

Поток на выходе из турбины крайне неравномерен (как и изменение угла  $\alpha_2$  по высоте) и увеличивается у корня и периферии. В качестве определяющего мы используем угол  $\alpha_2$  на среднем диаметре, близко совпадающий со средним углом по высоте. Влияние неравномерности полей скорости, давления и температуры на потери в предлагаемом решении не учитываем. Это решение является частным примером совместной работы турбины и диффузора. Поэтому его можно рассматривать как решение, в первом приближении оценивающее потери от закрутки в зависимости от  $\alpha_2$  и чисел  $\lambda$ .

Существует несколько безразмерных параметров для оценки этой эффективности:

адиабатический к.п.д. диффузора, степень сохранения полного давления  $\sigma = \frac{p_3^*}{p_2^*}$ ,  $\frac{p_3}{p_2}$  и другие.

Можно оценить эффективность диффузора политропическим к.п.д.

$$\chi = \frac{L_{\text{пол}}}{0,5c_2^2}, \quad (1)$$

где  $c_2$  — абсолютная скорость на выходе из турбины.

Политропическая работа сжатия в диффузоре

$$L_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} RT_2 \left[ \left( \frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (2)$$

где  $p_3$  — давление на выходе из диффузора;  $T_2$  — температура на входе в диффузор;  $n$  — показатель политропы сжатия;  $R$  — газовая постоянная.

Из (1) и (2) определим степень повышения статического давления газа в диффузоре

$$\frac{p_3}{p_2} = \left( 1 + \chi c_2^2 \frac{n-1}{2nRT_2} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \left( 1 + \chi M_2^2 \frac{k(n-1)}{2n} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (3)$$

где  $M_2$  — число Маха на входе в диффузор.

Отношение полных давлений в диффузоре

$$\sigma = \frac{p_3^*}{p_2^*} = \frac{\pi(\lambda_2) p_3}{\pi(\lambda_3) p_2}, \quad (4)$$

где  $\pi(\lambda_2), \pi(\lambda_3)$  — газодинамические функции на входе и выходе из диффузора.

По известному числу  $M_2$  или приведенной скорости  $\lambda_2$  находят связь между статическими и заторможенными параметрами и скорость на выходе из колеса

$$p_2 = p_2^* \pi(\lambda_2); \quad T_2 = T_2^* \tau(\lambda_2); \quad C_2 = M_2 \sqrt{kRT_2} = \lambda_2 \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_2^*}.$$

Показатель политропы в диффузоре

$$n = \left( 1 - \frac{k-1}{k} \chi \right)^{-1}.$$

Приведенная скорость  $\lambda_3 = \frac{c_3}{a_{кр}}$  на выходе из диффузора вычисляется из уравнения

неразрывности, записанного для сечений на входе (2—2) и выходе (3—3) из диффузора с помощью газодинамической функции  $y(\lambda_3)$ .

Имея в виду, что  $T_2^* = T_3^*$ , получим

$$y(\lambda_3) = y(\lambda_2) \frac{F_2 \sin \alpha_2 p_2}{F_3 \sin \alpha_3 p_3}, \quad (5)$$

где  $F_2$  и  $F_3$  — осевые площади на входе и выходе из диффузора.

Как показывают многочисленные испытания центробежных компрессоров, угол  $\alpha_2$  в диффузоре незначительно (на 1—2°) увеличивается под влиянием потерь. Поэтому можно принять, что  $\alpha_2 \approx \alpha_3$ .

Величину коэффициента  $\chi$ , входящего в (3), определим из экспериментов, проведенных фирмой Brown-Bovery\*.

Мы аппроксимировали эти экспериментальные зависимости, увязывающие  $\chi$  с углом входа в диффузор  $\alpha_2$  формулой

$$\frac{\chi}{\chi_0} = 1 - 1,18 \operatorname{ctg}^{0,8} \alpha_2, \quad (6)$$

где  $\chi_0$  — величина коэффициента при осевом входе в диффузор ( $\alpha_2 = 90^\circ$ ).

На рис. 1 приведены зависимости коэффициента  $\chi$  и коэффициентов полного давления от угла выхода потока из турбины и приведенной скорости диффузора с  $\frac{F_2}{F_3} = 0,5$  и  $\chi_0 = 0,6$ .

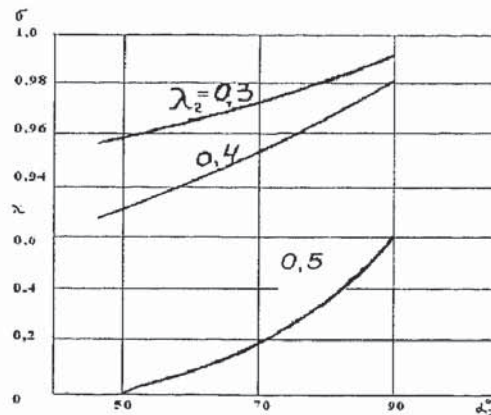


Рис. 1

Видно, что при уменьшении  $\alpha_2$  политропический к.п.д. диффузора  $\chi$  и коэффициенты полного давления существенно падают.

Полученные зависимости можно использовать при определении параметров потока на входе в свободную турбину для двухвальных и трехвальных ГТД.

621.43.052

## ЗАВИСИМОСТЬ СТЕПЕНИ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБИНЫ ОТ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ

Канд. техн. наук Ю.А. АНТИПОВ, канд. техн. наук М.В. ЛОБАН, канд. техн. наук, доц. И.К. ШАТАЛОВ

*Получено уравнение для определения влияния радиального зазора в рабочих лопатках турбины на степень реактивности.*

*The equation for calculating influence of blades radial clearance on turbine reaction ratio is received.*

Степень реактивности  $\rho$  ступени равна

$$\rho = 1 - \left( \frac{c_1}{\varphi c_{ад}} \right)^2,$$

где  $c_1$  — абсолютная скорость на выходе из соплового аппарата;  $c_{ад} = \sqrt{2H}$  — скорость, соответствующая адиабатическому теплоперепаду  $H$ ;  $\varphi$  — коэффициент скорости.

Продифференцировав это уравнение, получим

$$d\rho = - \frac{2\sqrt{1-\rho}}{\varphi} \frac{dc_1}{c_{ад}}. \quad (1)$$

Будем оценивать влияние на  $\rho$  только радиального зазора. Осевой зазор при оптимальных отношениях хорды к длине лопатки влияет на реактивность гораздо слабее, чем радиальный.

Пренебрежем, ввиду малости [1], перетоком газа с вогнутой на выпуклую часть профиля рабочих лопаток. Тогда расход газа через сопловой аппарат равен сумме расходов через рабочие лопатки и радиальный зазор в них