

II. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

УДК 621.45.02.0—226.1

В. М. Белкин, Е. Д. Стенькин, А. И. Френк

ВЛИЯНИЕ РАДИУСА СОПРЯЖЕНИЯ ПЕРА ЛОПАТКИ С ПОЛКОЙ НА ПОТЕРИ В КОМПРЕССОРНОЙ РЕШЕТКЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

b — хорда профиля, мм;
 t — шаг решетки, мм;
 b/t — густота решетки;
 $h_2, \bar{h}_2 = \frac{h_2}{b}$ — соответственно высота и удлинение лопатки по задней кромке;

r_r — гидравлический радиус лопаточного канала на выходе, мм;

r_c — радиус сопряжения, мм;

$\bar{r}_c = \frac{r_c}{r_r}$ — относительный радиус сопряжения;

θ — угол изгиба средней линии профиля, град;

γ — угол установки профиля в решетке относительно оси, град;

$\alpha_{1к}, \alpha_{2к}$ — углы между осью решетки и касательной к средней линии профиля соответственно на входе в решетку и выходе из нее, град;

α_1, α_2 — углы между осью решетки и направлением скорости потока соответственно на входе в решетку и выходе из нее, град;

$i_{нд}$ — угол атаки на режиме «полудиапазона» (режиме минимальных потерь), град;

c_m — максимальная относительная толщина профиля;

$i_{ср}$ — угол атаки на режиме срыва, град;

\bar{X}_f — относительная абсцисса расположения максимального прогиба средней линии профиля;

$\Delta i_{сm}$ — изменение оптимального угла атаки вследствие изменения относительной толщины профиля, град;

Δh_2 — расстояния от образующей поверхности тракта до мерного сечения на выходе из решетки, мм;
 C_1 — скорость потока на входе в решетку, м/с;
 C_a — осевая составляющая скорости потока, м/с;
 λ — приведенная скорость потока;
 ρ — плотность, кг/м³;
 Re, Re_h — числа Рейнольдса по хорде и высоте лопатки соответственно;
 ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
 P_n — атмосферное давление, н/м²;
 T_n — температура воздуха, °К;

p^* — полное давление, н/м²;
 $q = \frac{\rho}{2} C^2$ — скоростной напор потока, н/м²;
 $\Delta P_{пот}^*$ — потери полного давления, н/м²;
 $\overline{\Delta P_{пот}^* \bar{t}}$ — коэффициент потерь полного давления, осредненный по шагу решетки;
 $\overline{\Delta P_{пот}^* \bar{z}}$ — коэффициент потерь полного давления, осредненный по шагу и высоте лопатки.

ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ

1 — на входе в решетку;
 2 — на выходе из решетки;
 НА — направляющий аппарат.

При различных методах изготовления лопаток возможны различные радиусы сопряжения пера лопатки с трактовой поверхностью полки.

Цель данной статьи состоит в том, чтобы показать по результатам эксперимента влияние величины радиуса сопряжения на потери полного давления и тем самым подчеркнуть необходимость согласования величин радиусов сопряжения с другими геометрическими параметрами лопатки.

Исследование модели, показанной на рис. 1, было выполнено на продувочном стенде. Модель представляет собой решетку, собранную из лопаток НА одного из серийных компрессоров. Она позволяет выполнять измерение непосредственно вблизи трактовой поверхности, которая имитируется обтекателем 3.

Решетка имеет следующие параметры:

$\bar{t} = 34$ мм, постоянный — по высоте; $b = 45$ мм; $\bar{c}_m = 0,058$ и $x_f = 0,41$.

Для создания плоской решетки использованы лопатки НА с относительным диаметром втулки $\bar{d}_{вт} = 0,723$ ($d_{вт} = 0,712$ м) и значениями углов, соответствующих величинам Δh_2 , приведенным в таблице.

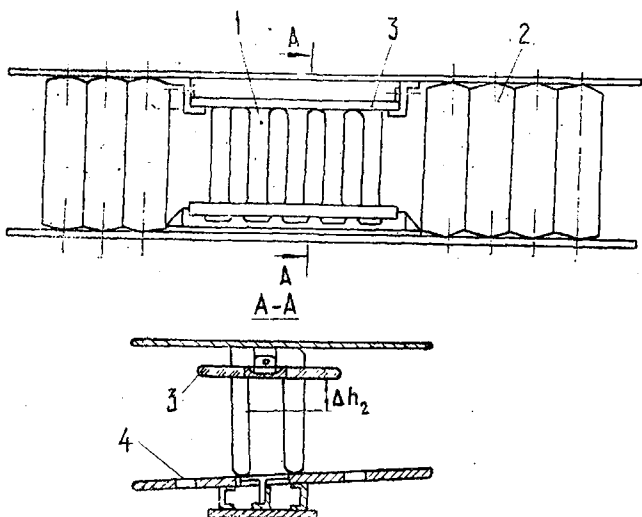


Рис. 1. Схема монтажа пакета лопаток: 1 — исследуемые лопатки; 2 — вспомогательные лопатки; 3 — обтекатель; 4 — отверстие для измерительных зондов

Таблица

Δh_2 , мм	Значения углов, град				
	γ	$\alpha_{1к}$	$\alpha_{2к}$	α_1	α^2
0	22,2	43,4	11,8	39,0	17,6
20	19,8	41,5	9,2	38,2	14,8
35	18,7	40,8	7,6	37,8	13,2
50	18,0	40,6	6,5	37,6	12,0
65	17,6	40,7	6,0	37,8	11,2

Измерения выполнялись с помощью одноточечных измерительных зондов. Их перемещение как вдоль фронта решетки, так и по высоте лопатки осуществлялось координатником. Направление потока на входе обеспечивалось механизмом поворота. Величина относительной скорости потока на входе в решетку поддерживалась постоянной и составляла $\lambda = 0,3035$ ($C_1 = 94,5$ м/с) с погрешностью не более 1%. Другие параметры потока были следующие:

$$c_a/c_{a1} = 1; v = 1,43 \cdot 10^5 \text{ м}^2/\text{с};$$

$$Re_h = 1,54 \cdot 10^6; Re = 3 \cdot 10^5.$$

Максимальный исследуемый радиус сопряжения составил для $r_c = 4,5$ мм. Другие значения радиуса, равные 1, 2, 3 и 4 мм были получены доработкой места сопряжения лопаток.

Для определения потерь в решетке НА измерялись следующие параметры потока: p_1^* , q_1 , q_2 ;

$$\Delta p_1^* = p_1^* - p_2^*; \quad T_n, \quad p_n, \quad \alpha_1, \quad \alpha_2.$$

Были сняты следующие характеристики:

а) зависимость интегральных потерь от угла атаки в сечении $\Delta h_2 = 24$ мм, при $r_c = 4,5$ мм;

б) распределение потерь по шагу решетки в сечениях лопаточного венца $\Delta h_2 = 26; 16; 11; 6$ и 0 мм при $r_c = 4,5$ и $r_c = 2$ мм на режиме минимальных потерь;

в) распределение потерь вдоль задней кромки (в следе за лопаткой) и в серединах каналов, расположенных по обе стороны от задней кромки при $r_c = 4,5; 4,0; 2,0; 1,0$ мм.

До начала эксперимента был выполнен расчет угла входа потока в решетку на режиме минимальных потерь в сечении с $\Delta h_2 = 24$ мм по зависимости:

$$\alpha_{1\text{пд}} = \alpha_{1\text{к}} + i_{\text{пд}} = \alpha_{1\text{к}} + 0,5 \left(1,85 - \bar{t}^* - \frac{\alpha_{1\text{к}}}{100} \right) -$$

$$- 0,256 \left(\sqrt{\bar{t} - 0,1} \right) \Theta + 0,935 \Theta \cdot (2\bar{x}_f - 0,9) + \Delta i_a - \Delta i_{\text{см}},$$

где

$$\Delta i_a = -4 \cos 3,75 \alpha_1 \cdot \cos 1,75 \alpha_1;$$

$$\bar{t}^* = \bar{t} \text{ при } \bar{t} \leq 1;$$

$$\bar{t}^* = 2 - \frac{1}{\bar{t}} \text{ при } \bar{t} > 1;$$

$$\alpha_{1\text{пд}} = 36,9^\circ.$$

По характеристике а) был определен оптимальный угол потока на входе, соответствующий минимальным потерям, равный $\alpha_{1\text{пд}} = 37^\circ$.

Расчеты $\alpha_{1\text{пд}}$ для других сечений НА показали, что он незначительно меняется по высоте. Поэтому последующие характеристики б) и в) были сняты также при $\alpha_1 = 37^\circ$.

В результате было получено распределение потерь по шагу решетки в виде эпюр коэффициентов местных потерь:

$$\overline{\Delta p_{\text{пот}}}^* = \frac{\Delta p_{\text{пот}}^*}{q_1} \text{ для } r_c = 4,5 \text{ и } r_c = 2 \text{ мм.}$$

Эти эпюры удовлетворительно соответствуют известному распределению потерь по шагу плоской компрессорной решетки [1].

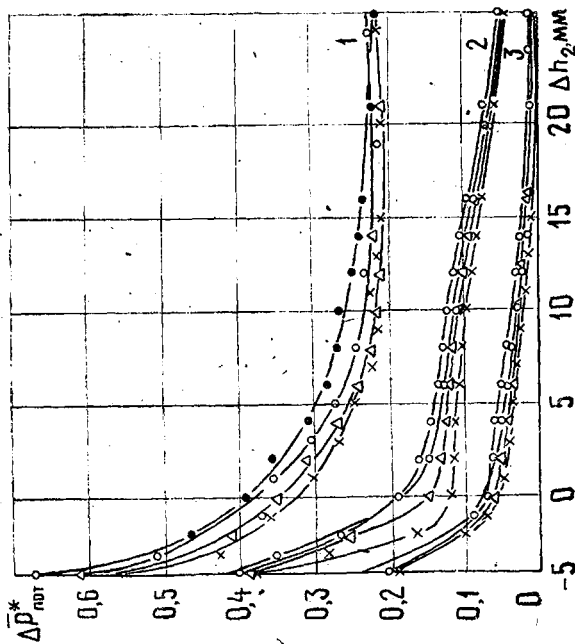


Рис. 2. Изменение коэффициента местных потерь по высоте лопатки: 1 — вдоль задней кромки; 2, 3 — в середине канала; ● — $r_c = 1$ мм; △ — $r_c = 2$ мм; × — $r_c = 4$ мм; ○ — $r_c = 4,5$ мм

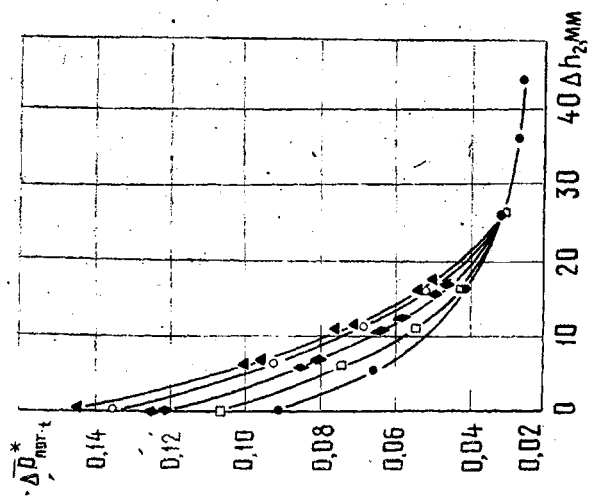


Рис. 3. Изменение коэффициента осредненных по шагу решетки потерь по высоте лопатки: ● — $r_c = 0$ (расчетная зависимость); □ — $r_c = 1$ мм; ◆ — $r_c = 2$ мм; ○ — $r_c = 4$ мм; ▲ — $r_c = 4,5$ мм

На рис. 2 показано распределение потерь по высоте лопатки при различных радиусах сопряжения пера лопатки с трактовой поверхностью. Эксперимент показывает, что начиная с $\Delta h_2 \geq 25$ мм величина $\overline{\Delta p_{пот}^*}$ практически не меняется.

На рис. 3 показаны среднеинтегральные величины коэффициентов потерь давления по шагу решетки в разных сечениях по высоте лопатки.

Очевидно, что начиная с $\Delta h_2 \geq 30$ мм величина $\overline{\Delta p_{пот}^*}$ практически не зависит от величины r_c . Таким образом, можно условно считать, что различие в величине потерь для данной решетки с разными r_c определяется различием в уровне потерь при $\Delta h_2 < 30$ мм.

По зависимостям $\overline{\Delta p_{пот}^*} = f(t, h_2)$ (рис. 2, 3) определены среднеинтегральные величины потерь полного давления лопаточного венца $\overline{\Delta p_{пот}^*}$, представленные на рис. 4:

$$\overline{\Delta p_{пот}^*} = \frac{1}{t \cdot h_2} \cdot \int_0^{h_2} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \Delta p_{пот}^* dt \cdot dh_2. \quad (1)$$

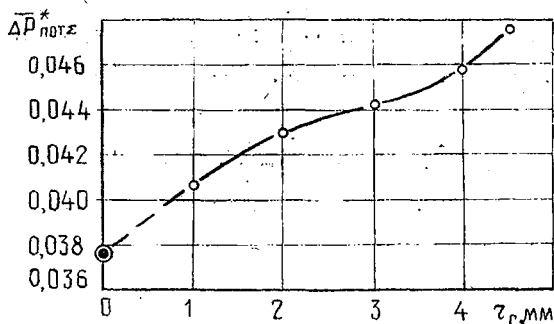


Рис. 4. Зависимость коэффициента потерь в решетке направляющего аппарата от величины радиуса сопряжения пера с полкой: \odot — расчетная точка при $r_c = 0$

Из рис. 4 видно, что расчетное значение $\overline{\Delta p_{пот}^*}$ при $r_c = 0$ согласуется с экспериментальным. Это дает возможность получить связь $\overline{\Delta p_{пот}^*}$ при $r_c \geq 0$ с $\overline{\Delta p_{пот}^*}$ при $r_c = 0$.

$$\overline{\Delta p_{пот}^*}(r_c \geq 0) = \overline{\Delta p_{пот}^*}(r_c = 0) + \delta \overline{\Delta p_{пот}^*}(r_c \geq 0), \quad (2)$$

где

$$\delta \overline{\Delta p}_{\text{пот}2} (r_c \geq 0) = 0,0023 z + 0,001 \sin \left(\frac{\pi z}{2,6} \right); \quad (3)$$

z — безразмерная величина, численно равная r_c .

Полагая, что величина приращения относительной толщины потерь импульса в следе зависит только от гидравлического радиуса канала на выходе и явно не зависит от густоты решетки и углов входа и выхода потока, зависимость величины приращения потерь полного давления в решетке при $r_c \geq 0$ в общем виде можно записать [2]:

$$\delta \overline{\Delta p}_{\text{пот}2} (r_c \geq 0) \approx 2 H_2 \frac{\Delta \delta^{**}}{t \cos \alpha_2} \left(\frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \right)^2, \quad (4)$$

где H_2 — формпараметр следа ($H_2 = 1,08$);

$\Delta \delta^{**}$ — изменение относительной величины потерь импульса в следе из-за влияния радиуса сопряжения;

$$\Delta \delta^{**} = 0,0318 \tilde{r}_c + 0,00052 \sin 10,25 \pi \tilde{r}_{c1}, \quad (5)$$

$$\tilde{r}_c = \frac{r_c}{r_r}, \quad r_r = \frac{t \cos \alpha_2}{1 + \frac{t}{h_2} \cos \alpha_2}.$$

Используя соотношения (4), можно определить величину $\delta \overline{\Delta p}_{\text{пот}2} (r_c \geq 0)$ для решеток с произвольными значениями t и h_2 (рис. 5).

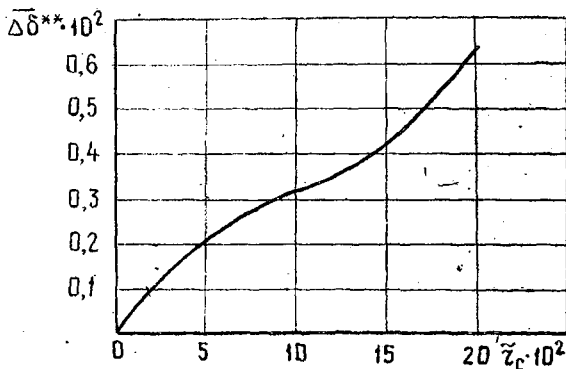


Рис. 5. Зависимость приращения относительной величины потерь импульса в следе от величины радиуса сопряжения пера лопатки с полкой

Формула (5) дает удовлетворительные результаты при условиях $\frac{h_2}{b} \geq 1,0$; $Re > 3 \cdot 10^5$; $h_2 \geq 20$ мм.

Анализ показывает, что влияние радиуса сопряжения пера лопатки с трактовой поверхностью на величину потерь значительно. Например, переход от $r_c = 3$ мм к $r_c = 4$ мм в направляющих аппаратах одного из серийных компрессоров приводит к снижению его коэффициента полезного действия на 0,5%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Довжик С. А., Гиневский А. С. Потери давления в лопаточных венцах осевого дозвукового компрессора. Промышленная аэродинамика, вып. 20. Оборонгиз, 1961.
2. Lieblein S. Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades—Trans. ASME. D-81. 1959. № 3 (Journal of Basic Engin., Series D).

УДК 621.51.02.11—226.2

З. Р. Гуревич

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ПО ПОВЕРХНОСТЯМ ТОКА

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$XU Z$ —единая система координат лопатки (X —ось вращения компрессора, Z —радиальная ось лопатки);
 $X_e Y_e Z_e$ —единая чертежная система координат лопатки;
 xu —собственная система координат конического профиля с началом в передней кромке (ось x совпадает с аэродинамической хордой, ось u направлена в сторо-

рону прогиба профиля);
 $X'Y'$ —система координат конического профиля в развертке с началом в точке связки профилей F (ось X' совпадает с образующей, ось Y' направлена в сторону прогиба профиля);
 α_{1k}, α_{1K} —конструктивные углы конического профиля на входе и выходе из решетки (угол между касательной к средней линии профиля и обра-