

УДК 533.6.011.34

© 2000 г. Н.М. САВИН, В.Э. САРЕН

## ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВЕНЦОВ В СИСТЕМЕ СТАТОР – РОТОР – СТАТОР ОСЕВОЙ ТУРБОМАШИНЫ

Теоретически и экспериментально исследовано гидродинамическое взаимодействие трех лопаточных венцов (статор – ротор – статор) осевого компрессора в дозвуковом потоке. Установлено, что нестационарные параметры течения в роторе могут существенно зависеть от взаимного окружного расположения статоров. Проведено сопоставление теоретических и экспериментальных результатов.

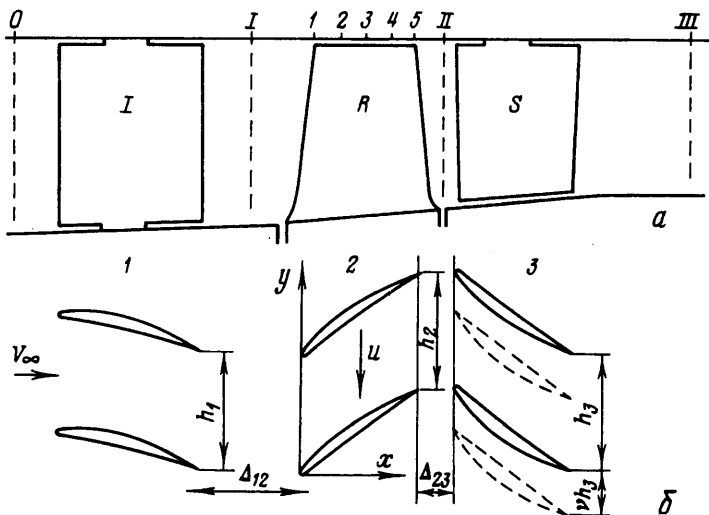
Проблема течения через взаимно движущиеся лопаточные венцы является одной из самых сложных и актуальных в газодинамике турбомашин. Подавляющее большинство исследований в этой области посвящено взаимодействию двух венцов или решеток профилей и ориентировано на определение нестационарных аэродинамических нагрузок, возбуждающих колебания лопаток. Изучение течений через три (или более) венца позволяет обнаружить новые гидродинамические эффекты.

К таким эффектам относится влияние взаимного окружного смещения статоров на газодинамику ротора, расположенного между ними [1, 2], а также на суммарные характеристики осевых турбин [3–6] и компрессоров [7–11]. Основным результатом этих исследований состоит в том, что при сохранении режима работы турбомашин взаимное окружное смещение статоров с равными или различающимися вдвое числами лопаток приводит к существенному изменению полного давления на выходе и соответствующему изменению коэффициента полезного действия турбомашин. Так как существующие методики проектирования не учитывают окружного расположения венцов, то обнаруженный эффект указывает на имеющийся резерв улучшения параметров турбомашин.

Можно указать две причины эффекта взаимного окружного смещения статоров. Во-первых, изменение газодинамических потерь на лопатках статора, расположенного за ротором ниже по потоку, вследствие смещения относительно этих лопаток вихревых следов за лопатками статора, расположенного перед ротором. Во-вторых, изменение интенсивности и диссипации в потоке свободных вихрей за лопатками ротора вследствие различного суммарного периодического воздействия статоров.

Первый из указанных механизмов является стационарным и определяется интенсивностью вихревых следов за статором, расположенным выше по потоку. Второй – существенно нестационарный и определяется соотношением между возмущениями, вызванными на лопатках ротора статорами, расположенными выше и ниже по потоку. Параметры нестационарного течения в роторе и влияние на них взаимного окружного смещения статоров представляет интерес прежде всего в связи с ролью в наблюдаемом эффекте второго из указанных механизмов.

Данная работа содержит результаты теоретического и экспериментального исследований нестационарных параметров течения в системе венцов статор – ротор – статор и является развитием [1, 2], где эффекты взаимного окружного смещения статоров связываются с нестационарностью обтекания ротора. Теоретические оценки основаны на расчете течения через две взаимно движущиеся решетки профилей в не-



Фиг. 1. Схема проточной части ступени (а) и решетки профилей в среднем сечении ступени (б): *I* – входной направляющий аппарат; *R* – ротор; *S* – статор; 0–III – сечения измерений; 1–5 – малоинерционные датчики пульсаций давления

сжимаемом потоке [12, 13], последовательно применяемом для двух пар решеток, соответствующих цилиндрическому сечению пар венцов статор – ротор и ротор – статор. Нестационарные возмущения скорости течения на профилях решетки ротора определяются далее как суперпозиция возмущений, возникающих в составе каждой из пар.

Более общие методы, основанные на численном моделировании уравнений Навье – Стокса для расчета течения в системе решеток статор – ротор – статор, использовались в [4, 5, 7–11]. Результаты качественно подтверждают наличие эффекта взаимного окружного смещения статоров. Однако подобные расчеты, требующие значительных вычислительных ресурсов, часто вынуждают авторов ограничиваться течениями в решетках с равными шагами [10, 11]. При этом расчетные величины как локальных, так и осредненных характеристик значительно отличаются от экспериментальных. В связи с этим использование в данной работе для анализа общих свойств течения более простой, полуаналитической модели, лишенной ограничений по геометрическим параметрам решеток, представляется оправданным.

В эксперименте на дозвуковой ступени осевого компрессора с входным направляющим аппаратом измеряются осредненные по времени и пульсационные составляющие статического давления на корпусе ротора и полного давления за ступенью. Результаты расчета распределения статического давления в межпрофильном канале ротора сопоставляются с экспериментальными данными, полученными на корпусе ротора. Анализируются также измерения полного давления за ступенью.

**1. Решетка профилей, движущаяся между двумя неподвижными решетками в несжимаемом потоке.** Пусть решетка профилей 2 движется со скоростью  $u$  относительно неподвижных решеток 1 и 3 в потоке несжимаемой жидкости, набегающем со скоростью  $V_\infty$  на бесконечном удалении перед решетками (фиг. 1). Предполагается, что вихревые следы за решетками в относительном движении задаются в виде универсального распределения скорости жидкости поперек вихревого следа в области автомодельности [14, 15]. Деформацией вихревых следов при прохождении их через решетку, расположенную ниже по потоку, пренебрегается. Возмущения скорости течения, вызванные в потоке решетками, предполагаются потенциальными.

Указанные допущения ограничивают задачу обтекания решеток 1–3 квазистационарной постановкой при том, что завихренность течения известна и сосредоточена в зонах вихревых следов за решетками.

Возмущенная комплексно-сопряженная скорость течения  $\bar{V}$  в точке с комплексной координатой  $z = x + iy$  в момент времени  $t$  может быть представлена в виде [12, 13]

$$\bar{V}(z, t) = \bar{V}_0 + \sum_{r=1}^3 \bar{V}_r(z, t) + \sum_{r=1}^3 I_r(z, t) \quad (1.1)$$

где  $V_0$  – скорость потока при безотрывном обтекании решеток с бесконечно большими зазорами между ними, когда каждую из них можно рассматривать изолированно;  $V_r$  ( $r = 1, 2, 3$ ) – потенциальные возмущения скорости, вызванные решеткой с номером  $r$  вследствие ее нестационарного взаимодействия с соседними решетками при конечных зазорах между ними;  $I_r$  – возмущения скорости из-за наличия вихревых следов за решеткой с номером  $r$ .

Для определения функции  $I_r$  используется универсальный профиль дополнительной скорости  $\Delta v$  за изолированной решеткой [15]

$$\frac{\Delta v}{v} = -\frac{\zeta h \cos \alpha}{B(\xi)} \cos^2 \frac{\pi \eta}{B(\xi)}$$

$$B(\xi) = 1,52 \sqrt{\zeta h \cos \alpha} \sqrt{\xi + B(0)}, \quad B(0) = 2,42 \rho_1$$

Здесь  $(\xi, \eta)$  – локальная декартова система координат с началом в выходной кромке профиля решетки и осью  $\xi$ , направленной вдоль вихревого следа;  $\rho_1$  – радиус выходной кромки профиля;  $h$  – шаг решетки;  $v$  – скорость в ядре потока;  $\alpha$  – угол между направлением скорости потока и нормалью к фронту решетки;  $\zeta$  – эмпирический коэффициент профильных потерь, задаваемый для рассматриваемого типа решетки.

В рамках принятых ограничений возмущение скорости жидкости на профилях решетки 2, вызванное ее взаимодействием с решетками 1 и 3, представляется в форме

$$V_2(z, t) = V_{12}(z, t) + V_{23}(z, t) \quad (1.2)$$

где  $V_{12}$  и  $V_{23}$  – соответственно результат нестационарного взаимодействия решетки 2 с решетками 1 и 3. Метод расчета величин  $V_{12}$  и  $V_{23}$  изложен в [12, 13]. Для точки  $z = x + iy$ , расположенной на профиле решетки 2 с номером  $l = 0, 1, 2, \dots$ , величины  $V_{12}$  и  $V_{23}$  соответственно равны

$$\begin{aligned} V_{12} = & \sum_{k=0}^{\infty} \left\{ u_{12k}(z, \Delta_{12}) \cos \left[ 2\pi k \left( \frac{ut}{h_1} + l \frac{N_1}{N_2} \right) \right] + \right. \\ & \left. + v_{12k}(z, \Delta_{12}) \sin \left[ 2\pi k \left( \frac{ut}{h_1} + l \frac{N_1}{N_2} \right) \right] \right\} \exp \left( -2\pi k \frac{\Delta_{12}}{h_1} \right) \\ V_{23} = & \sum_{k=0}^{\infty} \left\{ u_{23k}(z, \Delta_{23}) \cos \left[ 2\pi k \left( \frac{ut}{h_3} + l \frac{N_3}{N'_2} \right) + k\varphi_{13} \right] + \right. \\ & \left. + v_{23k}(z, \Delta_{23}) \sin \left[ 2\pi k \left( \frac{ut}{h_3} + l \frac{N_3}{N'_2} \right) + k\varphi_{13} \right] \right\} \exp \left( -2\pi k \frac{\Delta_{23}}{h_3} \right) \end{aligned} \quad (1.3)$$

Здесь  $N_1/N_2$  и  $N_3/N'_2$  – несократимые дроби, целые числа  $N_1, N_2, N'_2, N_3$  определены

условиями

$$N_1 h_1 = N_2 h_2 = L_{12}, \quad N_3 h_3 = N'_2 h_2 = L_{23}$$

где  $h_r$  ( $r = 1, 2, 3$ ) – шаг решетки с номером  $r$ ;  $\Delta_{12}, \Delta_{23}$  – зазоры между решетками 1–2 и 2–3 соответственно;  $L_{12}, L_{23}$  – общие окружные периоды пар решеток 1–2 и 2–3.

Коэффициенты разложений (1.3) представляются сходящимися рядами вида

$$(u_{12k}, v_{12k}) = \sum_{n=0}^{\infty} (u_{12kn}, v_{12kn}) \exp\left(-2\pi n \frac{\Delta_{12}}{h_1}\right)$$

$$(u_{23k}, v_{23k}) = \sum_{n=0}^{\infty} (u_{23kn}, v_{23kn}) \exp\left(-2\pi n \frac{\Delta_{23}}{h_3}\right)$$

Расчет величин  $(u_{12kn}, v_{12kn})$  и  $(u_{23kn}, v_{23kn})$  ( $k, n = 0, 1, 2, \dots$ ) сводится к последовательному решению цепочки интегральных уравнений на профиле каждой из решеток 1, 2, 3. Потенциальные возмущения, а также возмущения, вызванные вихревыми следами за решеткой, расположенной выше по потоку, определяют правые части интегральных уравнений [12, 13].

В формулах (1.3) предполагается, что для каждой из пар решеток 1–2 и 2–3 определен некоторый начальный момент времени  $t = 0$ , соответствующий заданным взаимным расположениям движущейся решетки 2 и решеток 1, 3. Величина  $\Phi_{13}$  равна сдвигу по фазе, возникающему в том случае, если взаимное расположение решеток 1 и 3 изменяется вследствие смещения вдоль фронта решетки 1 или 3. При смещении решетки 3 на расстояние  $\nu h_3$  ( $0 \leq \nu \leq 1$ ) в направлении движения решетки 2

$$\Phi_{13} = 2\pi \frac{u}{h_3} \frac{\nu h_3}{u} = 2\pi \nu$$

Смещение решетки 1 на расстояние  $\nu h_1$  ( $0 \leq \nu \leq 1$ ) в направлении движения решетки 2 эквивалентно смещению решетки 3 на эту же величину в обратном направлении. Отсюда

$$\Phi_{13} = -2\pi \frac{u}{h_3} \frac{\nu h_1}{u} = -2\pi \frac{N'_3}{N'_1} \nu$$

где целые числа  $N'_1$  и  $N'_3$  определяются из условия  $N'_1 h_1 = N'_3 h_3 = H$ ,  $H$  – общий окружной период решеток 1 и 3.

В результате суммирования равенств (1.3) для возмущения скорости жидкости на  $l$ -м профиле решетки 2, вызванного ее взаимодействием с решетками 1 и 3, получается выражение

$$V_2(z, t) = u_0(z, \Delta_{12}, \Delta_{23}) + \sum_{\substack{k=-\infty \\ k \neq 0}}^{\infty} U_k(z, \Delta_{12}, \Delta_{23}, \Phi_{13}) \exp\left[-2\pi k j \left(\frac{ut}{H} + l \frac{N}{N'_2}\right)\right] \quad (1.4)$$

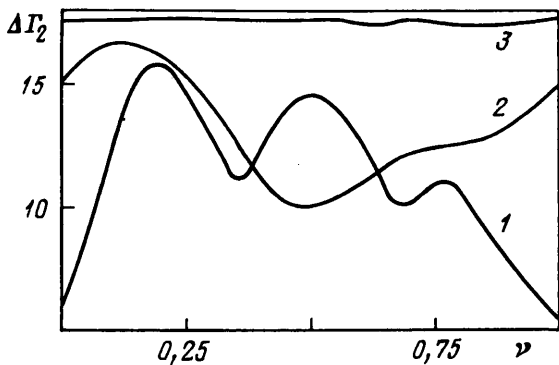
$$2U_k = \begin{cases} R_1(u_{12k} + jv_{12k}), & k = k_1 N'_1, \quad k_1 = 1, 2, \dots \\ R_2(A_{23k} + jB_{23k}), & k = k_2 N'_3, \quad k_2 = 1, 2, \dots \\ R_1(u_{12k} + jv_{12k}) + R_2(A_{23k} + jB_{23k}), & k = k_1 N'_1 = k_2 N'_3 \\ 0, & k \neq k_1 N'_1, \quad k_2 N'_3 \end{cases}$$

Здесь

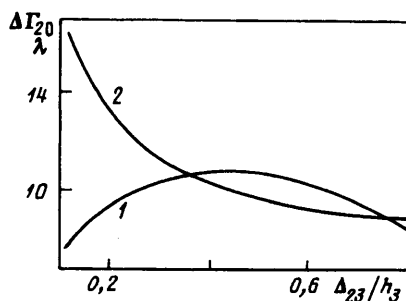
$$U_{-k} = \bar{U}_k, \quad R_1 = \exp(-2\pi k \Delta_{12} / H), \quad R_2 = \exp(-2\pi k \Delta_{23} / H)$$

$$A_{23k} = u_{23k} \cos(k\Phi_{13}) + v_{23k} \sin(k\Phi_{13}),$$

$$B_{23k} = -u_{23k} \cos(k\Phi_{13}) + v_{23k} \sin(k\Phi_{13}), \quad k = 1, 2, \dots$$



Фиг. 2



Фиг. 3

Фиг. 2. Расчетные зависимости относительного скачка  $\Delta\Gamma_2$  циркуляции скорости на профиле решетки 2 от взаимного расположения  $\nu$  решеток 1 и 3:

1 –  $L = 34h_1 = 35h_2 = 34h_3$ ; 2 –  $17h_1 = 35h_2 = 34h_3$ ; 3 –  $33h_1 = 35h_2 = 34h_3$

Фиг. 3. Расчетные зависимости осредненного уровня нестационарной циркуляции  $\Delta\Gamma_{20}$  на профиле решетки 2 (кривая 1) и эффекта взаимного смещения  $\lambda$  решеток 1 и 3 (2) от относительного зазора  $\Delta_{23}/h_3$  между решетками 2 и 3

Целые числа  $N$  и  $N'_2$  определены из условия  $NH = N'_2h_2 = L$ , где  $L$  – общий окружной период решеток 1, 2, и 3. Мнимая единица  $j$  не взаимодействует с мнимой единицей  $i$ , введенной выше для комплексной координаты  $z$  ( $ij \neq -1$ ).

Анализ формул (1.4) приводит к следующим заключениям.

А. Относительная скорость жидкости на профиле решетки 2 имеет основной временной период  $T = H/u$  и сдвинута по фазе на двух соседних профилях на величину  $h_2/H$ . В разложении (1.4) сохраняются лишь гармоники с номерами вида  $k_1N'_1$ ,  $k_2N'_3$ , где  $k_1, k_2 = 1, 2, \dots$

Б. Взаимное окружное смещение решеток 1 и 3 вызывает изменение амплитудных значений переменной части относительной скорости жидкости на профилях решетки 2 в гармониках с номерами вида  $k = k_1N'_1 = k_2N'_3$ , где  $k_1, k_2$  – целые числа.

В. Осредненное по  $T$  значение скорости жидкости на профиле решетки 2 не зависит от взаимного смещения вдоль фронта решеток 1 и 3.

Из Б следует, что наиболее значительное влияние взаимного смещения вдоль фронта решеток 1 и 3 на течение в решетке 2 возникает в случае, когда шаги решеток 1 и 3 кратны, т.е. целые числа  $N'_1$  и  $N'_3$  удовлетворяют, например, одному из условий

$$N'_1 = N'_3 = 1, \quad 2N'_1 = N'_3 = 2, \quad N'_1 = 2N'_3 = 2$$

В первом из указанных случаев при взаимном смещении решеток 1 и 3 изменяются амплитуды всех гармоник разложения (1.4), во втором и в третьем случаях – амплитуды всех четных гармоник разложения (1.4).

В качестве иллюстрации на фиг. 2 представлены зависимости от взаимного смещения вдоль фронта решеток 1 и 3 величины относительного скачка  $\Delta\Gamma_2(t)$  на периоде  $T$  циркуляции скорости жидкости  $\Gamma_2(t)$  на профиле решетки 2

$$\Delta\Gamma_2(\nu) = \Gamma_{20}^{-1} \left[ \max_t \Gamma_2(t) - \min_t \Gamma_2(t) \right], \quad t \in (0, T)$$

где  $\Gamma_{20}$  – осредненное по  $t$  значение циркуляции скорости на профиле решетки 2. Расчеты выполнены для различных чисел профилей в общем периоде  $L$  решеток 1, 2 и 3. Формы профилей решеток представлены на фиг. 1, б, а числа профилей решеток

1, 2 и 3 в их общем периоде  $L$  равны соответственно 34–35–34 (кривая 1), 17–35–34 (2) и 33–35–34 (3). Коэффициент профильных потерь  $\zeta$ , необходимый для расчета дополнительной скорости в вихревых следах за решетками, здесь и ниже принимается равным 0,023.

Как видно на фиг. 2, изменение соотношения чисел профилей решеток 1 и 3 в общем периоде  $L$  может приводить к резкому изменению эффекта их взаимного смещения.

Результаты расчета на фиг. 2 получены для зазора между решетками 2 и 3  $\Delta_{23}/h_3 = 0,27$ . Величина  $\Delta_{23}/h_3$  влияет на значения  $\Delta\Gamma_{20}$ , полученные путем осреднения величины  $\Delta\Gamma_2(v)$  по всем возможным взаимным расположениям  $0 \leq v \leq 1$  решеток 1 и 3

$$\Delta\Gamma_{20} = \int_0^1 \Delta\Gamma_2(v) dv$$

так как в этом случае изменяется величина  $V_{23}$  в равенстве (1.2). При этом величина

$$\lambda = \max_v \Delta\Gamma_2(v) - \min_v \Delta\Gamma_2(v) \quad (0 \leq v \leq 1)$$

ведет себя немонотонно, так как для малых значений зазора  $\Delta_{23}$  преобладающим оказывается взаимодействие решеток 2 и 3, что приводит к уменьшению суммарного эффекта от сдвига фазы  $\Phi_{13}$ . Расчеты зависимостей  $\Delta\Gamma_{20}(\Delta_{23})$  и  $\lambda(\Delta_{23})$  представлены на фиг. 3.

Потенциальное возмущение комплексно-сопряженной скорости потока  $\bar{V}_2$ , вызванное решеткой 2 вследствие ее гидродинамического взаимодействия с решетками 1 и 3, определяется формулой

$$\begin{aligned} \bar{V}_2(z, t) = & \frac{1}{h_2} \oint_{L_2} u_0(\zeta) \left[ \operatorname{cth} \left( \pi \frac{z - \zeta - iut}{h_2} \right) + 1 \right] d\zeta + \\ & + \sum_{k=-\infty}^{\infty} \frac{1}{L} \oint_{L_2} \sum_{l=0}^{N_2''-1} U_k(\zeta) \exp \left[ -2\pi k j \left( \frac{ut}{H} + l \frac{N}{N_2''} \right) \right] \times \\ & \times \left\{ \operatorname{cth} \left[ \pi \left( \frac{z - \zeta - iut}{L} - il \frac{1}{N_2''} \right) \right] + 1 \right\} d\zeta \end{aligned} \quad (1.5)$$

где  $L_2$  – исходное положение профиля решетки 2 при  $t = 0$ .

Из формулы (1.5), учитывая А–В, следует  $\bar{V}_2$  в неподвижной системе координат комплексно-сопряженная скорость жидкости  $\bar{V}_2$  в окрестности решетки 2 имеет период  $T_1 = h_2/u$ . Коэффициенты разложения  $\bar{V}_2$  в ряд Фурье на интервале  $T_1$  имеют вдоль фронта решетки период  $H$  и зависят от взаимного смещения  $v$  решеток 1 и 3. При этом результат осреднения по  $H$  указанных коэффициентов не зависит от  $v$ .

К заключению  $\Gamma$  следует добавить, что величина  $\bar{V}_1 + \bar{V}_3$  в правой части равенства (1.1), определенная в рамках рассматриваемой модели течения, также имеет период  $T_1$  и коэффициенты Фурье с периодом  $H$  вдоль фронта решеток.

Таким образом, параметры течения через решетки 1, 2, 3, имея в каждый момент времени пространственный период  $L$ , разлагаются на интервале  $T_1$  во временной ряд Фурье, коэффициенты которого изменяются с периодом  $H$  вдоль фронта решеток и зависят от взаимного смещения  $v$  решеток 1 и 3.

**2. Влияние взаимного окружного смещения статоров на пульсации статического давления на корпусе ротора в системе статор – ротор – статор.** В соответствии с разд. 1 осредненные по времени и нестационарные параметры потока в окрестности ротора, вращающегося между двумя статорами, повторяются в окружном направ-

лении с общим периодом статоров и изменяются при их взаимном окружном смещении. Эти свойства экспериментально подтверждены ранее [1, 2] для перепада статического давления на роторах двух модельных ступеней осевого компрессора с входным направляющим аппаратом с вдвое меньшим числом лопаток, чем в статоре, расположенном за ротором.

Более детальные измерения выполнены на трехвенцовой, малоразмерной, дозвуковой ступени осевого компрессора с постоянным наружным диаметром 0,32 м, относительным диаметром втулки на входе в ротор ( $R$ ) 0,75 и на выходе из ступени 0,78. Входной ( $I$ ) и выходной ( $S$ ) направляющие аппараты ступени имеют равное число лопаток 34 при количестве лопаток ротора 35 (фиг. 1, *a*). Венцы  $I$ ,  $R$  и  $S$  имеют одинаковые по высоте лопаток длины хорд  $b = 0,033$  м и умеренные величины относительного удлинения лопаток  $h/b$ , равные соответственно 1,3, 1,2 и 1,1. Решетки профилей в среднем по радиусу цилиндрическом сечении ступени изображены на фиг. 1, *б*. Ступень рассчитана на получение степени повышения полного давления  $\Pi = 1,31$  и коэффициента полезного действия 0,88 при окружной скорости вращения лопаток ротора на периферии 300 м/с.

На расчетном режиме работы ступени малоинерционными датчиками давления типа "Endevco" измерялись мгновенные значения статического давления  $p_c$  на корпусе ротора и полного давления  $p$  за ступенью. Затем определялись средневременные значения давления и амплитуды периодических составляющих пульсаций с частотами, кратными частоте следования лопаток ротора до 4-й гармоники включительно. По полученным данным находилась величина среднеквадратичного отклонения статического давления на корпусе  $\epsilon_c$  от его средневременного значения  $P_c$  и интенсивность периодической составляющей пульсаций полного давления за ступенью  $\epsilon_p$ .

Измерения на корпусе ротора производились датчиками 1–5, равномерно расположенными вдоль оси ступени от передней до выходной кромок лопаток (фиг. 1, *a*). При фиксированном режиме работы ступени венцы  $I$  и  $S$  независимо устанавливались в 10 различных окружных положениях в пределах шага статоров  $H = h_1 = h_3$ . Результаты измерений позволили получить развертку давлений на периоде статоров для их 10 различных взаимных окружных расположений.

Результаты измерения статического давления  $p_c$  на корпусе ротора сравнивались с результатами расчета  $p_c$ , выполненными для решеток, расположенных на втулочном, среднем и периферийном цилиндрических сечениях. Расчеты статического давления  $p_c(x, y, t)$  в межпрофильных каналах производились по формуле Бернулли (квазистационарная модель), где скорость течения определялась по (1.1)–(1.5). Расчетная точка имеет координаты  $(x, y)$  в абсолютном пространстве, где ось  $y$  направлена вдоль фронта решетки (фиг. 1, *б*), а  $x$ , отнесенная к осевой проекции хорды профиля решетки 2, принимает значения 0; 0,25; 0,50; 0,75; 1,0 и соответствует осевым расположениям датчиков на корпусе ротора. Мгновенные значения скорости потока рассчитываются в интервале времени  $T_2(x) = \Delta y(x)/u$ , где  $\Delta y(x)$  – ширина межпрофильного канала в осевом сечении  $x$ , а  $u$  – линейная скорость перемещения ротора в данном цилиндрическом сечении ступени. Для рассчитанных значений  $p_c(x, y, t)$  определялись его средневременное значение  $P_c(x, y)$  и среднеквадратичное отклонение

$$\epsilon_c(x, y) = \left\{ \frac{1}{T_2} \int_0^{T_2(x)} [p_c(x, y, t) - P_c]^2 dt \right\}^{1/2}$$

на интервале времени  $T_2$ , за который мимо точки  $(x, y)$  проходит межпрофильный канал решетки (от спинки данного профиля до корытца соседнего профиля).

В соответствии со свойствами А–Г величина  $\epsilon_c(x, y)$  при конечных зазорах  $\Delta_{12}$  и  $\Delta_{23}$  периодична по  $y$  с периодом  $H = h_1 = h_3$  для заданного взаимного окружного расположения решеток, полученных в цилиндрических сечениях венцов  $I$  и  $S$ . Взаимное

Датчик	$x$	$P'_{c0}(x)$				$E'_c(x)$			
		Периферийное	Втулочное	Среднее	Периферийное	Периферийное	Втулочное	Среднее	Периферийное
1	0	1,000	1,000	1,000	1,000	12,30	14,61	17,50	14,74
2	0,25	1,079	1,059	1,094	1,095	8,74	6,44	7,62	8,66
3	0,50	1,105	1,090	1,145	1,162	7,70	4,26	3,91	4,69
4	0,75	1,197	1,120	1,181	1,206	3,90	3,17	2,42	2,87
5	1,00	1,237	1,149	1,212	1,249	1,57	2,05	0,75	1,58

смещение этих решеток изменяет параметры неравномерности по  $y$ , например скачок на периоде. При этом осредненные по  $H$  значения  $P_c$  и  $\epsilon_c$  сохраняются постоянными.

Экспериментальные ( $P_{e0}(x)$ ,  $E_e(x)$ ) и расчетные ( $P_{c0}(x)$ ,  $E_c(x)$ ) значения осредненных по  $H$  величин  $P_e$ ,  $\epsilon_e$  и  $P_c$ ,  $\epsilon_c$  представлены в таблице отношениями  $P'_{e0}(x) = P_e(x) / P_e(0)$ ,  $P'_{c0}(x) = P_c(x) / P_c(0)$ ,  $E'_e(x) = E_e(x) / P_{e0}(x)$ ,  $E'_c(x) = E_c(x) / P_{c0}(x)$ , где  $P_e(0)$ ,  $P_c(0)$  соответствуют  $x = 0$  (датчик 1), а  $E'_e$  и  $E'_c$  выражены в процентах.

Приведенные в таблице экспериментальные значения  $P'_{e0}$  и  $E'_e$  получены осреднением по 10 различным взаимным расположениям венцов  $I$  и  $S$  всех средних по  $H$  величин для втулочного, среднего и периферийного сечений. Их среднеквадратичные отклонения от представленных в таблице величин для различных взаимных расположений  $I$  и  $S$  составляют (в процентах к табличным значениям): для  $P'_e$  – не более 0,13% по всем датчикам; для  $E'_e$  – не более 0,1% по датчикам 1–3, 1,7 и 5% соответственно по датчикам 4 и 5.

Из представленных данных следует, что теоретическая модель правильно описывает характер изменения степени повышения и пульсаций статического давления вдоль оси в роторе ступени. При этом свойство независимости осредненных по  $H$  значений от взаимного смещения венцов  $I$  и  $S$  (свойство Г) подтверждается экспериментально. Как будет показано ниже, уровень окружной неравномерности пульсаций статического давления и эффекты взаимного смещения статоров на порядок превосходят указанные выше среднеквадратичные отклонения экспериментальных данных от представленных в таблице.

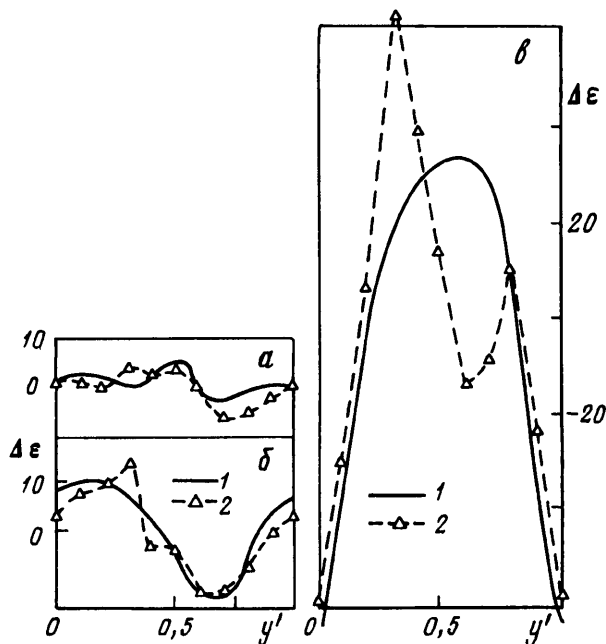
Расчетные и экспериментальные зависимости относительного уровня пульсаций статического давления

$$\Delta\epsilon_c(x, y) = \frac{\epsilon_c(x, y) - E_c(x)}{E_c(x)}, \quad \Delta\epsilon_e(x, y) = \frac{\epsilon_e(x, y) - E_e(x)}{E_e(x)}$$

от  $y' = y/H$  представлены в процентах на фиг. 4. Взаимное расположение венцов  $I$  и  $S$  соответствовало значению  $\nu = 0,3$ . Расчетные данные получены для цилиндрического сечения ступени на среднем радиусе.

Как видно, пульсации статического давления в окрестности ротора существенно неравномерны в окружном направлении, что является следствием нестационарной нагруженности его лопаток, вызванной взаимодействием с соседними статорами. В случае изолированного венца  $R$  из однородных лопаток  $\Delta\epsilon(y) = 0$ . Сравнение экспериментальных  $\Delta\epsilon_e$  и теоретических  $\Delta\epsilon_c$  зависимостей от  $y$  позволяет заключить, что использованная здесь теория правильно описывает основной механизм, вызывающий наблюдаемую окружную неравномерность пульсаций статического давления, порождаемых лопатками ротора. Нарастание колебаний на периоде  $H$  величины  $\Delta\epsilon$  к выходному фронту ротора вызвано уменьшением средней нагруженности лопаток. Можно предположить, что отклонения экспериментальных и теоретических значений





Фиг. 4. Распределения относительного уровня пульсаций статического давления  $\Delta \epsilon$  по окружности для датчиков 1 (а), 3 (б), 5 (в) при фиксированном взаимном положении статоров ( $\nu = 0,3$ ): 1 – расчет; 2 – эксперимент

связаны с особенностями течения в области радиального зазора, не описываемыми данной теорией.

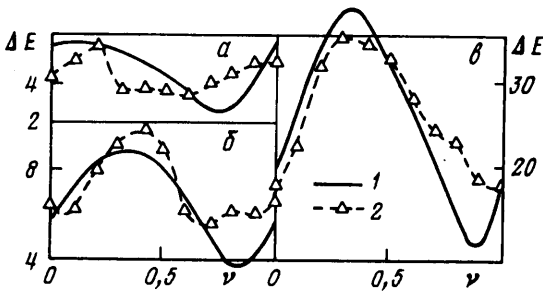
В соответствии с предсказываемой теорией эффектом взаимного окружного смещения статоров нестационарные нагрузки на лопатках ротора и, следовательно, параметры окружной неравномерности пульсаций статического давления зависят от  $\nu$ . В качестве примеров на фиг. 5 представлены расчетные и экспериментальные величины среднеквадратичных значений

$$\Delta E_c(\nu) = \left[ \int_0^1 (\Delta \epsilon_c)^2 dy' \right]^{1/2}, \quad \Delta E_e(\nu) = \left[ \int_0^1 (\Delta \epsilon_e)^2 dy' \right]^{1/2}$$

на входе (датчик 1), в середине (3) и на выходе (5) из ротора, полученных для различных значений  $\nu$ . Функция  $\Delta E(\nu)$  характеризует изменение уровня окружной неравномерности  $\Delta \epsilon(y)$  и, следовательно, изменение уровня нестационарных нагрузок на лопатках ротора при взаимном смещении статоров.

Как видно, влияние взаимного окружного смещения венцов  $I$  и  $S$  весьма значительно. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов свидетельствует о том, что расчет позволяет достаточно точно оценить средний уровень величины  $\Delta E$  и характер ее зависимости от  $\nu$ . Таким образом, данные, представленные на фиг. 4 и 5, позволяют заключить, что изменение параметров нестационарности течения на лопатках ротора при взаимном окружном смещении двух соседних статоров вызвано интерференцией порожденных ими полей неравномерности течения.

**3. Экспериментальное исследование влияния взаимного окружного смещения статоров на полное давление за системой венцов статор – ротор – статор.** Полное давление  $p$  на выходе из ступени измерялось с помощью насадка, перемещаемого по радиусу от втулки до периферии и по окружности в пределах одного шага лопаток



Фиг. 5. Влияние взаимного смещения статоров  $v$  на среднееквадратическое значение  $\Delta E$  уровня окружной неравномерности пульсаций статического давления для датчиков 1 (а), 3 (б), 5 (в): 1 – расчет; 2 – эксперимент

статоров. Насадок оснащен высокочастотным датчиком "Endevko", чувствительность которого позволяет без существенных искажений измерять мгновенные значения  $p$  до 4-й гармоники частоты следования лопаток ротора включительно. Измерения производились при 10 взаимных положениях статоров, полученных смещением венца  $l$  на величину  $v = 0,1i (i = 0, \dots, 9)$ . При каждом из 10 положений  $l$  датчик, расположенный за ступенью в сечении III (фиг. 1, а), перемещался в 10 положений в окружном направлении  $y' = 0,1j (j = 0, \dots, 9)$  в пределах шага лопаток статорных венцов  $H = h_1 = h_3$ . Таким образом, на каждом радиусе измерения полных давлений производились в 100 точках.

По результатам измерений в каждой точке определялись среднее по времени полное давление  $P(v, y)$ , интенсивности турбулентной  $\epsilon$ , и периодической  $\epsilon_p$  составляющих

пульсаций, где  $\epsilon_p = \left[ \frac{1}{2} \sum_{k=1}^4 A_k^2 \right]^{1/2}$  и  $A_k$  – амплитуда  $k$ -й гармоники частоты следования

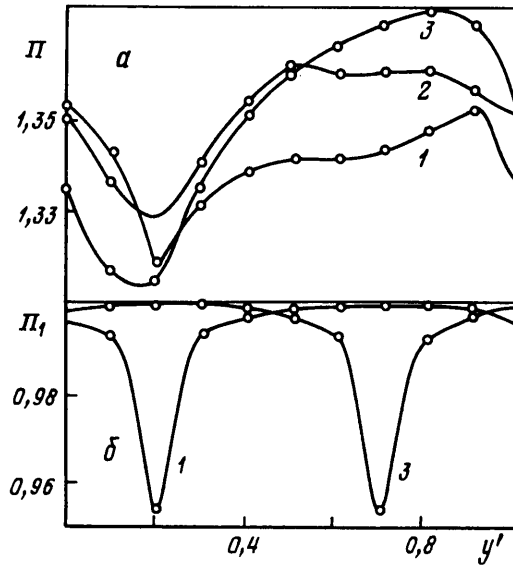
лопаток ротора. Степень повышения полного давления в ступени  $\Pi(v, y) = P/P_1$ , где  $P_1$  – осредненное по окружности полное давление  $p$  в сечении  $l$  (фиг. 1, а), а интенсивности пульсаций  $\epsilon$ , и  $\epsilon_p$  определяются в процентах по отношению к среднему по времени полному давлению  $P$  при заданных  $v$  и  $y$ .

Как показал анализ экспериментальных данных, относительное повышение полного давления в ступени  $\Pi$  существенно зависит от параметра  $v$  взаимного окружного расположения статоров. В то же время затраченная работа, контролируемая во время эксперимента измерениями крутящего момента на валу и повышения температуры торможения в ступени, практически не зависит от взаимного окружного смещения статоров. Отсюда следует, что основные эффекты связаны с газодинамическими потерями в лопаточных венцах ступени.

На фиг. 6 приведены распределения по шагу статорных венцов величины  $\Pi(v, y)$ . Для сравнения здесь же изображено распределение величины  $\Pi_1 = P_1/P_0 (v = 0,1; 0,6)$ , где  $P_0$  – осредненное по окружности полное давление в сечении 0. Величины  $P_1$  и  $P_0$  измерялись с помощью насадков полного давления для значений  $y' = 0, 0,1, \dots, 0,9$  в сечениях 0 и  $l$  (фиг. 1, а) и позволяли явно выделить вихревые следы за лопатками венца  $l$ . Экспериментальные данные представлены для среднего радиуса ступени.

Как видно из представленных данных, полное давление  $P$  имеет значительную окружную неравномерность как перед ротором (сечение  $l$ ), так и за ступенью в сечении III, где в отличие от сечения  $l$  неравномерность существенно зависит от  $v$ . Величина  $\Pi_0$ , определенная как результат осреднения по окружности по формуле

$$\Pi_0(v) = \frac{1}{10} \sum_{j=0}^9 \Pi(v, y'_j) (y'_j = 0,1j; j = 0, 1, \dots, 9)$$



Фиг. 6. Экспериментальные распределения по окружности повышения относительного полного давления в ступени  $\Pi$  (а) и коэффициента полного давления  $\Pi_1$  в венце  $I$  (б) при различных взаимных окружных расположениях статоров: кривые 1-3 -  $\nu = 0,1; 0,4; 0,6$

изменяется при взаимном окружном смещении статоров. Это изменение, оцениваемое величиной (в %)

$$\Delta\Pi_\nu = \Delta\Pi_{00}^{-1} [\max_{\nu} \Pi_0(\nu) - \min_{\nu} \Pi_0(\nu)] \quad (0 \leq \nu \leq 1) \quad (3.1)$$

$$\Pi_{00} = \frac{1}{100} \sum_{j=0}^9 \sum_{i=0}^9 \Pi(\nu_i, y'_j) (\nu_i = 0,1i; y'_j = 0,1j; i, j = 0, 1, \dots, 9)$$

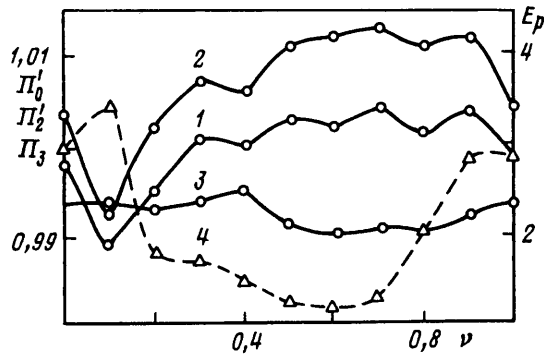
составляет 1,5%. Такое колебание  $\Pi_0$  соответствует значительному (порядка 5%) изменению коэффициента полезного действия ступени, существенно превосходит экспериментальные погрешности и объясняется взаимодействием вихревых следов за венцом  $I$  с венцом  $S$  и (или) нестационарностью вихревых следов за лопатками ротора, которая, как было показано выше, существенно зависит от  $\nu$ .

Оценку непосредственного влияния вихревых следов за венцом  $I$  на распределение полного давления за ступенью можно получить путем осреднения по шагу статора  $S$  результатов, полученных на датчике, окружное положение которого фиксировано относительно лопаток венца  $I$ . Такое осреднение исключает из рассмотрения окружные неравномерности, порожденные в роторе изменением взаимного положения статоров и вихревыми следами, сходящими с лопаток венца  $I$ . Осредненная таким образом величина  $\Pi$  равна

$$\Pi_{01}(\mu_k) = \frac{1}{10} \left[ \sum_{\substack{i=0 \\ (k>0)}}^{k-1} \Pi(\nu_i, 1 + \nu_i - \mu_k) + \sum_{i=k}^9 \Pi(\nu_i, \nu_i - \mu_k) \right]$$

( $\nu_i = 0,1i; \mu_k = 0,1k; i, k = 0,1, \dots, 9$ )

где  $\mu_k$  определяет положение исходной лопатки венца  $I$  относительно датчика. Величина  $\Delta\Pi_\mu$ , определенная аналогично  $\Delta\Pi_\nu$ , равна 0,57%. Подобная оценка для резуль-



Фиг. 7. Экспериментальные зависимости повышения относительного полного давления  $\Pi'_0$  в ступени (кривая 1), в роторе  $\Pi'_2$  (2), коэффициента полного давления  $\Pi_3$  в статоре (3) и интенсивности периодических пульсаций полного давления  $E_p$  за ступенью (4) от  $\nu$

тата осреднения по шагу венца  $l$  (исключение следов за  $l$  и окружной неравномерности, порожденной в роторе изменением взаимного положения  $l$  и  $S$ ) дает  $\Delta\Pi_y = 3,32\%$ , где

$$\Pi_{02}(y) = \frac{1}{10} \sum_{i=0}^9 \Pi\left(\nu_i, \frac{y}{H}\right)$$

Как следует из полученных экспериментальных оценок, окружная неравномерность  $P$  на фиг. 6 определяется вихревыми следами, сходящими с лопаток венца  $S$  ( $\Delta\Pi_y = 3,32\%$ ), взаимным окружным расположением статоров  $l$  и  $S$  ( $\Delta\Pi_\nu = 1,5\%$ ) и слабо зависит от вихревых следов за лопатками венца  $l$ , которые практически не заметны в сечении III ( $\Delta\Pi_\mu = 0,57\%$ ).

Для сравнительной оценки влияния взаимного окружного смещения статоров на вихревые следы за венцом  $S$  и на течение в ядре потока между следами за его соседними лопатками степень повышения полного давления в ступени представлена в виде

$$\Pi_0(\nu) = \Pi_3(\nu)\Pi_2(\nu)$$

где  $\Pi_3 = P_3 / P_2$ ;  $\Pi_2 = P_2 / P_1$ ;  $P_2, P_3$  – соответственно осредненные по окружности полные давления перед венцом  $S$  (сечение II) и за ступенью (сечение III, фиг. 1, а). Значения  $\Pi_3 < 1$  и  $\Pi_2 > 1$  характеризуют соответственно потери и повышение полного давления в венце  $S$  и в роторе  $R$ .

Вследствие малых размеров ступени не удается достоверно измерить полное давление в зазоре между  $R$  и  $S$ . Приближенное значение  $P_2(\nu)$  может быть получено как результат осреднения величины  $P(\nu, y)$  по участку течения, отнесенному к ядру потока между лопатками статора  $S$ . Область ядра потока определяется как зона течения, в которой выполняется условие  $P(\nu, y) > P_3(\nu)$ . К области вихревого следа за  $S$  соответственно относятся те значения  $y$ , для которых  $P(\nu, y) < P_3(\nu)$ .

Результаты определения осредненных по окружности значений  $\Pi'_0 = \Pi_0 / \Pi_{00}$ ,  $\Pi'_2 = \Pi_2 / \Pi_{00}$  и  $\Pi_3$  представлены на фиг. 7 в виде зависимостей от величины  $\nu$ . Как видно из представленных результатов, колебания  $\Pi'_0 = \Pi'_2\Pi_3$  при взаимном окружном смещении статоров вызваны, главным образом, переменностью  $\Pi'_2$  (до 2%). Изменение потерь полного давления  $\Pi_3$  в статоре  $S$  не превышает 0,5%.

По данным измерений пульсаций  $p$  в сечении III на среднем радиусе интенсивность турбулентных пульсаций  $\epsilon_r$  составляла 1% и практически не изменялась при взаимном окружном смещении статоров. В то же время величина  $\epsilon_p$ , характеризующая интенсивность вихревых следов за ротором, существенно неравномерна по окружности и значительно (в 2–3 раза) меняется при варьировании  $v$ . Зависимость от  $v$  осредненной по окружности интенсивности периодических пульсаций полного давления в сечении III

$$E_p(v) = \frac{1}{10} \sum_{j=0}^9 \epsilon_p(v, y'_j) \quad (y'_j = 0, 1; \quad j = 0, 1, \dots, 9)$$

представлена на фиг. 7 кривой 4.

На фиг. 7 ясно выделяется область взаимных расположений статоров ( $0 \leq v \leq 0,3$ ), для которой  $P'_0$  имеет пониженные значения. В этой же области наблюдаются повышенные уровни  $\epsilon_p$  и  $\Delta E$  (см. фиг. 5). Напротив, в области пониженных значений  $\epsilon_p$  и  $\Delta E$  отмечается увеличение  $P'_0$ .

**Заключение.** Показано, что в системе венцов статор – ротор – статор осевого компрессора степень повышения и уровень пульсаций полного давления существенно зависят от взаимного окружного расположения статоров при равном (или различающемся вдвое) количестве их лопаток. Взаимное смещение статоров наиболее значительно влияет на нестационарность параметров течения, вызванную в роторе гидродинамическим взаимодействием венцов. Непосредственное вихревое взаимодействие статоров практически не изменяется при их окружном смещении.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что описанный гидродинамический эффект объясняется главным образом диссипацией нестационарных свободных вихрей, сходящих с лопаток ротора.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (код проекта 96-01-01847) и Фонда гражданских исследований и развития США (код гранта CRDF № RE1–195).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Saren V.E. Some ways of reducing unsteady load due to blade rows hydrodynamic interaction in axial flow turbomachine // 2th Intern. Conf. on Engine Aero-Hydroelasticity. Pilsen: Czech. Republic, 1994. P. 160–165.
2. Saren V.E. Relative position of two rows of axial turbomachine effect on aerodynamics in a row placed between them // Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines. Amsterdam et al.: Elsevier, 1995. P. 421–425.
3. Huber F.W., Johnson P.D., Sharma O.P. et al. Performance improvement through indexing of turbine airfoils: Pt I. Experimental investigation // ASME Paper. 1995. № 95-GT-27. 8 p.
4. Griffin L.W., Huber F.W., Sharma O.P. Performance improvement through indexing of turbine airfoils. Pt II. Numerical simulation // ASME Paper. 1995. № 95-GT-28. 8 p.
5. Dorney D.J., Sharma O.P. A study of turbine performance increases through airfoil clocking // AIAA Paper. 1996. № 96-2816. 12 p.
6. Walker G.J., Hughes J.D., Kohler I., Solomon W.J. The Influence of wake-wake interactions on loss fluctuations of a downstream axial compressor blade row // ASME Paper. 1997. № 97-GT-469. 12 p.
7. Gudny-Burlet K.L., Dorney D.J. Physics of airfoil clocking in axial compressors // ASME Paper. 1997. № 97-GT-444. 8 p.
8. Gundy-Burlet K.L., Dorney D.J. Investigation of airfoil clocking and inter-blade row gaps in axial compressors // AIAA Paper. 1997. № 97-3008. 12 p.
9. Dorney D.J., Sharma O.P., Gundy-Burlet K.L. Physics of airfoil clicking in a high-speed axial compressor // ASME Paper. 1998. № 98-GT-082. 12 p.
10. Saren V.E., Savin N.M., Dorney D.J., Zacharias R.M. Experimental and numerical investigation of unsteady rotor-stator interaction on axial compressor stage (with IGV) performance // Unsteady

Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines: 8th Intern. Symp., Stockholm, 1997. Dordrecht et al.: Kluwer, 1998. P. 407–416.

11. *Saren V.E., Savin N.M., Dorney D.J., Sondak D.L.* Experimental and numerical investigation of airfoil clocking and inter-blade-row gap effects on axial compressor performance // AIAA Paper. 1998. № 98-3413. 18 p.
12. *Сарен В.Э.* О гидродинамическом взаимодействии решеток профилей в потенциальном потоке // Изв. АН СССР. МЖГ. 1971. № 4. С. 75–84.
13. *Юдин В.А.* Расчет гидродинамического взаимодействия решеток профилей с учетом закомочных следов // Аэроупругость лопаток турбомашин: Тр. ЦИАМ. 1981. № 953. С. 52–66.
14. *Степанов Г.Ю.* Гидродинамика решеток турбомашин. М.: Физматгиз, 1962. 512 с.
15. *Самойлович Г.С.* Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.

Москва

Поступила в редакцию  
16.II.1999