УДК 621.515 : 534

В.Л. Хитрик

ОБ АКУСТИЧЕСКОМ РЕЗОНАНСЕ В ТУРБОМАШИНАХ ПРИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ РЕШЕТОК В ДОЗВУКОВОМ ПОТОКЕ ГАЗА

Известна актуальность задачи снижения виброакустической активности турбомашин (насосов, турбин, компрессоров и т.п.) [1—7]. Одним из способов решения этой задачи является снижение интенсивности постоянно действующего периодического по времени источника возмущения в турбомашинах — аэродинамического взаимодействия рабочего колеса (РК) и направляющего (соплового) аппарата. В [4—7] показано, что на виброакустическую активность существенно влияет соотношение чисел вращающихся и неподвижных лопаток. В частности, в [4—6] установлено, что нестационарные силы и моменты, возникающие в результате указанного выше аэродинамического взаимодействия и возбуждающие пульсации давления, а также продольные, крутильные и поперечные колебания корпуса и ротора турбомашины могут быть значительно снижены за счет выбора благоприятных сочетаний чисел лопаток РК и направляющего или соплового аппарата. Вместе с тем следует отметить, что соотношения для выбора сочетаний лопаток в [4—7] получены без учета волновых процессов в корпусах и проточной части турбомашин. В то же время в ряде работ [2, 4, 8—10] указано на возможность значительного увеличения виброакустической активности при аэродинамическом взаимодействии лопаточных решеток турбомашин в случае акустического резонанса в потоке газа в межлопаточных каналах и отводящем канале.

В данной работе с использованием элементарного математического аппарата выполнено сопоставление условий возникновения акустического резонанса в потоке газа в межлопаточных каналах неподвижной решетки, налагаемых на выбор сочетания чисел подвижных и неподвижных лопаток с аналогичными условиями возникновения гидродинамической неуравновешенности, под которой понимается наличие нестационарных периодических сил и моментов, действующих на неподвижные лопатки турбомашины на лопаточных частотах РК при аэродинамическом взаимодействии решеток. Получены соотношение для оценки максимального значения отношения чисел подвижных и неподвижных лопаток и условие, при котором исключается усиление акустических колебаний давления на гармониках лопаточной частоты РК одновременно в потоке газа в межлопаточных каналах неподвижной решетки и отводе осевой турбомашины. Теоретически показана и экспериментально подтверждена возможность возбуждения пульсаций давления и как следствие вибраций корпуса турбомашины при взаимодействии вращающихся мод колебаний давления с лопатками неподвижной решетки на гармониках частоты вращения указанных мод, кратных числу неподвижных лопаток.

1. Экспериментальному изучению акустического резонанса при взаимодействии решеток и теоретическому определению условий его возникновения посвящена работа [8], где рассмотрены две кольцевые решетки, имеющие ось симметрии, одна из которых вращается вокруг этой оси с угловой скоростью Ω. Для определения потенциала скорости акустических возмущений со спектром лопаточных частот РК ($\lambda_{Bn} = nB\Omega$, где $n = \pm 1, \pm 2, \ldots$, B — число лопаток РК) в [8] используется решение неоднородного волнового уравнения с переменными коэффициентами при однородных условиях Неймана на поверхностях лопаток и при условии излучения [11].

Выражение для амплитудной функции потенциала скорости акустических возмущений с частотой λ_{Bn}, полученное в [8], имеет вид

$$(1.1)\qquad \varphi_n = \sum_{p=1}^{\infty}\sum_{m=1}^{V-1} \frac{c_{pm}^{(n)}\psi_{pm}}{\lambda_{Bn}^2 - (k_{pm}\, a/b)^2},$$

где V — число неподвижных лопаток; ψ_{pm}, k_{pm} — соответственно собственные функции и собственные значения задачи; a — скорость звука набегающего потока; b — характерный размер лопаток; $c_{pm}^{(n)}$ — коэффициенты разложения в ряд по собственным функциям функции, описывающей физические условия непротекания на неподвижных лопатках при аэродинамическом взаимодействии решеток [10, 12].

В [8] показано, что в соотношении (1.1) не равны нулю лишь те члены ряда, которые удовлетворяют условию

$$(1.2)\qquad 0 < m = nB + jV < V,\ n,\ j = 0,\ \pm 1, \ldots$$

Из (1.1) и (1.2) следует, что акустический резонанс потока газа через неподвижную решетку из-за взаимодействия решеток может возникнуть только при

$$\lambda_{Bn} = nB\Omega = \omega_{pm}^*.$$

Здесь $\omega_{pm}^* = \mathrm{Re}\,(k_{pm}^* a/b)$ — собственная частота колебаний газа, соответствующая собственной функции, удовлетворяющей условию (1.2); $\mathrm{Re}\,(k_{pm}^* a / b)$ — действительная часть выражения в круглых скобках.

2. Интересно сопоставить соотношение (1.2) с полученными в [4] условиями возбуждения нестационарных сил и моментов, действующих на лопатки направляющего аппарата на гармониках лопаточной частоты РК.

В [4] получено условие возбуждения нестационарного момента:

$$(2.1)\qquad \frac{nB}{V} = s_1$$

(s_1 — целое положительное число, отличное от нуля).

Из соотношения (2.1) вытекает

$$(2.2)\qquad nB = s_1 V.$$

Подставляя (2.2) в левую часть неравенства (1.2), имеем

$$(2.3)\qquad 0 < m = nB + jV = s_1V + jV = V(s_1 + j)\ (j = 0,\ \pm 1,\ \pm 2, \ldots)\ .$$

Из (2.3) видно, что $V(s_1 + j) > V$.

Следовательно, несмотря на наличие возбуждающего нестационарного момента, акустический резонанс потока газа в межлопаточных каналах неподвижной решетки отсутствует.

В [4] также указано, что при выборе чисел подвижных и неподвижных лопаток, удовлетворяющих неравенству

$$(2.4)\qquad \frac{nB}{V} \neq s_1,$$

суммарное значение нестационарного крутящего момента, действующего на корпус турбомашины, равно нулю.

Неравенство (2.4) можно записать в виде

$$(2.5)\qquad \frac{nB}{V} = s_2 + \frac{m_1}{V},$$

где $0 < m_1 < V$; s_2, m_1 — целые положительные числа, отличные от нуля.

Используя (2.5), левую часть неравенства (1.2) можно преобразовать:

$$(2.6)\qquad nB + jV = s_2V + m_1 + jV = (s_2 + j)V + m_1.$$

Из (2.6) следует, что при выборе $j = -s_2$

(2.7) $$nB + jV = m_1 < V.$$

Значит, при выборе сочетания чисел подвижных и неподвижных лопаток, обеспечивающего в соответствии с [4] отсутствие возбуждающего крутящего момента, акустический резонанс потока газа в межлопаточных каналах неподвижной решетки, согласно (2.7), возможен.

В [4] получено условие возникновения суммарной нестационарной возбуждающей силы, действующей на корпус турбомашины:

(2.8) $$\frac{nB \pm 1}{V} = s_1 \; (s_1 \text{ — целое число, } s_1 > 0).$$

Соотношение (2.8) позволяет записать левую часть неравенства (1.2) следующим образом:

(2.9) $$nB + jV = s_1V + jV \pm 1 = (s_1 + j)V \mp 1.$$

Из (2.9) видно, что, например, в случае, когда правая часть этого равенства равна $(s_1 + j)V - 1$, достаточно выбрать $j = -s_1 + 1$, чтобы его левая часть стала равной $nB + jV = V - 1 < V$. Когда правая часть равна $(s_1 + j)V + 1$, полагая $j = -s_1$, получим $nB + jV = 1 < V$.

Таким образом, при наличии отличной от нуля суммарной возбуждающей силы, действующей на корпус турбомашины, акустический резонанс возможен.

Рассмотрим полученное в [4] условие отсутствия возбуждения ненулевой суммарной нестационарной аэродинамической силы, действующей на корпус турбомашины:

$$\frac{nB \pm 1}{V} \neq s_1,$$

которое можно записать в виде равенства

(2.10) $$\frac{nB \pm 1}{V} = s_2 + \frac{m_1}{V},$$

где $0 < m_1 < V$; s_2, m_1 — целые числа.

В соответствии с (2.10) левую часть неравенства (1.2) преобразуем:

(2.11) $$nB + jV = Vs_2 + m_1 \mp 1 + jV = (s_2 + j)V + m_1 \mp 1.$$

Из (2.11) видно, что достаточно выбрать $j = -s_2$, чтобы левая часть (1.2) стала равной $nB + jV = m_1 \mp 1$.

Поскольку $m_1 < V$, следовательно, и $m_1 - 1 < V$.

Таким образом, при выборе сочетания чисел подвижных и неподвижных лопаток, обеспечивающего, согласно [4], отсутствие суммарной возбуждающей силы, действующей на корпус турбомашины, акустический резонанс, как и в случае выбора сочетания лопаток, обеспечивающего, согласно [4], отсутствие суммарного возбуждающего момента, возможен.

3. Модель аэродинамического взаимодействия лопаток подвижной и неподвижной решеток турбомашины рассматривалась также в [9]. В указанной работе исследовалось распространение волн давления, генерируемых взаимодействием лопаток, в цилиндрическом канале отводящего устройства осевой турбомашины. В [9] получено выражение для пульсации давления при взаимодействии рабочего колеса, имеющего число лопаток, равное B, с одиночной лопаткой статора турбомашины. Отметим, что в этом случае модель применима для описания распространения волн давления в отводящем канале центробежной турбомашины, например, образующихся при взаимодействии РК с языком отвода в центробежном насосе с безлопаточным диффузором. Указанное выражение имеет вид

$$(3.1)\qquad p(\theta, t) = \sum_{n=1}^{\infty}\sum_{s=-\infty}^{\infty} a_{sn}\cos(s\theta - nB\Omega t + \Phi_{sn})$$

(Φ_{sn} — начальная фаза колебаний).

Для осевой турбомашины, имеющей V лопаток в неподвижной решетке ($V > 1$) и B лопаток в подвижной, в [9] путем сложения в точке, расположенной на оси турбомашины, пульсаций давления, распространяющихся от всех V неподвижных лопаток, взаимодействующих с лопатками РК, получено следующее соотношение для пульсации давления в указанной точке:

$$(3.2)\qquad p_{sn} = \sum_{q=0}^{V-1} a_{sn}\cos\,[s(\theta - q\Delta\theta) - nB\Omega(t - q\Delta t) + \Phi_{sn}].$$

Здесь $\Delta\theta = 2\pi/V$ — шаг неподвижной решетки; $\Delta t = \Delta\theta/\Omega = 2\pi/V\Omega$. Выполняя суммирование в (3.2), найдем

$$(3.3)\ p_{sn} = \left\{\left[\frac{1}{2} + \frac{\sin\left[\left(V - \frac{1}{2}\right)\left(\frac{2\pi nB}{V} - \frac{2\pi s}{V}\right)\right]}{2\sin\left[\frac{1}{2}\left(\frac{2\pi nB}{V} - \frac{2\pi s}{V}\right)\right]}\right]\cos(s\theta - nB\Omega t + \Phi_{sn}) -\right.$$

$$- \left\{\frac{\cos\left[\frac{1}{2}\left(\frac{2\pi nB}{V} - \frac{2\pi s}{V}\right)\right] - \cos\left[\left(V - \frac{1}{2}\right)\left(\frac{2\pi nB}{V} - \frac{2\pi s}{V}\right)\right]}{2\sin\left[\frac{1}{2}\left(\frac{2\pi nB}{V} - \frac{2\pi s}{V}\right)\right]}\right\} \times$$

$$\left.\times \sin(s\theta - nB\Omega t + \Phi_{sn})\right\}a_{sn}.$$

Из соотношения (3.3) видно, что при $2\pi(nB - s)/V \neq 2\pi k$ ($k = 0, \pm 1, \pm 2, \ldots$) $p_{sn} = 0$.

При $2\pi(nB - s)/V = 2\pi k$, выполняя предельный переход в (3.3), получим

$$p_{sn} = Va_{ns}\cos(s\theta - nB\Omega t + \Phi_{sn}).$$

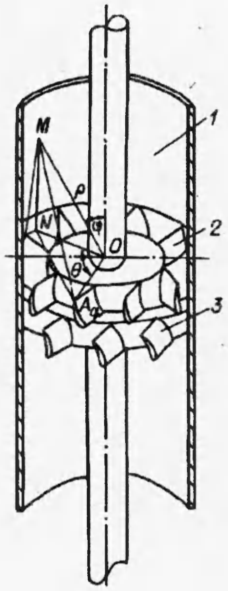
Таким образом, суммарная пульсация давления на оси турбомашины осевого типа отлична от нуля при выполнении условия

$$(3.4)\qquad s = nB + kV.$$

При оценке суммарной величины пульсации давления в цилиндрическом отводящем канале осевой турбомашины в точке, не лежащей на оси, необходимо учитывать фазовый сдвиг колебаний давления в акустических волнах, распространяющихся в указанную точку от неподвижных лопаток направляющего аппарата, взаимодействующих с лопатками РК.

Пусть точка M расположена в отводящем канале *1* (см. рисунок) на расстоянии от центра O направляющего аппарата *2*, равном ρ, причем радиус-вектор OM, проведенный из центра направляющего аппарата, составляет с осью рабочего колеса *3* турбомашины угол ψ. Тогда, рассматривая прямоугольный треугольник MNA_q, в котором угол MNA_q прямой, найдем, что путь, проходимый акустической волной от q-й лопатки направляющего аппарата до точки M, определяется выражением

$$MA_q = \sqrt{\rho^2 + R^2 - 2R\rho\sin\psi\cos\theta},$$



где R — внешний радиус направляющего аппарата.

Следовательно, при определении суммарной величины пульсации давления на n-й гармонике лопаточной частоты РК необходимо учитывать фазовый угол

$$(3.5)\quad \alpha_q = MA_q(nB\Omega)/a = \sqrt{\rho^2 + R^2 - 2R\rho\sin\psi\cos\theta}\,\frac{nB\Omega}{a}.$$

Подставляя (3.5) в качестве дополнительных слагаемых в аргументы тригонометрических функций, входящих в выражение (3.2), можно для конкретной турбомашины, выполнив численное суммирование в (3.2), получить значение суммарной пульсации давления в произвольной точке M, не обязательно лежащей на оси турбомашины.

Рассмотрим практически важный случай определения пульсаций давления в периферийной области плоскости, непосредственно прилегающей к выходу направляющего аппарата турбомашины. Этому случаю соответствует значение угла ψ, равное приблизительно $\pi / 2$, и $\rho = R$.

Тогда соотношение (3.5) принимает вид

$$\alpha_q = \sqrt{2}\,R\sqrt{1 - \cos\theta}\,\frac{nB\Omega}{a} = \sqrt{2}\,R\sqrt{2}\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)\frac{nB\Omega}{a} = 2R\frac{nB\Omega}{a}\sin\frac{\theta}{2}.$$

Для исключения резонансного усиления колебаний давления в точке M в результате взаимодействия акустических волн, приходящих от двух смежных лопаток направляющего аппарата q и $q + 1$, необходимо, чтобы разность фазовых углов $\Delta\alpha_q = \alpha_{q+1} - \alpha_q$ была меньше 2π. Запишем это условие:

$$(3.6)\quad \Delta\alpha_q = 2R\frac{nB\Omega}{a}\left[\sin\frac{\theta + \Delta\theta}{2} - \sin\frac{\theta}{2}\right] = 4R\frac{nB\Omega}{a}\sin\frac{\Delta\theta}{4}\cos\frac{2\theta + \Delta\theta}{4} < 2\pi.$$

Аргумент косинуса в (3.6) удовлетворяет неравенству

$$0 < \frac{2\theta + \Delta\theta}{4} < \pi.$$

В самом деле, при $\theta = 0$

$$\frac{2\theta + \Delta\theta}{4} = \frac{2\pi}{4V} = \frac{\pi}{2V} > 0,$$

а при $\theta = (V - 1)\Delta\theta$

$$\frac{2\theta + \Delta\theta}{4} = \frac{(2V - 1)\Delta\theta}{4} = \frac{(2V - 1)2\pi}{4V} = \pi\left(1 - \frac{1}{2V}\right) < \pi.$$

Значит, $\Delta\alpha_q$ — монотонно убывающая функция своего аргумента θ.

Последнее обстоятельство позволяет неравенство (3.6) преобразовать:

$$4R\frac{nB\Omega}{a}\sin\frac{\Delta\theta}{4}\cos\frac{(2V - 1)\Delta\theta}{4} < 4R\frac{nB\Omega}{a}\sin\frac{\Delta\theta}{4} < 4R\frac{nB\Omega}{a}\frac{\Delta\theta}{4} = \frac{RnB\Omega}{a}\frac{2\pi}{V}.$$

Таким образом, (3.6) будет заведомо выполняться, если имеет место неравенство

$$\frac{2\pi RnB\Omega}{aV} < 2\pi,$$

откуда вытекает

$$\frac{Rn\Omega}{a}\frac{B}{V} < 1.$$

Следовательно, для исключения резонансного усиления колебаний давления на гармониках лопаточной частоты рабочего колеса необходимо, чтобы максимальное значение отношения чисел подвижных и неподвижных лопаток удовлетворяло условию

$$\frac{nB}{V} < \frac{a}{R\Omega}. \tag{3.7}$$

Соотношение (3.7) допускает следующую интерпретацию. Перепишем (3.7) в виде

$$\frac{nB\Omega}{a}\frac{R}{V} = \frac{2\pi R}{V}\frac{nB\Omega}{2\pi a} = \frac{\tau_V}{L} < 1, \tag{3.8}$$

где τ_V — шаг неподвижной решетки; L — длина волны колебаний давления на n-й гармонике лопаточной частоты РК.

Из (3.8) вытекает, что для исключения резонансного усиления колебаний давления в отводящем устройстве на выходе направляющего аппарата в области, удаленной от оси турбомашины, необходимо, чтобы длина волны пульсаций давления была больше шага решетки направляющего аппарата.

Выше установлено, что при выполнении условия $nB/V = s_1$ (s_1 — целое положительное число, $s_1 \geqslant 1$), несмотря на наличие, согласно [4], отличного от нуля возбуждающего вибрации и пульсации давления на гармониках лопаточной частоты РК суммарного нестационарного крутящего момента, действующего на неподвижные лопатки, акустический резонанс потока газа в межлопаточных каналах неподвижной решетки турбомашины отсутствует. Совместное рассмотрение этого условия с неравенством (3.7) показывает, что для одновременного исключения резонансного усиления колебаний давления в отводящем устройстве турбомашины осевого типа и в межлопаточных каналах неподвижной решетки необходимо, чтобы имело место соотношение

$$s_1 = \frac{nB}{V} < \frac{a}{R\Omega}. \tag{3.9}$$

Из (3.9) вытекает

$$\mathrm{M}_u < 1/s_1 < 1, \tag{3.10}$$

где $\mathrm{M}_u = R\Omega/a$ — окружное число Маха.

Неравенство (3.10) совпадает с полученным в [9] условием отсутствия распространения волн давления на гармониках лопаточной частоты РК в отводе осевой турбомашины.

Таким образом, для исключения одновременного усиления колебаний давления в межлопаточных каналах неподвижной решетки и в отводе турбомашины осевого типа необходимо, чтобы отсутствовало распространение акустических волн в отводящем канале.

4. Следует отметить, что, согласно [9], генерируемые взаимодействием подвижных и неподвижных решеток акустические волны могут быть интерпретированы в соответствии с выражением (3.1) как суперпозиция вращающихся с угловой скоростью $\Omega_s = nB\Omega/s$ тангенциальных мод колебаний давления, где s — число максимумов давления на окружности с диаметром, равным диаметру отвода на выходе направляющего аппарата. Очевидно, что взаимодействие указанных вращающихся мод давления с неподвижными

$\Omega_э$, рад/с	Ω_{Vs}, рад/с	n	k	$\Omega_э$, рад/с	Ω_{Vs}, рад/с	n	k
2821	2840	1	1	3569	3519	2	−3
2482	2463	1	3	3688	3695	2	−4
2287	2309	1	4	3801	3889	2	−5
2187	2174	1	5	3996	4103	2	−6
2086	2053	1	6	4398	4348	2	−7
1841	1847	1	8	4744	4618	2	−8
1483	1478	1	13	4882	4926	2	−9
3311	3358	2	−2				

лопатками приводит к возникновению звуковых волн с частотой $nB\Omega = s\Omega_s = s(nB\Omega)/s$. Вместе с тем неподвижные лопатки оказывают периодическое воздействие на вращающиеся моды с частотой $\Omega_{Vs} = lV\Omega_s = lV(nB\Omega)/s$ (l — целое положительное число, отличное от нуля), что становится ясным, если перейти в систему координат, вращающуюся с частотой Ω_s.

Указанное воздействие приводит к генерации колебаний давления на частотах Ω_{Vs}, что должно отразиться в спектре пульсаций давления и как следствие в спектре вызванных этими пульсациями давления вибраций конструкции турбомашины. Отмеченный факт нашел подтверждение при экспериментальных исследованиях центробежного насоса с безлопаточным диффузором, имеющим рабочее колесо с 12 лопатками. При работе этого насоса лопатки рабочего колеса взаимодействуют с языком отвода, выступающим в данном случае в роли одиночной неподвижной лопатки.

Об этом свидетельствует наличие дискретных составляющих на частотах Ω_{Vs} в спектрограмме вибраций, полученной при испытаниях указанного насоса.

В таблице представлены значения частот $\Omega_э$, соответствующих дискретным составляющим, полученным в эксперименте, расчетные величины частот Ω_{Vs}, найденные по формуле

$$\Omega_{Vs} = lV(nB\Omega)/s$$

(при $\Omega = 2\pi \cdot 490$ рад/с, $V = 1$, $B = 12$, $l = 1$), и целочисленные значения параметров n, k, входящих в выражение (3.4), из которого находилась величина s.

Из таблицы видно, что экспериментальные и расчетные величины частот дискретных составляющих спектра вибраций удовлетворительно согласуются между собой. Отметим, что диапазон частот указанных дискретных составляющих включает как частоты больше роторной (3078 рад/с), так и меньше ее. Экспериментальные значения амплитуд вибраций на дискретных частотах, указанных в таблице, составляли от 0,81 до 1,13 от амплитуды вибрации на роторной частоте, что говорит об их достаточно высоком уровне.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баженов Д.В., Баженова Л.А., Римский-Корсаков А.В. Исследование дискретных составляющих в спектре шума осевого компрессора // Физика аэродинамических шумов. — М.: Наука, 1967.
2. Самойлович Г.С. Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин. — М.: Наука, 1969.
3. Покровский Б.В., Юдин Е.Я. Основные особенности шума и вибраций центробежных насосов // Акуст. журн. — 1966. — Т. 12, вып. 3.

4. Иоффе Р.Л., Панченко Б.И. К исследованию влияния чисел лопастей рабочих колес гидродинамических машин на их виброакустические характеристики // Изв. АН СССР. Машиноведение. — 1972. — № 2.
5. Рубинов В.Я., Покровский Б.В. Влияние чисел лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата на виброакустические характеристики центробежного насоса // Тр. ВНИИгидромаш. — 1975. — Вып. 46.
6. Боровский Б.И., Чучеров А.И., Хитрик В.Л. Влияние соотношения чисел лопаток рабочего колеса и соплового аппарата на виброактивность осевых и радиальных турбин // Изв. вузов. Авиационная техника. — 1987. — № 4.
7. Боровский Б.И., Хитрик В.Л. Выбор соотношения чисел лопаток рабочего колеса и соплового аппарата парциальных турбин, обеспечивающего снижение их виброакустической активности // Изв. вузов. Авиационная техника. — 1990. — № 2.
8. Измайлов Р.А., Курзин В.Б., Окулов Е.Л. Явление акустического резонанса при аэродинамическом взаимодействии решеток в дозвуковом потоке газа // ПМТФ. — 1987. — № 1.
9. Tyler J.M., Sofrin T.G. Axial flow compressor noise studies // SAE Transactions. — 1962. — V. 70. — P. 309—332.
10. Курзин В.Б. Об акустическом резонансе в турбомашинах // Пробл. прочности. — 1974. — № 8.
11. Столяров Е.П. Возбуждение звука малыми возмущениями энтропии и завихренности в пространственно неоднородных течениях сжимаемого идеального газа // Акустика турбулентных потоков. — М.: Наука, 1983.
12. Сухинин С.В. Обоснование модели колебаний газа, обтекающего решетку пластин // Динамика сплошной среды: Сб. науч. тр. / АН СССР, Сиб. отд-ние, Ин-т гидродинамики. — 1982. — Вып. 56.

г. Сергиев Посад Московской области *Поступила 22/IX 1993 г.*

УДК 533.697:532.0301

В.А. Юдин

РЕШЕТКА ПРОФИЛЕЙ В НЕСТАЦИОНАРНОМ ЗАВИХРЕННОМ ПОТОКЕ

1. Введение. Неравномерный поток жидкости, проходя через лопаточный венец турбомашины, претерпевает изменения. Вопрос о том, насколько они сильны и как влияют на гидродинамические характеристики венца, к настоящему времени слабо изучен. Теоретические исследования в этом направлении велись в основном на плоской модели обтекания в предположении малой неравномерности и слабой нагруженности профилей. В такой постановке задачи, известной под названием «решетка в порыве», возмущение, вносимое профилями в поток, является чисто потенциальным и в силу его экспоненциально быстрого убывания неравномерность потока перед и за решеткой остается практически неизменной. В последние годы благодаря наличию мощных ЭВМ стали проводить расчет на основе полных уравнений Эйлера или Навье — Стокса и получать картину течения за решеткой [1, 2]. Пока это единичные результаты, которые ввиду сложности модели не позволяют проводить исследование зависимости структуры течения от основных параметров решетки.

В данной работе, так же как и в задаче о «решетке в порыве», неравномерность предполагается малой, но снимается ограничение на нагруженность профилей. Они могут быть произвольной формы, а задача линеаризуется на стационарном потоке, соответствующем обтеканию решетки постоянным на бесконечности потоком.