

6. СТУПЕНЬ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

6.1. ДВА ЭТАПА ПРОФИЛИРОВАНИЯ. РАСЧЕТНЫЙ РАДИУС

Предметом этого раздела являются основы профилирования лопаточных аппаратов осевых ступеней. В качестве схемы реальной ступени рассматривается гомогенная ступень (рис. 4.1.1), в которой газ движется по цилиндрическим поверхностям $r_1 = r_2 = r_3 = \text{const}$ с постоянной осевой скоростью $c_{z1} = c_{z2} = c_{z3} = \text{const}$.

По высоте лопаток параметры потока и треугольники скоростей существенно меняются. Главная причина в изменении окружной скорости, линейно возрастающей по радиусу: $u = \omega r$. В связи с этим задача проектирования решается в два этапа:

– сначала в пределах наружного r_n и вулочного $r_{вт}$ радиуса выбирается некоторый промежуточный радиус r_p , на котором рассчитываются треугольники скоростей, и проектируется лопаточная решетка, определяющая напор и расход ступени;

– затем на выбранном количестве цилиндрических поверхностей (например, на 20-ти) от r_n до $r_{вт}$ рассчитываются треугольники скоростей и соответствующие лопаточные решетки, удовлетворяющие требованиям построения пространственного потока (рассматриваются ниже).

Параметры потока и лопаточных решеток на расчетном радиусе r_p выделяются с помощью того же подстрочного индекса. Выбор расчетного радиуса носит отчасти произвольный характер. Следует иметь в виду, что по сравнению со средним радиусом, на периферии лопаток (на радиусе r_n) могут быть трудности с высокими числами M_w , M_c . Для корневых сечений ($r_{вт}$) более характерны проблемы с необходимостью излишнего поворота потока. Большой расчетный радиус облегчает профилирование на периферии, меньший — у втулки.

Обычно рекомендуют применять один из двух видов расчетного радиуса:

– среднеарифметический радиус:

$$\bar{r}_p = \frac{r_p}{r_n} = \frac{r_n + r_{вт}}{2r_n} = \frac{1 + v}{2}; \quad (6.1.1)$$

– среднеквадратичный радиус:

$$\bar{r}_p = \frac{r_p}{r_h} = \sqrt{\frac{r_h^2 + r_{вг}^2}{2r_h^2}} = \sqrt{\frac{1 + v^2}{2}}. \quad (6.1.2)$$

Среднеарифметический радиус делит высоту лопатки пополам, а среднеквадратичный делит пополам проходное сечение f_1 . Понятно, что среднеквадратичный радиус ближе к периферии.

6.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ СТУПЕНЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СТЕПЕНИ РЕАКТИВНОСТИ

У гомогенной ступени газодинамические параметры и форма треугольников скоростей определяются степенью реактивности (соотношением между политропным напором РК и ступени в целом) на расчетном радиусе:

$$\Omega = \frac{h_{\text{прк}}}{h_T} = \frac{h_T - h_{\text{дрк}}}{h_T} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\psi_T u^2} = 1 - \frac{c_{u2}^2 + c_z^2 - c_{u1}^2 - c_z^2}{2\psi_T u}, \quad (6.2.1 \text{ а})$$

при условии $c_{z1} = c_{z2}$:

$$\Omega = 1 - \frac{c_{u2}^2 - c_{u1}^2}{2(c_{u2} - c_{u1})u} = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = 1 - \frac{\bar{c}_{u2} + \bar{c}_{u1}}{2\psi_T}. \quad (6.2.1 \text{ б})$$

Степень со степенью реактивности $\Omega = 1,0$. В этом случае вся подводимая в РК механическая работа преобразуется в давление. Очевидно, что такая реактивность возможна при равенстве абсолютных скоростей на входе и выходе рабочего колеса. При равенстве расходных скоростей в ступени это идентично условию $|c_{u2}| = |c_{u1}|$. Для того, чтобы ступень передавала газу механическую работу, теоретический напор должен быть положительным: $h_T = (c_{u2} - c_{u1})u > 0$. То есть, на выходе закрутка должна быть положительной $c_{u2} > 0$, а на входе — отрицательной.

Условием реализации реактивности $\Omega = 1,0$ на среднем радиусе гомогенной ступени является:

$$c_{u2} = -c_{u1} \quad (6.2.2)$$

Так как коэффициент теоретического напора равен $\psi_T = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u} = 2\bar{c}_{u2}$, то окружные составляющие, отнесенные к окружной скорости равны половине коэффициента теоретического напора $\bar{c}_{u2} = 0,5\psi_T$ и $\bar{c}_{u1} = -0,5\psi_T$.

Соответствующие треугольники скоростей выглядят, как показано на рис. 6.2.1 а. Лопаточный аппарат, необходимый для реализации потока с таким треугольником скоростей изображен на рис. 6.2.1 б.

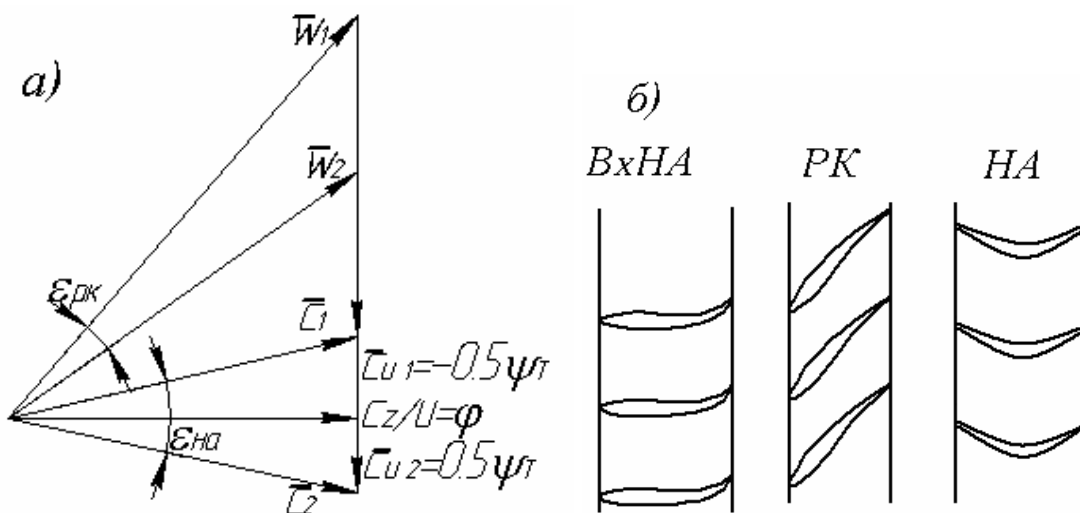


Рис. 6.2.1. Ступень со степенью реактивности $\Omega = 1,0$: (а) — треугольники скоростей; (б) — лопаточные решетки

У первой ступени с $\Omega = 1,0$ отрицательная закрутка создается специально установленным входным направляющим аппаратом. У последующих ступеней отрицательную закрутку создает направляющий аппарат предыдущей ступени. На рис. 6.2.2 показаны лопаточные аппараты ОК со ступенями, имеющими $\Omega = 1,0$. Группе ступеней предшествует входной направляющий аппарат. Направляющий аппарат последней ступени поворачивает поток на $0,5\epsilon_{HA}$, обеспечивая условие $c_{u3} = 0$, $c_3 = c_{z3}$. Этот направляющий аппарат является одновременно спрямляющим аппаратом. Такое устройство необходимо, так как поток должен иметь минимальную скорость на входе в выходной диффузор или в другое выходное устройство ОК.

Итак, назначение НА у ступени с $\Omega = 1,0$ состоит не в том, чтобы преобразовать кинетическую энергию в давление (избыточную

кинетическую энергию колесо не создает, так как $c_2 = c_1 = c_3$), а в том, чтобы подготовить поток к входу в РК следующей ступени.

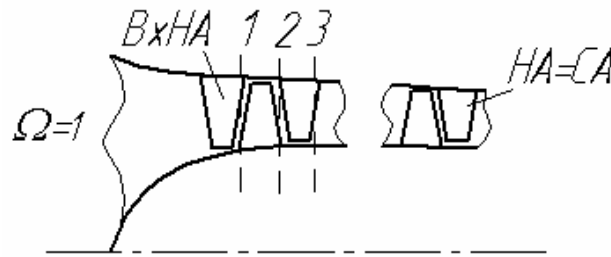


Рис. 6.2.2. Схема лопаточных аппаратов осевого компрессора со ступенями $\Omega = 1,0$

Треугольники скоростей ступени с $\Omega = 1,0$ показывают, что аэродинамическая нагрузка РК и НА распределена неравномерно:

- замедление потока осуществляется только в РК;
- уровень скоростей на входе в РК значительно выше, чем в НА.

Последнее обстоятельство связано с необходимостью отрицательной закрутки на входе в ступень. Для анализа и расчетов удобно использовать безразмерные скорости (отнесены к характерной скорости u):

$$\bar{w}_1 = \frac{w_1}{u} \sqrt{\bar{c}_z^2 + \bar{w}_{u1}^2} = \sqrt{\bar{c}_z^2 + (1 - \bar{c}_{u1})^2} = \sqrt{\varphi^2 + (1 + 0,5\psi_T)^2}, \quad (6.2.3 \text{ а})$$

$$\bar{c}_2 = \sqrt{\varphi^2 + (0,5\psi_T)^2}. \quad (6.2.3 \text{ б})$$

Например, при значениях $\varphi = 0,55$ и $\psi_T = 0,45$ безразмерная скорость на входе в РК равна $\bar{w}_1 = 1,242$, т.е. на 24% больше окружной скорости, а на входе в НА равна $\bar{c}_2 = 0,594$. Скорость на входе в НА составляет всего 44% от скорости на входе в РК, что соответствует 20% кинетической энергии потока на входе в РК.

Расчеты и опыт проектирования демонстрируют следующие недостатки, связанные с излишней аэродинамической нагрузкой РК. Во-первых, пониженный КПД ступени, так как высокая кинетическая энергия на входе в РК влечет снижение КПД, не компенсируемое малыми потерями в НА:

$$\Delta\eta_{ст} = \Delta\eta_{рк} + \Delta\eta_{на} = 0,5 \frac{\zeta_{рк}}{\psi_T} \bar{w}_1^2 + 0,5 \frac{\zeta_{рк}}{\psi_T} \bar{c}_2^2. \quad (6.2.4)$$

Во-вторых, окружная скорость, при которой могут применяться дозвуковые ступени ОК, ограничена величиной критического числа Маха на входе в РК $M_{w1\text{крит}} = 0,75 \div 0,85$. При превышении этих величин на задних поверхностях лопаток поток разгоняется до сверхзвуковых скоростей с последующим скачком уплотнения и отрывом пограничного слоя. В результате того, что $w_1 \ll u$ и окружная скорость на периферии лопаток u_n ограничена. Например, у первых ступеней воздушных ОК со ступенями с $\Omega = 1,0$ предельная окружная скорость $u_n \leq 200 \div 220$ м/с, что значительно ниже скоростей, ограниченных прочностью лопаток.

В то же время, расчеты и опыт проектирования указывают на преимущество ступеней с $\Omega = 1,0$ в более высоком коэффициенте теоретического напора. Эти ступени хорошо изучены и проектирование ОК на их основе обычно не вызывает газодинамических проблем. Обоснованная область применения ступеней с реактивностью, равной единице — осевые компрессоры с относительно небольшой скоростью вращения. Например, энергетические ГТД в Европе (в т.ч. в РФ) при 50 Гц переменного тока не могут иметь скорость вращения более 3000 об/мин. При относительно небольших мощностях наружный диаметр ОК невелик и величина u_n ограничена именно этим обстоятельством, а не соображениями газовой динамики. Применение ступеней с $\Omega = 1,0$ в этом случае позволит уменьшить необходимое число ступеней. Эксперименты с модельными ступенями показывают, что среди других ступени с $\Omega = 1,0$ имеют наиболее широкую зону работы.

Ступень со степенью реактивности $\Omega = 0,5$. Основной недостаток предыдущей кинематической схемы можно преодолеть, если разделить аэродинамическую нагрузку поровну между РК и НА, т. е. применить

ступень с $\Omega = 0,5$: $\Omega = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = 0,5$. Откуда:

$$c_{u2} + c_{u1} = u, \quad \bar{c}_{u2} + \bar{c}_{u1} = 1. \quad (6.2.5)$$

Так как $\bar{c}_u = \bar{w}_u + \bar{u}$, то $c_{u1} = w_{u1} + c_{u1} + c_{u2}$, $c_{u2} = w_{u2} + c_{u1} + c_{u2}$, т.е.

$$c_{u1} = -w_{u2}, \quad c_{u2} = -w_{u1}, \quad c_1 = w_2, \quad c_2 = w_1, \quad (6.2.6)$$

и, так как $\alpha = \arcsin \frac{c_z}{c}$, $\beta = \arcsin \frac{c_z}{w}$,

$$\alpha_1 = \beta_2, \alpha_2 = \beta_1, \varepsilon_{PK} = \varepsilon_{HA}. \quad (6.2.7)$$

Понятно, что при равенстве скоростей на входе и выходе в рабочем колесе и в направляющем аппарате достигается одинаковый политропный напор в этих элементах. Это соответствует одинаковому уменьшению динамического напора в этих элементах $h_{dPK} = h_{dHA} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$.

Треугольники скоростей для $\Omega = 0,5$ и лопаточный аппарат, необходимый для реализации потока с таким треугольником скоростей изображены на рис. 6.2.3. Как и в ступени с $\Omega = 1,0$ перед рабочим колесом нужен входной направляющий аппарат. Однако в этом случае он создает положительную закрутку. В силу равенства углов входа и выхода потока, лопаточные аппараты РК и НА имеют одинаковую форму.

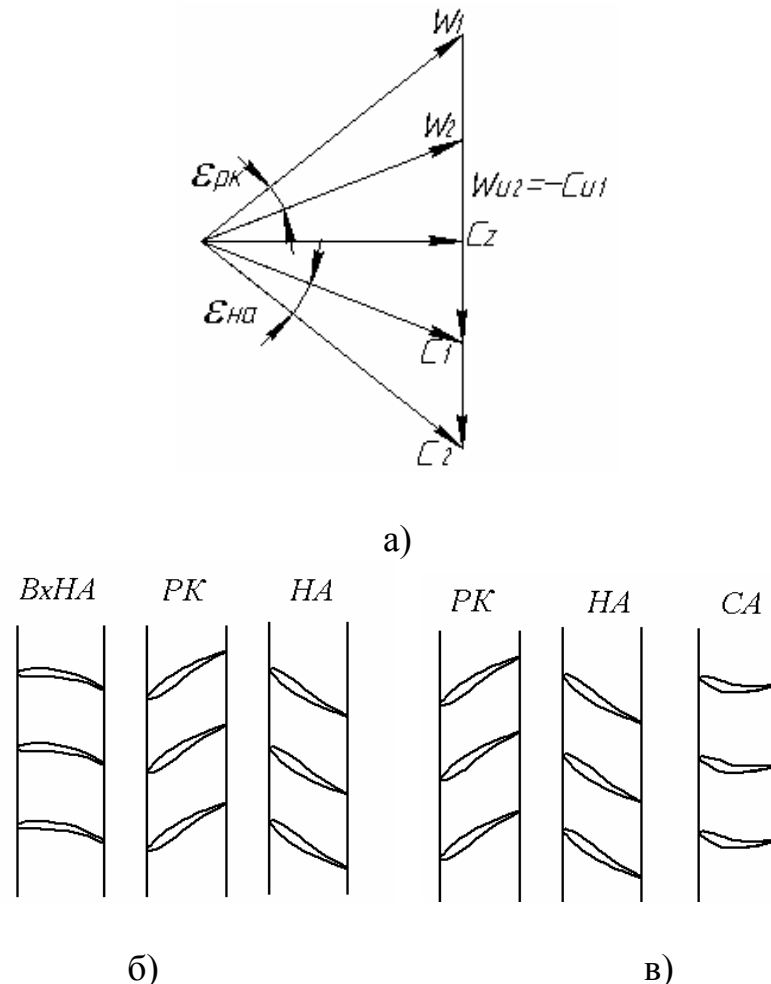


Рис. 6.2.3. Ступень со степенью реактивности $\Omega = 0,5$: (а)—треугольники скоростей; (б) — лопаточные решетки первой ступени; (в) — лопаточные решетки последней ступени

У последующих ступеней положительную закрутку создает направляющий аппарат предыдущей ступени. На рис. 6.2.4 показана схема лопаточных аппаратов ОК со ступенями $\Omega = 0,5$. Группе ступеней предшествует входной направляющий аппарат. Направляющий аппарат последней ступени не в состоянии обеспечить поворот потока до условия $c_{u3} = 0$, $c_3 = c_{z3}$. На выходе из группы ступеней необходим дополнительный спрямляющий аппарат.

Так как форма лопаток РК и НА и скорости в этих аппаратах одинаковые, потеря КПД в них (формула (6.2.4)) также одинаковы. Благодаря этому по сравнению с другими кинематическими схемами такая ступень позволяет получить наивысший КПД. Большинство опубликованных данных указывают на то, что КПД ступеней с $\Omega = 0,50$ может достигать $0,92 \div 0,93$ (КПД ступеней с $\Omega = 1,0$ обычно на 2% ниже).

Коэффициент теоретического напора у ступеней с $\Omega = 0,5$ обычно на $20 \div 25\%$ меньше, чем при $\Omega = 1,0$. Так как у рассматриваемой ступени $\bar{c}_{u1} + \bar{c}_{u2} = 1$ и $\bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1} = \psi_T$, то $\bar{c}_{u1} = 0,5(1 - \psi_T)$.

Сравним уровень скоростей на входе в РК у этой ступени по аналогии с примером для ступени с $\Omega = 1,0$. При том же коэффициенте расхода $\varphi = 0,55$ и на 20% меньшем коэффициенте теоретического напора $\psi_T = 0,26$ скорости на входе в РК и в НА равны $\bar{w}_1 = \bar{c}_2 = 0,947$. Кинетическая энергия потока на входе в РК у этой ступени с $\Omega = 0,5$ на 42% меньше, чем у рассмотренной выше ступени с $\Omega = 1,0$.

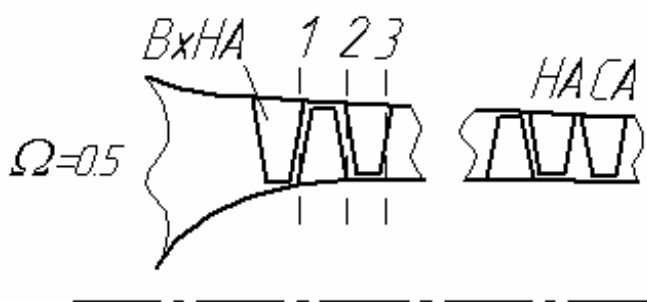


Рис. 6.2.4. Схема лопаточных аппаратов осевого компрессора со ступенями $\Omega = 0,5$

Опыт проектирования показывает, что первые ступени дозвуковых воздушных ОК при $\Omega = 0,5$ могут иметь окружную скорость на периферии лопаток до $320 \div 330$ м/с.

Если ступени с реактивностью 1,0 и 0,5 работают на предельных для каждой из них окружных скоростях ($M_{w1} = M_{w1\text{крит}}$), то теоретический

напор $h_T = \psi_{Тн} u_n^2$ ступени с реактивностью $\Omega = 0,5$ оказывается примерно на 60% выше.

Область применения ступеней со степенью реактивности 0,5 — осевые компрессоры, окружная скорость которых не ограничена конструктивными соображениями. Это ОК газотурбинных двигателей и многих современных промышленных ОК.

Ступень со степенью реактивности $\Omega = 0,7$. Так как две рассмотренные кинематические схемы обладают различными свойствами благодаря различию в начальной закрутке потока ($c_{u1} < 0$ при $\Omega = 1,0$ и $c_{u1} > 0$ при $\Omega = 0,5$) очевидно, что кинематическая схема с $c_{u1} = 0$ должна обладать компромиссными качествами. Из уравнения (6.2.16) следует, что при отсутствии закрутки на входе $\Omega = 1 - 0,5\psi_T$. Коэффициент теоретического напора ступени, как показано ниже, является функцией не только степени реактивности, но и коэффициента расхода и относительного шага решетки. Соответственно, при нулевой закрутке на входе степень реактивности может иметь разные значения. Подзаголовок «Ступень со степенью реактивности $\Omega = 0,7$ » соответствует традиции, по которой именно так принято называть кинематическую схему с $c_{u1} = 0$. Соответствующие треугольники скоростей и лопаточные решетки показаны на рис. 6.2.5.

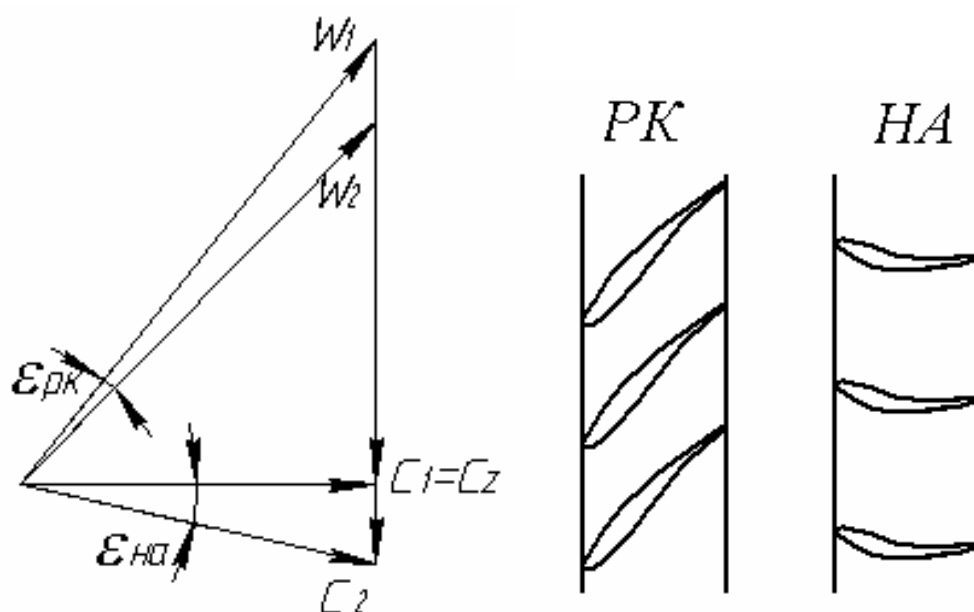


Рис. 6.2.5. Треугольники скоростей ступени и лопаточные решетки ступени при $c_{u1} = 0$ («степень реактивности $\Omega = 0,70$ »)

В силу отсутствия отрицательной закрутки скорость на входе в РК меньше, чем при реактивности, равной единице. В силу отсутствия положительной закрутки скорость на входе в РК больше, чем при реактивности 0,5. Так как при отсутствии закрутки $\bar{w}_1 = \sqrt{\varphi^2 + 1}$, то при одинаковом с рассмотренными выше двумя ступенями коэффициенте расхода $\varphi = 0,55$, безразмерная скорость на входе в РК равна 1,141. Это на 20% больше, чем при $\Omega = 0,5$ и на 18% меньше, чем при $\Omega = 1,0$.

По КПД, зоне работы, коэффициенту напора ступень с $c_{u1} = 0$ («степень реактивности $\Omega = 0,7$ ») занимает промежуточное положение между двумя, рассмотренными выше.

Ступень с $c_{u1} = 0$ («степень реактивности $\Omega = 0,7$ ») не требует закрутки на входе, поэтому перед первой ступенью ОК входной направляющий аппарат отсутствует. Направляющий аппарат ступени выпускает поток под углом 90° , так как закрутки потока на входе в следующую ступень быть не должно. Соответственно, отпадает необходимость в спрямляющем аппарате на выходе из группы ступеней — рис. 6.2.6.

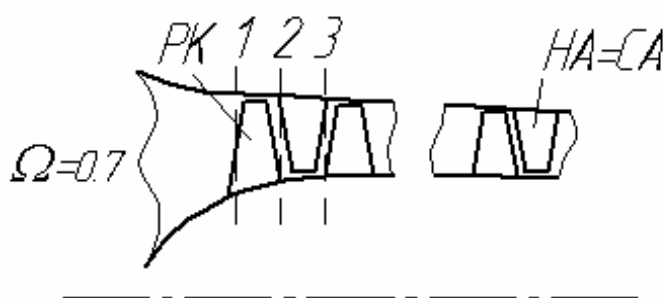


Рис. 6.2.6. Схема лопаточных аппаратов осевого компрессора со ступенями с $c_{u1} = 0$ («степень реактивности $\Omega = 0,7$ »)

Треугольники скоростей на режимах, отличных от расчетного.

При работе ОК на режимах, отличных от расчетного, треугольники скоростей претерпевают значительные изменения. На входе в лопаточные аппараты появляются углы атаки. Хотя характерные черты трех рассмотренных кинематических схем сохраняются, численные значения степени реактивности не равны значениям на расчетном режиме.

Как и при анализе характеристик ТК, сопоставлять треугольники скоростей на расчетном и нерасчетном режимах принято при постоянной скорости вращения.

Напомним правила построения треугольников скоростей. В соответствии с результатами продувки плоских решеток считается, что направление выхода потока из лопаточных решеток не меняется при изменении расхода. Исключение составляют режимы вблизи границы помпажа, где развитый срыв на выпуклой поверхности лопаток уменьшает угол выхода потока. Эти режимы ниже не рассматриваются. Итак:

– расходная скорость (коэффициент расхода) $c_z \leq c_{z_{расч}}$ ($\varphi \leq \varphi_{расч}$)
меняется в соответствии с изменением давления в сети ТК;

– окружная скорость постоянна;

– направление потока на выходе из ВНА (если имеется) — угол α_1 , на выходе из РК — угол β_2 , на выходе из НА — α_3 (у рассматриваемых ступеней он равен α_1) от расхода не зависят;

– так как их направление не зависит от расхода, скорости c_1, w_2, c_3 меняются пропорционально расходу;

– скорости w_2, c_2 определяются в соответствии с векторным соотношением $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$, меняя величину и направление при изменении расхода.

На рис. 6.2.7 сопоставлены треугольники скоростей ступени с $\Omega = 1,0$ при расчетном и нерасчетном коэффициентах расхода.

При уменьшении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся меньше расчетного. Лопатки обтекаются с положительными углами атаки, что приводит к росту потерь и снижению КПД. Абсолютная скорость потока на выходе из РК становится больше скорости на входе в него — $c_2 > c_3 = c_1$. За счет диффузорности косо́го среза лопаток при положительном угле атаки, в НА скоростной напор частично преобразуется в давление. То есть, степень реактивности ступени становится меньше единицы.

Наоборот, при увеличении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся больше расчетного. Лопатки обтекаются с отрицательными углами атаки. Как и при положительных углах атаки это приводит к росту потерь и снижению КПД. Абсолютная скорость потока на выходе из РК становится меньше скорости на входе в него: $c_2 < c_1 < c_3$. За счет конфузорности косо́го среза лопаток при отрицательном угле атаки, в направляющем аппарате давление частично преобразуется в скоростной напор. Степень реактивности ступени становится больше единицы.

На рис. 6.2.8 сопоставлены треугольники скоростей ступени с $\Omega = 0,5$ при расчетном и нерасчетных коэффициентах расхода.

При уменьшении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся меньше расчетного. Лопатки обтекаются с положительными углами атаки, что приводит к росту потерь и снижению КПД. При увеличении расхода

углы входа потока в РК и в НА становятся больше расчетного. Лопатки обтекаются с отрицательными углами атаки. Как и при положительных углах атаки, это приводит к росту потерь и снижению КПД.

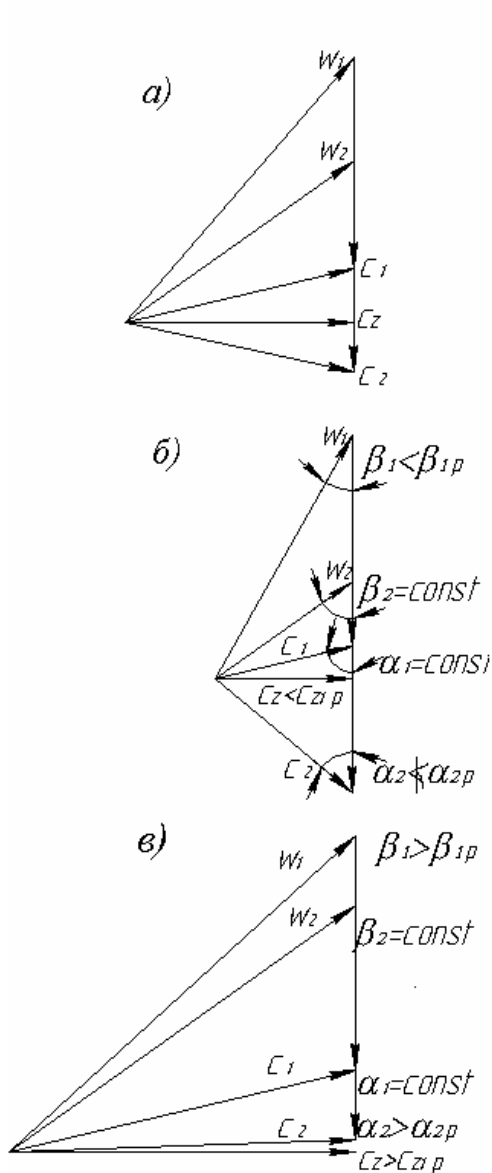


Рис. 6.2.7. Треугольники скоростей ступени с $\Omega = 1,0$: (а) — $\varphi = \varphi_p$; (б) — $\varphi < \varphi_p$; (в) — $\varphi > \varphi_p$

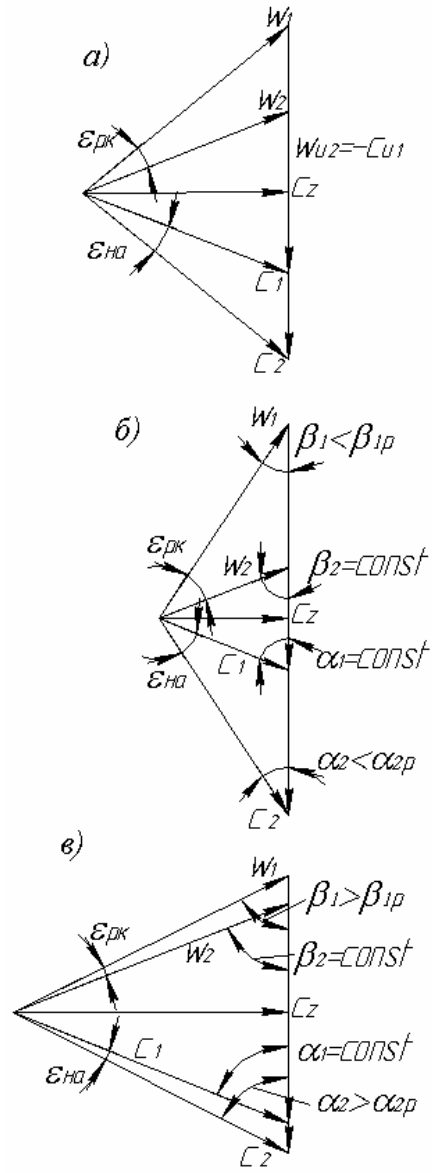


Рис. 6.2.8. Треугольники скоростей ступени с $\Omega = 0,5$: (а) — $\varphi = \varphi_p$; (б) — $\varphi < \varphi_p$; (в) — $\varphi > \varphi_p$

Однако, в отличие от ступени с $\Omega = 1,0$, в данном случае реактивность ступени не меняется при изменении режима работы по расходу. Это связано с тем, что лопаточные аппараты РК и НА полностью одинаковы.

Треугольники скоростей ступени с условным названием $\Omega = 0,70$ показаны на рис. 6.2.9. Кинематическая схема такой ступени характеризуется отсутствием закрутки потока на входе в РК: $c_{u1} = 0$. Как и ранее, уменьшение расхода уменьшает углы потока на входе в РК и НА, что влечет появление положительных углов атаки. Увеличение расхода влияет противоположно.

Так как у этой ступени степень реактивности и коэффициент напора однозначно связаны по уравнению $\Omega = 1 - 0,5\psi_T$, а напорная характеристика ступеней при $\beta_2 < 90^\circ$ восходящая (коэффициент теоретического напора возрастает с уменьшением коэффициента расхода), то при уменьшении расхода степень реактивности уменьшается по сравнению с расчетным режимом, а при увеличении расхода — возрастает.

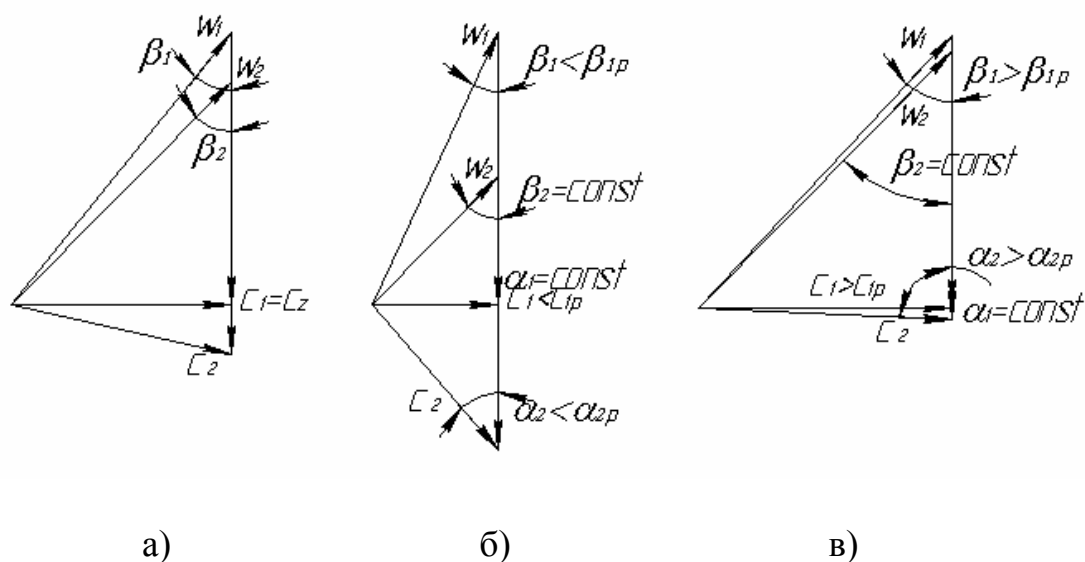


Рис. 6.2.9. Треугольники скоростей ступени с $\Omega = 0,7$: (а) — $\varphi = \varphi_p$;
 (б) — $\varphi < \varphi_p$; (в) — $\varphi > \varphi_p$

Выводы по треугольникам скоростей на режимах, отличных от расчетного. Рассмотренная трансформация треугольников скоростей разных ступеней иллюстрирует общую закономерность:

– у ступеней ТК всех типов уменьшение расхода приводит к уменьшению углов входа потока в РК β_1 и НА α_2 , а увеличение расхода — к их росту. Так как на расчетном режиме при надлежащем проектировании обеспечивается безударное обтекание лопаток, при отклонении расхода от расчетного в сторону уменьшения КПД снижается из-за появления положительных углов атаки, а при увеличении расхода —

из-за отрицательных углов атаки. Это один из существенных недостатков осевых компрессоров, и турбокомпрессоров вообще, так как аналогично изменению расхода влияет на углы атаки и в центробежных компрессорах.

6.3. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ ПЛОСКИХ РЕШЕТОК

В разделе 4.18 было рассмотрено обобщение опытных данных по продувке плоских решеток, носящее название «Диаграмма номинальных режимов Хауэлла» (рис. 4.18.2). Номинальный режим обтекания лопаточной решетки, рекомендуемый Х. Хауэллом соответствует углу поворота потока, равному 80% от максимального угла поворота. Как известно, максимальный угол поворота соответствует появлению развитого срыва на выпуклой поверхности профилей. У реального ТК это соответствует режиму помпажа. На диаграмме номинальных режимов представлены такие решетки, лопаточные аппараты которых обтекаются с соблюдением условия безударного входа. За счет этого обеспечивается минимально возможный для данных условий уровень профильных потерь.

Проектирование оптимальных лопаточных решеток возможно непосредственно по диаграмме на рис. 4.18.2. Однако эмпирические зависимости на этой диаграмме можно представить в виде непосредственных связей между параметрами проектирования ступеней ОК. Для этого свяжем коэффициент теоретического напора и степень реактивности с углами потока и коэффициентом расхода. Коэффициент

теоретического напора: $\psi_T = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u} = \frac{u - u + c_{u2} - c_{u1}}{u} = \frac{w_{u1} - w_{u2}}{u} \frac{c_z}{c_z}$, т.е.

$$\psi_T = (ctg\beta_1 - ctg\beta_2)\varphi, \quad (6.3.1 \text{ а})$$

Или

$$\frac{\psi_T}{\varphi} = ctg\beta_1 - ctg\beta_2. \quad (6.3.1 \text{ б})$$

Степень реактивности: $\Omega = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = \frac{w_{u2} + w_{u1}}{2u} \frac{c_z}{c_z}$, т.е.

$$\Omega = 0,5(ctg\beta_1 + ctg\beta_2)\varphi, \quad (6.3.2 \text{ а})$$

Или

$$\frac{\Omega}{\varphi} = 0,5(\operatorname{ctg}\beta_1 + \operatorname{ctg}\beta_2). \quad (6.3.2 \text{ б})$$

Полученные зависимости справедливы для всех режимов, в том числе и для номинального.

Диаграмма номинальных режимов представленная на рис. 4.18.2 представляет графическую зависимость $\varepsilon^* = \beta_2^* - \beta_1^* = f\left(\beta_2^*, \frac{t}{B}\right)$.

Формулы (6.3.1), (6.3.2) показывают, что отношения $\frac{\Psi_T^*}{\varphi^*}$ и $\frac{\Omega^*}{\varphi^*}$ связаны с теми же углами β_2^* и β_1^* . То есть диаграмма номинальных режимов на рис. 4.18.2 может быть перестроена в координатах $\frac{\Psi_T^*}{\varphi^*} = f\left(\frac{\Omega^*}{\varphi^*}, \frac{t}{B}\right)$. Такая диаграмма представлена на рис. 6.3.1.

Для профилирования лопаточных решеток осевой ступени на среднем радиусе надо выбрать:

- кинематическую схему (степень реактивности);
- коэффициент расхода φ^* ;
- относительный шаг t/B или обратную ему величину — густоту решетки B/t .

Графики на рис. 6.3.1 определяют значение коэффициента напора, при котором обеспечено благоприятное (безотрывное, но с достаточной нагрузкой) обтекание лопаток РК ступени. Значения $\frac{\Psi_T^*}{\varphi^*}$ и $\frac{\Omega^*}{\varphi^*}$ по формулам (6.3.1), (6.3.2) определяют углы потока β_1^* и β_2^* . Вместе с коэффициентом расхода φ^* это позволяет построить треугольники скоростей ступени по очевидным соотношениям: $\bar{c}_1 = \frac{\varphi}{\sin \alpha_1}$, $\bar{c}_2 = \frac{\varphi}{\sin \alpha_2}$,

$$\bar{w}_1 = \frac{\varphi}{\sin \beta_1}, \quad \bar{w}_2 = \frac{\varphi}{\sin \beta_2}, \quad \alpha_1 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi}{1 - \varphi \operatorname{ctg} \beta_1}, \quad \alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi}{1 - \varphi \operatorname{ctg} \beta_2}, \quad (6.3.3)$$

Для определения углов лопаток, при которых эти треугольники скоростей могут быть реализованы, следует установить номинальный угол атаки $i^* = \beta_{л1} - \beta_1^*$ и номинальный угол отставания $\Delta\beta^* = \beta_{л2} - \beta_2^*$.

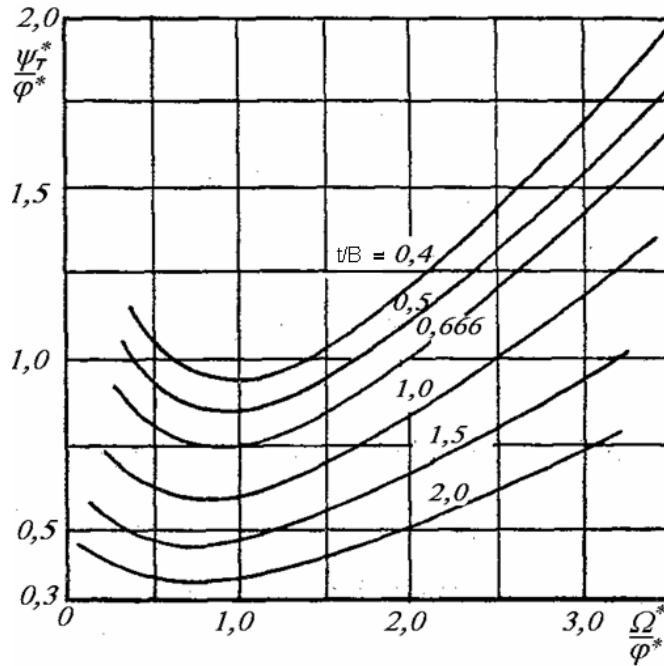


Рис. 6.3.1. Диаграмма номинальных режимов лопаточных решеток, связывающая основные параметры проектирования осевой ступени (на среднем расчетном радиусе)

Относительно номинального угла атаки диаграмма номинальных режимов информации не содержит. Приблизительно его можно принять его равным нулю, т.е.

$$\beta_{л1} \approx \beta_1^* \quad (6.3.4)$$

Для расчета угла отставания Х. Хауэллом предложена эмпирическая формула:

$$\Delta\beta^* = m\Theta\sqrt{\frac{t}{B}}, \quad \Theta = \beta_{л2} - \beta_{л1}, \quad m = 0,23 \cdot 2\bar{B}_f^2 + 0,18. \quad (6.3.5)$$

Здесь \bar{B}_f — отнесенное к хорде профиля расстояние от передней кромки до стрелы максимальной изогнутости профиля (рис. 4.11.2).

Имея в виду принятое нами условие $\beta_{л1} = \beta_1^*$ и то, что $\beta_{л2} = \beta_2^* + \Delta\beta^*$, исключим из формулы Хауэлла подлежащие расчету лопаточные углы: $\Delta\beta^* = m(\beta_2^* + \Delta\beta^* - \beta_1^*)\sqrt{\frac{t}{B}}$.

Или

$$\Delta\beta^* = \frac{m(\beta_2^* - \beta_1^*)\sqrt{\frac{t}{B}}}{1 - m\sqrt{\frac{t}{B}}} . \quad (6.3.6)$$

Приведенные соотношения определяют треугольники скоростей и лопаточные углы рабочего колеса. Выбранный в начале проектирования относительный шаг и лопаточные углы дают исходную информацию для дальнейшего профилирования.

При степени реактивности $\Omega = 0,50$ лопаточный аппарат НА аналогичен рабочему колесу. При других степенях реактивности по углам потока α_1^*, α_2^* следует подобрать оптимальный относительный шаг направляющего аппарата, воспользовавшись диаграммой номинальных режимов на рис. 4.18.2.

Фактор диффузорности. Требования к аэродинамическому совершенству лопаточных аппаратов осевых ступеней очень высоки. Это связано с высоким уровнем скоростей в проточной части. В зависимости от кинематической схемы ступени и коэффициента расхода безразмерная скорость на входе в РК \bar{w}_1 имеет порядок не менее 0,90 (больше единицы при реактивности не равной 0,50). Из формулы (6.2.4) следует, что КПД ступени порядка 0,93 – 0,94 может быть обеспечен только низким коэффициент потерь РК и НА $\zeta_{\text{рк}} \approx 0,022$. Результаты испытания показывают, что это можно осуществить только при безотрывном обтекании решеток и при оптимальном относительном шаге.

Анализ опытных данных С. Либляйном показал, что состояние пограничного слоя на выпуклой поверхности лопаток контролируется местной диффузорностью $\dot{w}_3 = \frac{w_2}{w_{\text{max}}}$ — рис. 6.3.2. Им показано, что в случае, когда $\dot{w}_3 \approx 0,55$ решетка достаточно нагружена, но обтекание безотрывно, и имеется достаточный запас устойчивости течения. Последнее обстоятельство позволяет успешно работать при производительности меньше расчетной (положительные углы атаки), обеспечивая приемлемый «запас по помпажу».

При анализе и расчетах оказывается более удобным использовать не местную диффузорность, а связанный с ней фактор диффузорности:

$$F_D = 1 - \frac{w_2}{w_{\text{max}}} . \quad (6.3.7)$$

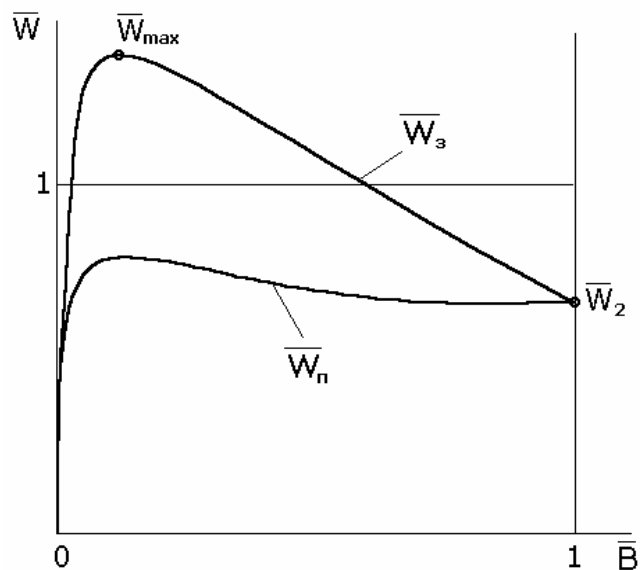


Рис. 6.3.2. Типичная диаграмма поверхностных скоростей на лопатках осевого рабочего колеса (расчетный режим)

Его численное значение показывает, на какую долю снижена максимальная скорость при ее движении вдоль задней (выпуклой) поверхности лопаток.

Для точного расчета фактора диффузорности следовало бы выполнить расчет обтекания лопаток невязким потоком. Для решения задач анализа и расчетного проектирования С. Либляйн предложил эмпирическую формулу, связывающую фактор диффузорности с относительным шагом и с изменением скоростей потока в решетке:

$$F_{D_{\text{рк}}} = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{t}{B} \frac{(w_{u1} - w_{u2})}{2w_1}. \quad (6.3.8)$$

С использованием приведенных выше соотношений фактор диффузорности может быть связан с параметрами проектирования осевой ступени:

$$F_{D_{\text{рк}}} = 1 - \frac{(\varphi^2 + (\Omega - \psi_T/2)^2)^{0.5}}{(\varphi^2 + (\Omega + \psi_T/2)^2)^{0.5}} + \frac{\psi_T t / B}{2(\varphi^2 + (\Omega + \psi_T/2)^2)^{0.5}}. \quad (6.3.9)$$

Фактически, С. Либляйн рекомендует опираться при проектировании решетки не на диаграмму номинальных режимов Х. Хауэлла (рис. 6.3.1), а на формулу (6.3.9). В качестве оптимального значения рекомендуется $F_{D_{\text{opt}}} = 0,45$.

При заданном $F_{Dopt} = 0,45$, выбранной степени реактивности и коэффициенте расхода можно вычислить коэффициент теоретического напора при разных t/B . На кафедре КВХТ разработана компьютерная программа для гомогенных ступеней и проведено расчетное исследование. При рекомендованном факторе диффузорности $F_{Dopt} = 0,45$ по формуле (6.3.9) рассчитана зависимость $\frac{\psi_T^*}{\varphi^*} = f\left(\frac{\Omega}{\varphi^*}\right)$ — аналогичная диаграмме номинальных режимов Хауэлла. На рис. 6.3.3 эти зависимости сопоставлены.

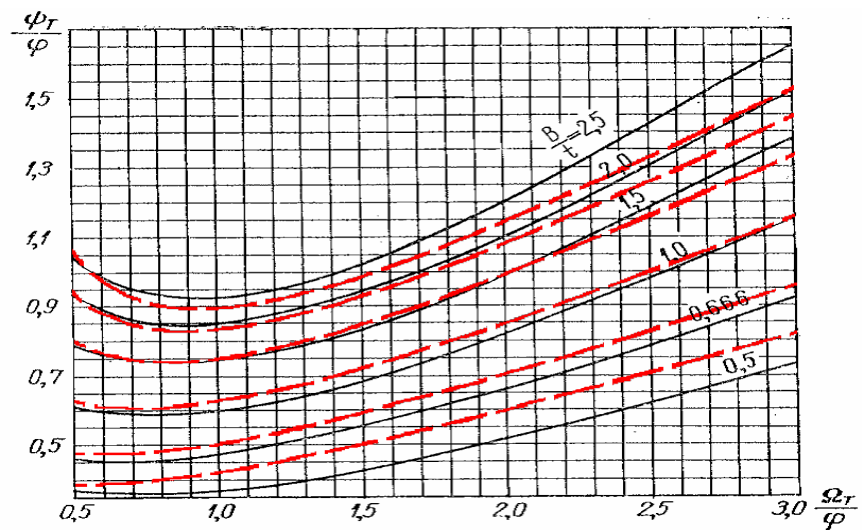


Рис. 6.3.3. Диаграмма номинальных режимов Хауэлла — сплошные линии. Диаграмма расчетных режимов лопаточных аппаратов рабочих колес с заданным фактором диффузорности $F_{Dopt} = 0,45$ — штриховые линии

Рекомендуемый для компрессорных решеток диапазон относительного шага $t/B = 0,7 \div 1,0$. В этом диапазоне расчетные режимы с $F_D = 0,45$ и номинальные режимы Хауэлла весьма близки. Вместе с тем, густые решетки с $t/B = 0,4$ при проектировании по Хауэллу явно перегружены, а редкие при $t/B = 0,5 \div 2,0$ — недогружены.

С. Либляйном предложена эмпирическая формула для расчета коэффициента профильных потерь (очевидно, при рекомендуемом факторе диффузорности $F_{Dopt} = 0,45$):

$$\zeta_{ПК} = \frac{0,014}{(t/B)\sin\beta_2}, \quad \zeta_{НА} = \frac{0,014}{(t/B)\sin\alpha_1}. \quad (6.3.10)$$

На этом основании в работе [14] представлен анализ эффективности ряда гомогенных ступеней. Компьютерные программы кафедры КВХТ рассчитывают характеристики пространственных лопаточных решеток, ступеней и многоступенчатых компрессоров с учетом этих и других эмпирических соотношений.

6.4. РАСЧЕТ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ ПО ВЫСОТЕ ЛОПАТОК

Принципы организации пространственного течения. Изменение формы лопаток вдоль радиуса должно обеспечивать наиболее эффективную работу ступени. Т.е. на каждом радиусе потери напора должны быть минимальными, а характер взаимодействия газа с лопатками на каждом радиусе не должен вызывать дополнительных потерь в потоке в целом. Последний тезис поясняется ниже.

Рассматриваемый классический подход к профилированию ступени ОК оперирует понятием невязкого потока. Это достаточно корректное приближение к действительной картине течения, так как на расчетном режиме в ступени ОК должны отсутствовать развитые зоны отрыва, и вязкость проявляется в сравнительно узких пограничных слоях на поверхностях лопаток, ротора и корпуса.

В невязком ядре поток является потенциальным, безвихревым — газовые частицы движутся без вращения вокруг своего центра тяжести. Это одновременно означает, что полная механическая энергия газовых частиц одинакова. Как известно, полная механическая энергия есть сумма потенциальной энергии давления и кинетической энергии движения. В потенциальном потоке полное (заторможенное) давление во всем рассматриваемом объеме одинаково: $p^* = \text{const}$.

Взаимодействие лопаток РК с потенциальным потоком на входе приводит к повышению полного давления: $p_2^* = p_1^* + \rho h_T$. Допустим, к потенциальному потоку на входе в РК $p_1^*(r) = \text{const}$ подводится переменный по высоте лопаток теоретический напор $h_T(r) = \text{var}$. Такой подход на первый взгляд кажется логичным, потому что на периферии лопаток окружная скорость больше, и там проще подвести большую механическую работу. Однако в этом случае на выходе из РК потенциальность течения нарушается, механическая энергия газа по высоте лопаток разная: $p_2^*(r) = \text{var}$. В выходном устройстве и в обслуживаемой компрессором сети механическая энергия газовых частиц выравнивается за счет трения между частицами, движущимися с разной скоростью. Процесс выравнивания создаст дополнительные потери напора.

Поэтому общепринятым принципом построения пространственного потока является **постоянство теоретического напора по высоте лопаток РК**:

$$h_T = f(r) = \text{const} . \quad (6.4.1)$$

В основе организации пространственного обтекания лопаток лежит анализ радиального равновесия под действием сил инерции и градиента давления. Для получения аналитических зависимостей задача рассматривается в упрощенной постановке, применительно к гомогенной ступени. Так как внутри межлопаточных каналов аэродинамическая нагрузка лопаток воздействует на поток, усложняя картину течения, по традиции рассматривается условие равновесия потока не внутри межлопаточных каналов, а в зазорах между лопаточными венцами, т.е. в сечениях «1», «2», «3», разграничивающих лопаточные элементы ступени. Применение этой упрощенной схемы дает результаты в целом правильно отражающие суть пространственного течения.

При движении по цилиндрическим поверхностям (рассматривается гомогенная ступень) центробежная сила от вращения вокруг оси z со скоростью c_u уравнивается градиентом давления в направлении радиуса:

$$\rho \frac{c_u^2}{r} = \frac{\partial p}{\partial r} . \quad (6.4.2)$$

При любом способе организации пространственного течения статическое давление больше на периферии, т.е. растет от втулки к корпусу — рис. 6.4.1:

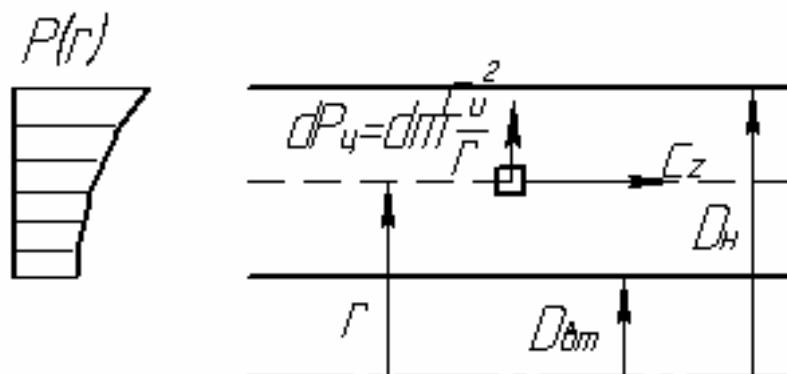


Рис. 6.4.1. Распределение статического давления в осевом компрессоре от втулки к периферии

Имея в виду, что принцип постоянства теоретического напора по высоте лопаток равнозначен условию $p^* = p + \rho \frac{c^2}{2} = f(r) = \text{const}$, получаем неизбежность уменьшения абсолютной скорости потока c по высоте лопаток.

Введем в условие равновесия (6.4.2) вторую составляющую скорости c_z , исходя из того, что $p = p^* - 0,5\rho(c_u^2 + c_z^2)$, Тогда условие равновесия можно записать в виде:

$$\rho \frac{c_u^2}{r} = \frac{\partial p^*}{\partial r} - \rho c_u \frac{\partial c_u}{\partial r} - \rho c_z \frac{\partial c_z}{\partial r}. \quad (6.4.3 \text{ а})$$

Так как для обеспечения потенциальности принято $\frac{\partial p^*}{\partial r} = 0$:

$$\frac{c_u}{r} + \frac{\partial c_u}{\partial r} + \frac{\partial c_z}{\partial r} = 0. \quad (6.4.3 \text{ б})$$

Из полученного уравнения равновесия следует, что в гомогенной ступени при условии $h_r = f(r) = \text{const}$ характер изменения скоростей по радиусу не может быть произвольным. Проектировщик может задаться, например, характером изменения расходной составляющей скорости $c_z = f(r)$, и получить из уравнения равновесия соответствующий закон $c_u = f(r)$ или, наоборот.

Рассмотренный ниже пространственный поток с постоянной циркуляцией получается при выборе $c_z = f(r) = \text{const}$. В противоположность, поток с постоянной реактивностью базируется на выборе закона $c_u = f(r)$ и получении соответствующей зависимости $c_z = f(r)$.

Пространственный поток с постоянной циркуляцией. Условие постоянства расходной скорости по высоте лопатки представляется простым и логичным. Действительно, такое построение потока и соответствующая форма лопаток находят достаточно широкое применение.

Если принять условие $c_z = f(r) = \text{const}$, то из уравнения равновесия следует, что $\frac{c_u}{r} + \frac{\partial c_u}{\partial r} = 0$, т.е. $\partial(c_u r) = 0$, или:

$$c_u r = \text{const} \text{ при } c_z(r) = \text{const} . \quad (6.4.4)$$

При такой организации пространственного течения на всех радиусах по высоте лопатки выполняется условие постоянства циркуляции скорости c_u по контуру окружности радиуса r , которая равна $\Gamma = 2\pi r c_u$.

При построении треугольников скоростей на разных радиусах по высоте лопаток будем иметь в виду одинаковый во всех случаях характер изменения окружной скорости $u = \omega r$ и только что рассмотренные зависимости $c_z = f(r) = \text{const}$ и $c_u r = f(r) = \text{const}$.

У ступени с реактивностью $\Omega = 1,0$ треугольники скоростей на разных радиусах показаны на рис. 6.4.2.

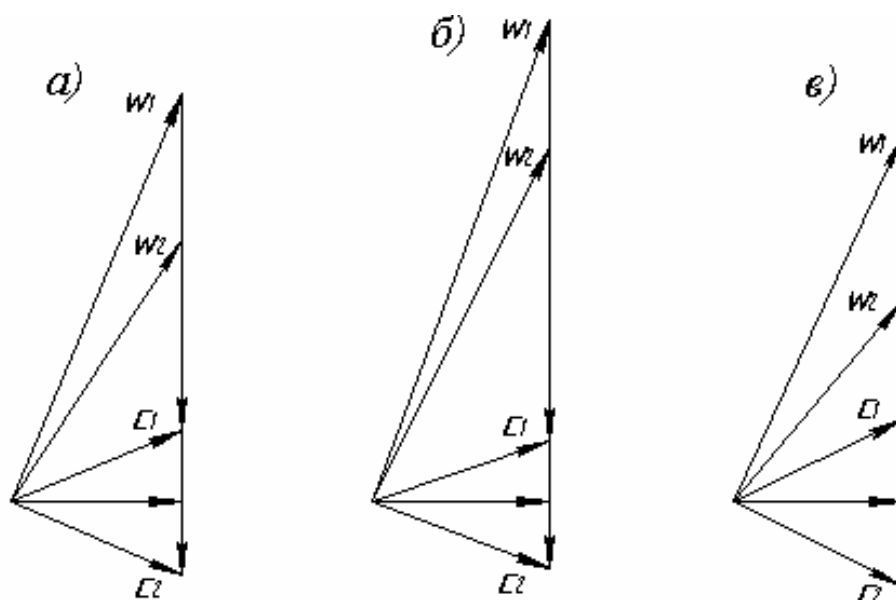


Рис. 6.4.2. Треугольники скоростей на разных радиусах у ступени с $\Omega = 1,0$: (а) — r_p ; (б) — r_n ; (в) — $r_{вт}$

Из рисунков видно, что степень реактивности по высоте постоянная. В направляющем аппарате происходит только отклонение потока, но не его замедление. Иными словами, у этой ступени пространственный поток с $c_u r = \text{const}$ одновременно является потоком с $\Omega = f(r) = 1 = \text{const}$.

Треугольники скоростей демонстрируют характерные проблемы, связанные с обтеканием лопаток на радиусах, отличных от расчетного. На периферии растет относительная скорость потока на входе в РК, что связано с ростом окружной скорости. Одновременное уменьшение отрицательной закрутки $c_{u1} < 0$ немного замедляет рост w_1 на периферии. Положительным результатом является уменьшение угла поворота потока,

так как при условии $h_T(r) = \psi_T(r)u^2 = \text{const}$ коэффициент напора уменьшается с ростом радиуса. У втулки наибольшие проблемы связаны с ростом углов поворота потока, как в РК, так и в НА. Это следствие необходимости обеспечить коэффициент напора, соответствующий условию $h_T(r) = \psi_T(r)u^2 = \text{const}$.

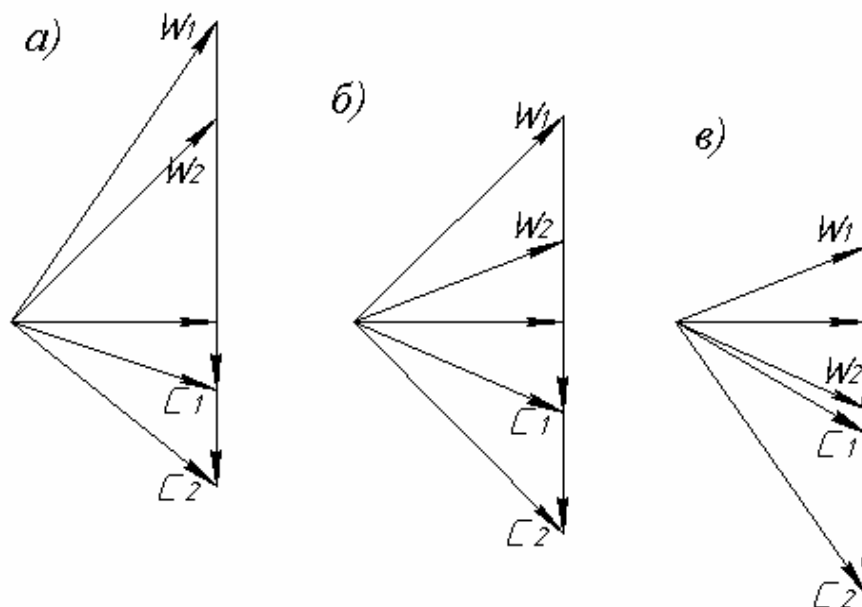


Рис. 6.4.3. Треугольники скоростей ступени с реактивностью 0,5 и пространственным потоком $c_u r = \text{const}$: (а) — r_n ; (б) — r_p ; (в) — r_{bt}

У ступени с реактивностью $\Omega_{\text{расч}} = 0,50$ треугольники скоростей на разных радиусах изображены на рис. 6.4.3. На периферии скорости в РК стали значительно больше, чем в НА и степень реактивности возросла по сравнению со средним радиусом. Если на расчетном радиусе лопаточные решетки РК и НА были одинаковыми, то на периферии угол установки лопаток РК уменьшился, у НА — увеличился. Рост окружной скорости и уменьшение положительной закрутки ведет к быстрому увеличению скорости на входе в РК.

У втулки ситуация меняется на противоположную. Реактивность становится меньше 0,5. Большая часть приращения давления происходит в направляющем аппарате. Опасным может быть слишком большой угол поворота потока в РК и в НА. В некоторых случаях (обычно при малых втулочных отношениях) скорость выхода потока из РК w_2 повернется в сторону вращения РК, то есть угол выхода потока β_2 станет больше 90° (рис. 6.4.3 в). Это обычно считается неприемлемым, и по

газодинамическим соображениям, и по тому, как должны выглядеть соответствующие лопатки РК.

Пространственный поток с постоянной степенью реактивности $\Omega = 0,50$. Из рис. 6.4.3 следует, что при пространственном потоке с постоянной циркуляцией ступень с реактивностью 0,50 на среднем радиусе частично утрачивает преимущества. Реактивность на других радиусах не равна 0,50. Построение пространственного потока с реактивностью $\Omega(r) = 0,50 = \text{const}$ возможно (напомним, что у ступени с $\Omega = 1,0$ реактивность остается постоянной по высоте лопаток и при $c_u r = \text{const}$).

Из формулы для степени реактивности $\Omega = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = 0,5$ вытекает:

$$\frac{c_{u2} + c_{u1}}{2} = 0,5u. \quad (6.4.5)$$

Итак, среднеарифметическое значение закрутки на входе и выходе из РК должно подчиняться закону, $c_{ucp} = \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2} = 0,5u = 0,5\omega r$, или:

$$\frac{c_{ucp}}{r} = \text{const}. \quad (6.4.6)$$

В ступени с постоянной по радиусу степенью реактивности $\Omega = 0,50$ средняя закрутка потока увеличивается пропорционально радиусу. Теперь для построения пространственного потока следует найти соответствующий закон изменения расходной составляющей скорости. Характер изменения средней скорости $c_{zcp} \approx \frac{c_{z1} + c_{z2}}{2} = f(r)$ определяется следующим образом.

Из рассмотренного ранее уравнения равновесия $\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{c_u^2 + c_z^2}{2} \right) + \frac{c_u^2}{r} = 0$

при $c_{ucp} = 0,5u$: $\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{0,25\omega^2 r^2 + c_z^2}{2} \right) + \frac{0,25\omega^2 r^2}{r} = 0$, $0,5\omega^2 r + \frac{\partial c_z^2}{\partial r} + 0,5\omega^2 r = 0$,

$\partial c_z^2 = -\omega^2 r dr$, $c_z^2 = c_{zcp}^2 - \frac{1}{2}(u^2 - u_{cp}^2)$, откуда:

$$\frac{c_{zcp}}{c_{zp}} = \sqrt{1 + \frac{1 - \bar{r}^2}{2\varphi_{cp}}}. \quad (6.4.7)$$

Обратим внимание на то, что при условии потенциальности течения $p^* = p + \rho \frac{c^2}{2} = f(r) = const$ и при росте статического давления по радиусу абсолютная скорость уменьшается при любом способе организации пространственного потока:

– при течении с постоянной циркуляцией абсолютная скорость уменьшается за счет окружной составляющей ($c_u = c_{up} \frac{r_p}{r}$);

– при рассматриваемой схеме абсолютная скорость уменьшается по радиусу за счет изменения расходной составляющей. При этом уменьшение c_z происходит быстро, так как окружная составляющая по радиусу растет.

Треугольники скоростей пространственного потока на разных радиусах при $\Omega = f(r) = 0,50$ принято анализировать, при условии $c_{z2} = c_{z1} = c_{zm}$, которое фактически имеет место только на расчетном радиусе.

Для получения зависимостей $c_{u1} = f(r)$ и $c_{u2} = f(r)$ воспользуемся законом изменения коэффициента напора $\psi_T = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u} = \psi_{Tp} \left(\frac{r_p}{r} \right)^2$ и связью окружных составляющих со степенью реактивности:

$$\bar{c}_{u1} + \bar{c}_{u2} = 2(1 - \Omega), \quad (6.4.8)$$

$$\bar{c}_{u2} = 1 - \Omega + 0,5\psi_T. \quad (6.4.9)$$

На рис. 6.4.4 сопоставлены треугольники скоростей, рассчитанные таким образом. Абсолютные и относительные скорости уменьшаются по радиусу. Поэтому более высокие значения чисел Маха имеют место у вулки. Следуя форме треугольников скоростей, углы установки и углы изогнутости лопаток уменьшаются по радиусу. В целом изменение параметров по высоте лопаток более благоприятное, чем при реактивности 0,5 и пространственном потоке с постоянной циркуляцией (рис. 6.4.3).

Рассмотренный способ проектирования широко применяется. Однако при малых втулочных отношениях могут быть проблемы с уменьшением

расходной скорости на периферии — она даже может стать отрицательной. Большие углы поворота у втулки вызывают проблемы с обеспечением фактора диффузорности. Замедление на задней поверхности лопаток превосходит допустимые пределы даже с учетом уменьшения относительного шага.

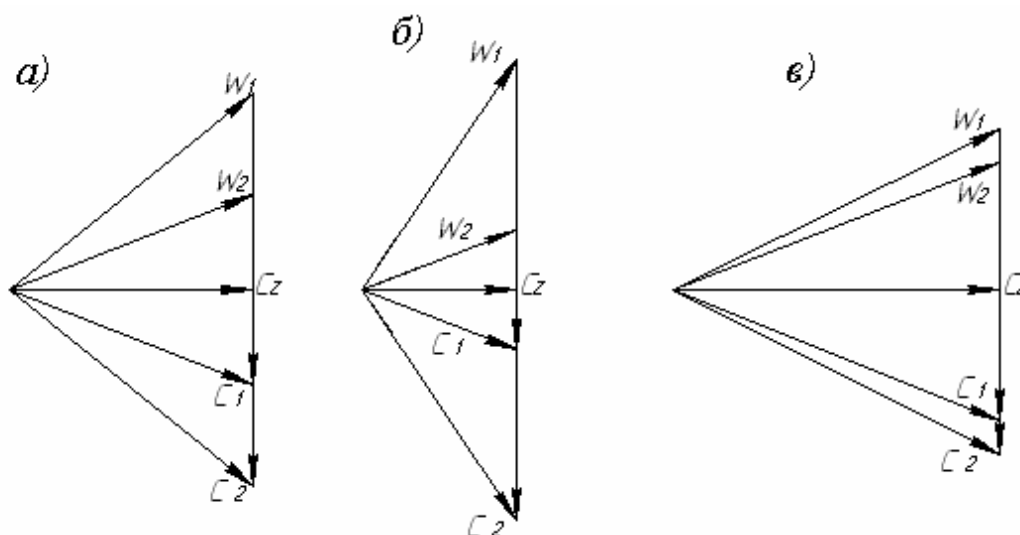


Рис. 6.4.4. Треугольники скоростей на разных радиусах у ступени с $\Omega(r) = 0,50 = \text{const}$ и при равенстве расходных составляющих c_{z1} и c_{z2} на всех радиусах: (а) — $r_{\text{расч}}$; (б) — $r_{\text{н}}$; (в) — $r_{\text{вт}}$

При прочих равных условиях у ступени с $\Omega(r) = 0,50 = \text{const}$ следует ожидать наименьших местных чисел Маха. То есть, такой способ профилирования обычно наиболее пригоден для дозвуковых ступеней, максимально форсированных по окружной скорости. В целом же выбор между тем или иным способом построения пространственного потока нужно делать сопоставлением разных вариантов исполнения ступени на заданные параметры.

Обобщенный закон построения пространственного потока. Выше рассмотрены законы построения потока при $c_u r = \text{const}$ и $c_u / r = \text{const}$, т.е. при $c_u r^1 = \text{const}$ и при $c_u r^{-1} = \text{const}$. Возможно построение пространственного потока при любом значении показателя степени $c_u r^m = \text{const}$ с показателем степени $m = +1, 0 \dots -1, 0$. Каждому значению m соответствует свой закон изменения $c_{u1}, c_{z1} = f(r)$ и $c_{u2}, c_{z2} = f(r)$. То есть, при всех способах организации пространственного потока кроме $c_z = f(r) = \text{const}$, расходные скорости в гомогенной ступени одинаковы в контрольных сечениях только на среднем радиусе. Зависимости

$c_{z1} = f(r)$ и $c_{z2} = f(r)$ при разных показателях m и степени реактивности на среднем радиусе представлены в монографии [21]. Для примера ниже показаны формулы, по которым можно проводить расчеты при произвольно выбранном $m \leq 1,0$, кроме $m = -1$ и $m = 0$ (для этих случаев применяются другие формулы):

$$\frac{c_{z1}}{c_{zp}} = \sqrt{1 + \frac{m-1}{m} \left(\frac{1-\Omega_p}{\varphi_p} \right)^2 (1-\bar{r}^{-2m}) - \frac{m-1}{m+1} \frac{\Psi_{Tp}}{\varphi_p^2} (1-\Omega_p)(1-\bar{r}^{1-m})},$$

$$\frac{c_{z2}}{c_{zp}} = \sqrt{1 + \frac{m-1}{m} \left(\frac{1-\Omega_p}{\varphi_p} \right)^2 (1-\bar{r}^{-2m}) + \frac{m-1}{m+1} \frac{\Psi_{Tp}}{\varphi_p^2} (1-\Omega_p)(1-\bar{r}^{1-m})}. \quad (6.4.10)$$

Следует сказать, что неравенство скоростей $c_{z2} \neq c_{z1}$ на всех радиусах, кроме расчетного, при $m < 1,0$ значительно влияет на треугольники скоростей и параметры потока. Для примера на рис. 6.4.5 приведены треугольники скоростей гомогенной ступени с $\Omega_p = 0,50$, $\varphi_p = 0,70$, и втулочным отношением 0,525 при построении пространственного потока с $m = -1,0$. Фактор диффузорности на расчетном радиусе принят равным $F_{Dp} = 0,45$ у РК и НА. Расчеты выполнены по программе ОДОС-ГП04 [20]. Обратим внимание на то, что на периферии необходимый коэффициент напора достигается при повороте потока всего на 1° — практически только за счет замедления потока. Правда, это замедление велико и соответствующий фактор диффузорности выходит за рекомендованные пределы. Неравенство расходных составляющих скорости приводит к изменению реактивности по радиусу, хотя формально реактивность считается постоянной.

На рисунке 6.4.3 были показаны треугольники скоростей той же ступени при построении пространственного потока с $m = 1,0$. Скорость w_1 на периферии в этом случае больше, но замедление не выходит за принятые пределы. Зато у втулки получается очень большой угол поворота потока в РК и угол выхода потока из РК значительно больше 90° . Для турбинных ступеней это обычно, но компрессорщики стараются избегать столь сильного воздействия на поток и соответствующих сложных пространственных форм лопаток. Напомним, что компрессорные лопатки имеют очень малую толщину в сравнении с турбинными.

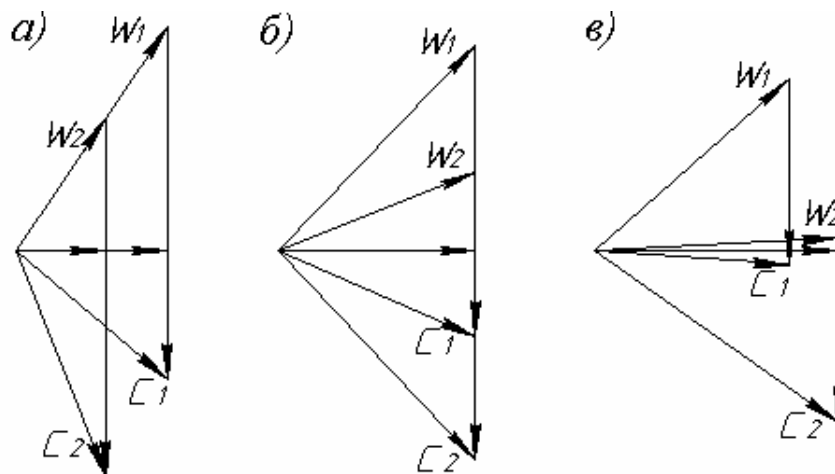


Рис. 6.4.5. Треугольники скоростей ступени с реактивностью 0,5 и пространственным потоком $\frac{c_u}{r} = \text{const}$ с учетом неравенства $c_{z1} \neq c_{z2}$:

(а) — $r_{\text{н}}$; (б) — $r_{\text{п}}$; (в) — $r_{\text{вт}}$

Следует признать, что выбор закона построения пространственного потока (фактически — профилирования лопаток по высоте) требует анализа противоположных тенденций. Для получения наилучшего решения возможно принятие переменной величины показателя степени, т.е. $m = f(r) = \text{var}$. Компьютерные программы, используемые в учебном процессе кафедры КВХТ позволяют сравнить кинематику потока, местные числа Маха и профильные потери при выбранном проектировщиком произвольном законе $m = f(r) = \text{var}$.

6.5. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

При проектировании многоступенчатого ОК в первую очередь выбираются параметры и определяются размеры первой ступени. На входе в первую ступень газ имеет минимальную температуру (в проточной части газ нагревается при подводе к нему механической энергии). Поэтому здесь имеют место максимальные значения чисел Маха. Именно на первой ступени следует выбирать окружную скорость с оглядкой на недопустимость превышения значений $M_{\text{кр}}$.

Только на первой ступени можно выбрать коэффициент расхода на расчетном радиусе $\varphi_{\text{расч}} = \frac{c_z}{u}$. Далее по проточной части c_z и u будут меняться в связи с изменением плотности газа и выбранной формой проточной части.

Так же во взаимосвязи с уменьшением проходных сечений на последующих ступенях будет увеличиваться втулочное отношение, выбранное на первой ступени.

Итак, только для первой ступени следует выбрать:

– окружную скорость u_n на периферии лопаток;

– втулочное отношение $v = \frac{D_{вт}}{D_n}$;

– коэффициент расхода на расчетном радиусе $\varphi_{p\text{ расч}} = \frac{c_z}{u}$.

Для всех ступеней, включая первую, следует выбрать:

– степень реактивности $\Omega = 1 - 0,5(\bar{c}_{u2} + \bar{c}_{u1})$;

– способ построения пространственного потока $\bar{c}_u r^m = \text{const}$;

– относительный шаг на расчетном радиусе $\bar{t} = \frac{t}{B}$;

– удлинение лопаток $\bar{l} = \frac{l}{B}$.

Этих параметров достаточно для расчета и профилирования ступени по изложенной выше методике с опорой на диаграмму номинальных режимов Хауэлла. С использованием компьютерных программ эта задача решается на более высоком уровне, поскольку контроль фактора диффузорности $F_D = 1 - \frac{w_2}{w_{\max}}$ позволяет рассчитать профильные потери.

Кроме того, использование других эмпирических зависимостей позволяет рассчитать ожидаемые характеристики ступени.

Размеры первой ступени ОК они должны соответствовать заданному массовому расходу компрессора:

$$\bar{m} = \rho_1 f_1 c_{z1} = \rho_1 \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{вт}^2) c_{z1} = \rho_1 D_n^2 (1 - v) u \varphi, \quad (6.5.1)$$

Плотность газа на входе в ступень ρ_1 определяется термодинамическим расчетом входного патрубка, в котором происходит падение полного давления и понижение плотности газа из-за роста скорости. В сечении «1» перед рабочим колесом отношение плотностей по

статическим и полным параметрам равно $\frac{\rho}{\rho^*} = \frac{pRT^*}{p^*RT}$ так как $T = T^* - \frac{c^2}{2c_p}$,

или $\frac{T}{T_1^*} = 1 - \frac{c_1^2}{2 \frac{k}{k-1} R T_1^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2$, то плотность газа на входе в РК

предстанет функцией скоростного коэффициента:

$$\frac{\rho_1}{\rho_1^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (6.5.2)$$

где скоростной коэффициент можно представить в виде:

$$\lambda_1 = \frac{c_z u}{a_{cr} u} = \varphi \lambda_u. \quad (6.5.3)$$

Известно, что вблизи значений $\lambda \approx 1$ плотность тока ρw меняется мало. То есть, увеличивать λ_1 за пределы $0,80 \div 0,85$ в любом случае не следует, так как большие значения не ведут к заметному уменьшению размеров входа в РК, но повышают числа Маха в проточной части. Это следует иметь в виду при выборе коэффициента расхода при больших окружных скоростях.

Итак, для определения наружного диаметра ступени проектировщику следует выбрать втулочное отношение, коэффициент расхода и окружную скорость.

Окружная скорость. При выборе окружной скорости следует принимать в расчет аэродинамические и прочностные соображения. Чем больше окружная скорость, тем компактнее, легче и менее материалоемок компрессор. Однако при повышении окружной скорости механические нагрузки возрастают пропорционально ее квадрату. Одновременно, при приближении к $M_{кр}$, снижается максимальный КПД и зона работы ОК.

Использование окружной скорости на расчетном радиусе было удобно для выполнения первого этапа профилирования ступени. При решении других аэродинамических и механических вопросов следует оперировать окружной скоростью на периферии (на наружном диаметре):

$$u_n = u \left(\frac{r_n}{r} \right), \quad (6.5.4)$$

здесь параметры на расчетном радиусе без индекса.

Отношение наружного радиуса к расчетному определяется выбором последнего. При среднеарифметическом и среднеквадратичном радиусах эти отношения равны соответственно:

$$\frac{r_n}{r_p} = \frac{2}{1+v}, \quad \frac{r_n}{r_p} = \sqrt{\frac{2}{1+v^2}}. \quad (6.5.5)$$

На кафедре КВХТ [20] выполнен расчетный анализ предельных значений условного коэффициента скорости $\lambda_{ucrit} = \frac{u_n}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_n^*}}$, при

которых на профилях лопаток РК и НА достигается скорость звука. Величина местной максимальной скорости определялась с помощью фактора диффузорности на 20-ти радиусах между r_n и $r_{вт}$. Величина коэффициента скорости считалась критической, при $\lambda_{wmax} = 1,0$ на любом из радиусов в РК или в НА. При этом:

– во всех случаях для РК и НА на среднем радиусе при расчетной производительности принято значение фактора диффузорности $F_D = 0,45$;

– относительный шаг решетки РК на среднем радиусе принят равным единице;

– сопоставляются ступени со степенью реактивности $\Omega = 0,5$ и $1,0$ при построении пространственного потока по закону $c_u r = \text{const}$ в диапазоне втулочных отношений $v = 0,5 \div 0,9$ и коэффициентами расхода на расчетном радиусе $\varphi_{расч} = 0,25 \div 0,80$.

При рассмотрении результатов по расчету предельных значений λ_{ucrit} , при которых местные скорости потока нигде не превосходят скорость звука (рис. 6.5.1) отметим, что у ступеней с $\Omega = 1,0$ максимальная местная скорость имеет место на периферии лопаток РК.

В то же время что у ступеней с $\Omega = 0,5$ максимальная местная скорость имеет место у корня лопаток направляющего аппарата. Это различие (не принимается во внимание при простейшем сравнении кинематики ступеней с различной реактивностью) предопределяет различие в характере зависимостей $\lambda_{ucrit} = f(\varphi_{расч}, v)$ у ступеней с разной реактивностью. Как и полагается, у ступени с $\Omega = 0,5$ максимальная местная скорость достигает скорости звука при более высоких λ_{ucrit} .

При увеличении втулочного отношения у ступеней с реактивностью $1,0$ критический коэффициент скорости быстро уменьшается из-за роста нагрузки периферийных сечений РК. У ступеней с реактивностью $0,5$

зависимость $\lambda_{ucrit} = f(v)$ выражена не так сильно, и имеет разный характер при разных $\varphi_{расч}$.

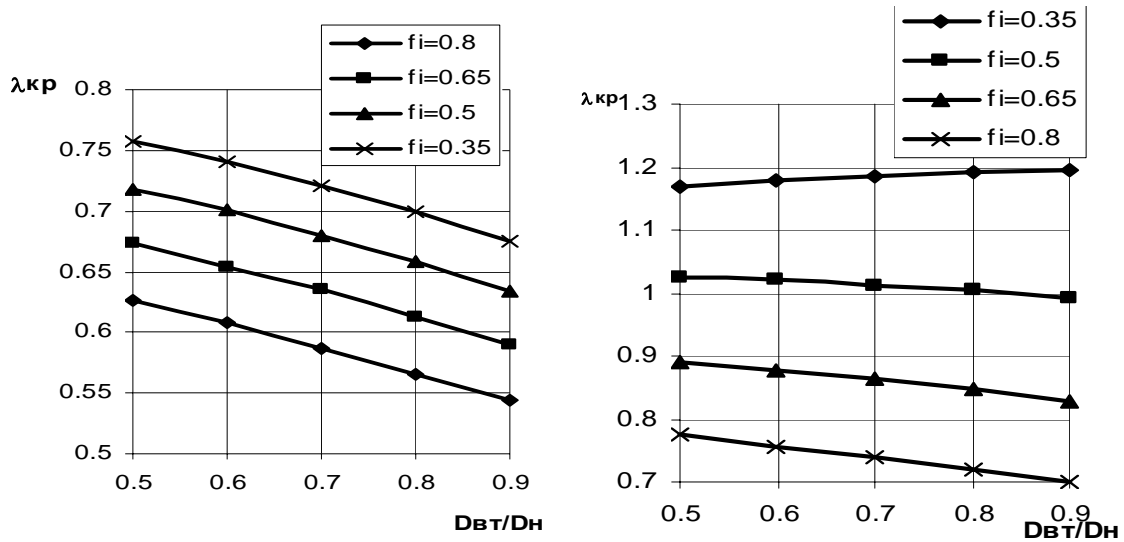


Рис. 6.5.1. Влияние втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода на критическое значение коэффициента скорости λ_{ucrit} . Показатель изоэнтропы $k=1,4$. Пространственный поток $c_{ur} = const$: слева — $\Omega = 1,0$; справа — $\Omega = 0,5$

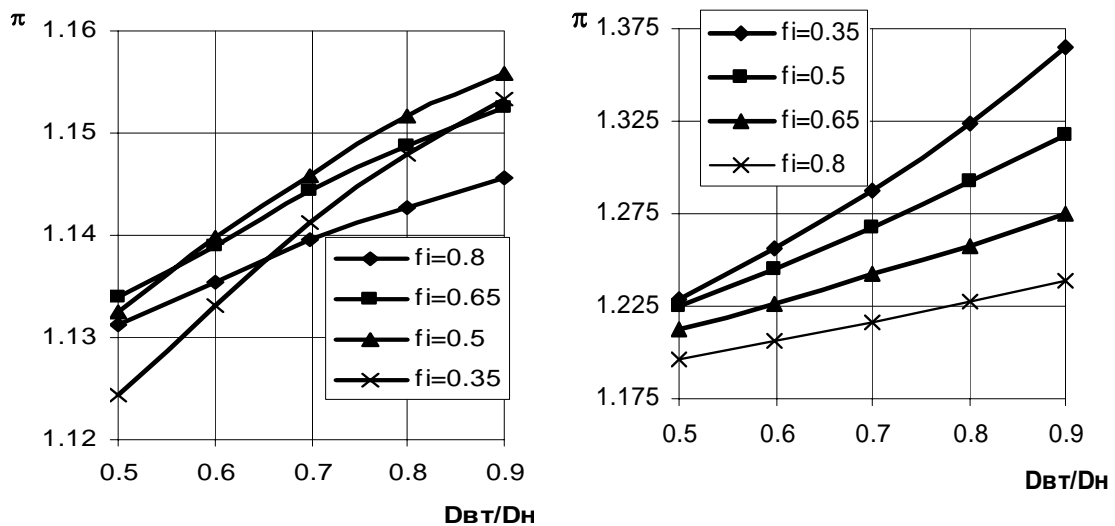


Рис. 6.5.2. Влияние втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода на отношение давлений π при критическом значении коэффициента скорости λ_{ucrit} . Показатель изоэнтропы $k = 1,4$. Пространственный поток $c_{ur} = const$: слева — $\Omega = 1,0$; справа — $\Omega = 0,5$

Как и полагается, вне зависимости от степени реактивности коэффициенты теоретического напора на наружном диаметре возрастают с ростом втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода. При этом у ступеней с большей реактивностью коэффициенты напора больше.

Однако это далеко не компенсирует низкий уровень λ_{ucrit} , поэтому предельное отношение давлений дозвуковых ступеней у них заметно меньше, чем у ступеней с реактивностью 0,5 (рис. 6.5.2). Отметим, что у ступеней с реактивностью 1,0 наибольшее отношение давлений достигается при расчетном коэффициенте расхода 0,5. У ступеней с реактивностью 0,5 предельное отношение давлений тем больше, чем меньше расчетный коэффициент расхода. В данном случае превалирует роль λ_{ucrit} . Следует так же иметь в виду роль коэффициента полезного действия, который во всех случаях оказывается заметно меньше у ступеней с большей реактивностью.

Из приведенных данных следует, например, что при довольно высоком коэффициенте расхода $\varphi_{расч} = 0,65$ и малом втулочном отношении $\nu = 0,50$ ступень с реактивностью 0,5 при $\lambda_{ucrit} = 1,025$ могла бы иметь окружную скорость $u_n = 318$ м/с, работая на воздухе при $T_a = 288K$. Следует иметь в виду, что дозвуковым течение является на расчетном режиме. При работе с большим расходом скорости возрастают. В этой части характеристики работа ступени станет неэффективной. Вероятно, выбор более благоприятного способа построения пространственного потока позволил бы повысить окружную скорость u_{ncrit} .

Втулочное отношение. Наружный диаметр ступени D_n может быть тем меньше, чем меньше втулочное отношение $\nu = \frac{D_{вт}}{D_n}$. Стремление минимизировать размеры ОК, а, стало быть, и его вес, понятно применительно ко всем типам машин, и особенно если речь идет об ОК газотурбинных двигателей летательных аппаратов.

Следует иметь виду, что диаметр втулки первой ступени должен быть достаточен для размещения замков лопаток рабочего колеса. Диаметр втулки не следует делать меньше диаметра подшипникового узла, на который опирается ротор.

Однако главные соображения связаны с влиянием втулочного отношения на рабочий процесс ступени. Чем меньше втулочное отношение и больше коэффициент напора, тем больше местные скорости потока у корня и периферии лопаток. Это ограничивает предельную окружную скорость, при которой течение остается дозвуковым. Путем несложного анализа убедимся, что при заданном диаметре РК и заданных

параметрах на входе предельная производительность дозвукового ОК определяется значением $\bar{\Phi}_{пред} = \Phi \times \lambda_{u\text{ crit}}$. Значение $\bar{\Phi}_{пред}$ следует рассматривать в качестве безразмерного коэффициента предельно возможной производительности дозвуковых ступеней:

$$\bar{m}_{пред} = \Phi \rho_1^* \frac{\pi}{4} D_n^2 u_{нпред} = \Phi \rho_1^* \frac{\pi}{4} D_n^2 \lambda_{u\text{ crit}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*} = \bar{\Phi}_{пред} \rho_1^* \frac{\pi}{4} D_n^2 \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$$

Для рассмотренных выше ступеней влияние втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода на предельный безразмерный расход показано на рис. 6.5.3.

Если добиваться наибольшей производительности ступени, или наименьшего диаметра РК при заданном расходе, то следует выбирать втулочное отношение равным 0,50, или немного больше. При этом следует иметь в виду влияние втулочного отношения на повышение давления в ступени — рис. 6.5.2. Здесь ситуация противоположная. При большом втулочном отношении напорность ступеней заметно больше.

Коэффициент расхода. Известно, что выбор больших значений расчетного коэффициента расхода не только способствует уменьшению размеров проточной части, но и обеспечивает больший коэффициент напора. Однако при прочих равных условиях скорости в проточной части тем больше, чем больше коэффициент расхода. Это уменьшает $\lambda_{u\text{ crit}}$, т.е. окружную скорость, при которой местные скорости в ступени не превышают скорость звука. И если, например, у ступени с $\Omega = 0,5$ при $\varphi_{расч} = 0,80$ производительность максимальная (рис. 6.5.2), то повышение давления — минимальное (рис. 6.5.3).

Следует иметь в виду также и возможное влияние выбранного коэффициента расхода на КПД (рис. 6.5.4). КПД ступеней с реактивностью 1,0 растет с ростом расчетного коэффициента расхода (в исследованном диапазоне). При $\varphi_{расч} < 0,65$ падение КПД становится очень сильным, и при $\varphi_{расч} = 0,25$ расчеты предсказывают практически неприемлемый КПД для осевых ступеней. Это связано с тем, что при малых коэффициентах расхода получаются малые углы установки лопаток РК. Это сопровождается ростом коэффициента потерь*.

* КПД рассчитаны по эмпирическим формулам Хауэлла (потери на ограничивающих поверхностях) и Либляйна (профильные потери), основанным на данных испытаний лопаточных решеток в аэродинамических трубах. По мнению отечественных

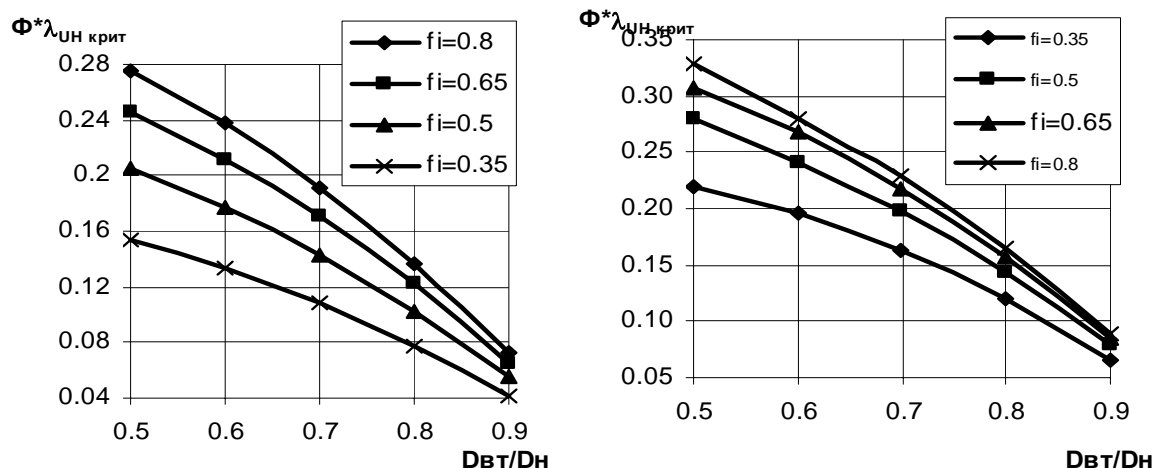


Рис. 6.5.3. Влияние втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода на предельный безразмерный расход $\bar{\Phi}_{пред} = \Phi \times \lambda_{u, crit}$. Показатель изоэнтропы $k = 1,4$. Пространственный поток $c_{u,r} = const$: слева — $\Omega = 1,0$; справа — $\Omega = 0,5$

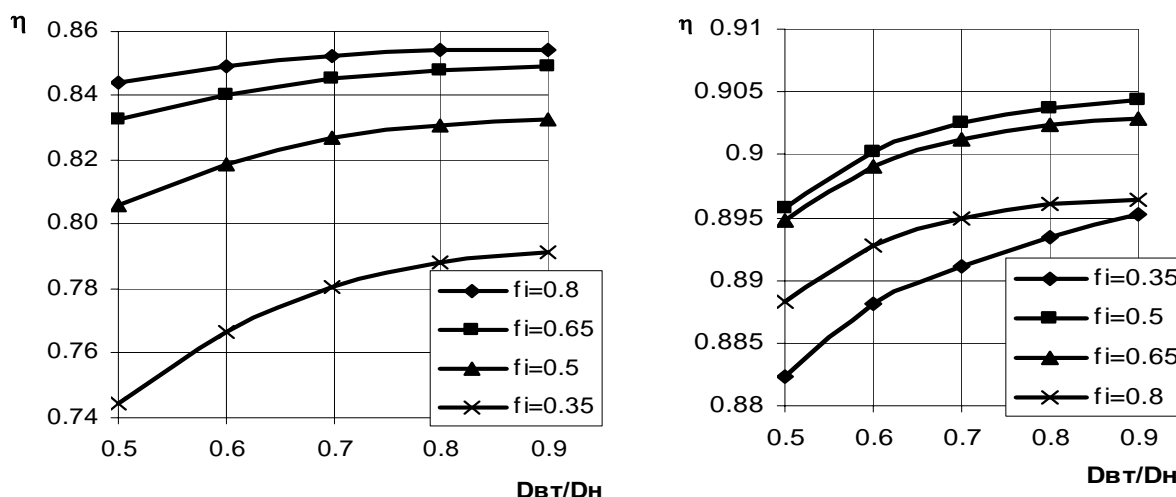


Рис. 6.5.4. Влияние втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода на КПД ступеней. Показатель изоэнтропы $k = 1,4$. Пространственный поток $c_{u,r} = const$: слева — $\Omega = 1,0$; справа — $\Omega = 0,5$

Рекомендуемые значения параметров первой ступени осевого компрессора.

специалистов, для оценки КПД реальных ступеней эти формулы следует откорректировать в сторону уменьшения потерь напора (повышения КПД).

Окружная скорость u_n . Обычно механическая прочность лопаточных аппаратов не ограничивает окружные скорости дозвуковых ступеней, так как у сверхзвуковых ступеней она может значительно превышать 400 м/с, а критические числа M достигаются при значительно меньших u_n . В некоторых случаях окружная скорость ограничена конструктивно. Например, энергетические ГТД не могут иметь скорость вращения более 3000 об/мин (при частоте переменного тока 50 Гц). Если выбрать для ОК такой газовой турбины окружную скорость $u_n = 300$ м/с, то наружный диаметр ступени $D_n = \frac{60u_n}{\pi n} \approx 1,9$ м. Такой диаметр мог бы иметь осевой компрессор ГТД очень большой мощности — 200–250 МВт. У ГТД меньшей мощности приходится вынужденно идти на меньшую окружную скорость, определяемую рациональным наружным диаметром ОК.

При свободном выборе скорости вращения ОК решающими являются газодинамические соображения, требования надежности, срока службы, стоимости изготовления лопаток РК также должны приниматься во внимание. В любом случае следует избегать выбора окружной скорости на границе, где местные скорости достигают скорости звука:

$$u_{n \text{ crit}} = \lambda_{u \text{ n crit}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{\text{нач}}^*} . \quad (6.5.6)$$

Даже если при этой предельной скорости не пострадает КПД ступени на расчетном режиме, то неизбежно ее характеристика будет узкой, особенно при $\bar{m} > \bar{m}_p$. Значения $u_{n \text{ crit}}$ в зависимости от параметров проектирования для некоторых частных случаев рассмотрены выше. Для каждого конкретного задания на проектирование следует провести варианты расчеты, в том числе и для определения $u_{n \text{ crit}}$. Для дозвуковых ОК, работающих на атмосферном воздухе, при выборе наиболее «махоустойчивых» параметров ступени $u_{n \text{ crit}}$ не превышает 320÷330 м/с.

Втулочное отношение v . Влияние этого параметра подробно рассмотрено выше. По мнению западных экспертов [14] сейчас наблюдается тенденция перехода на большие втулочные отношения, чем было принято несколько десятилетий назад — пример приведен на рис. 6.5.5. То есть, сейчас отдается предпочтение более высокому КПД и напору ступеней в ущерб их радиальным размерам.

В любом случае, при $v < 0,50$ трудно, практически нельзя обеспечить хорошее обтекание лопаток у втулки и периферии. К тому же уменьшение втулочного отношения $v < 0,50$ сравнительно слабо влияет на радиальные размеры. Скажем, если сравнивать варианты с одинаковым проходным

сечением, то наружный диаметр D_n при приемлемом втулочном отношении $\nu = 0,50$ больше всего на 2%, чем при проблемном значении $\nu = 0,45$.

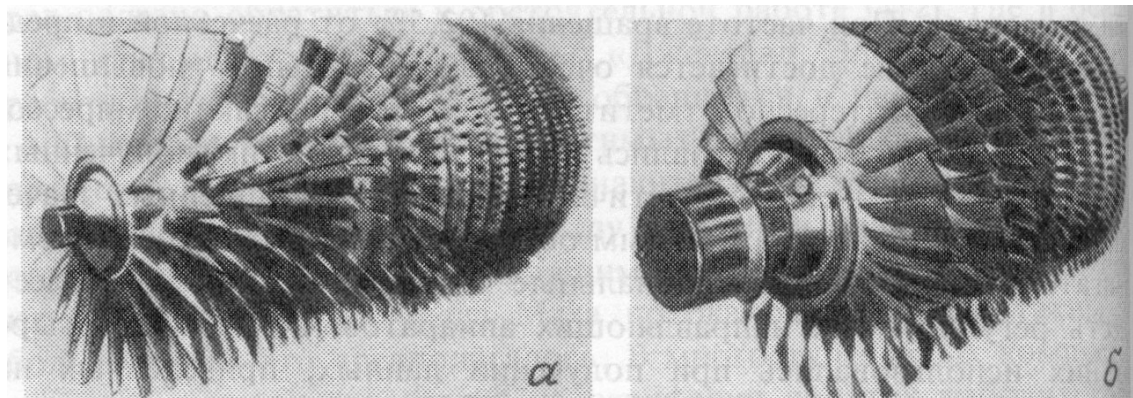


Рис. 6.5.5. Сравнение роторов компрессоров:

- (а) — компрессор двигателя конца 1950 гг с $\Pi = 12,5$, 17 ступеней;
- (б) — компрессор двигателя начала 1980 гг с $\Pi = 22$, 10 ступеней

Коэффициент расхода $\varphi_{p\text{ расч}}$. Представленные выше результаты расчетного анализа показывают желательность, и опасность выбора высоких значений коэффициента расхода для ступеней с реактивностью 0,50. В рассмотренном частном случае при $\varphi_{p\text{ расч}} = 0,80$ КПД на 1% ниже, чем при оптимальном $\varphi = 0,65$. Напротив, при $\Omega = 1,0$ наибольший коэффициент расхода обеспечил максимальный КПД.

При наивысших допустимых окружных скоростях у ступени с $\Omega = 0,50$ большие значения коэффициента расхода уменьшают развиваемое отношение давлений. У ступени с $\Omega = 1,0$ зависимость $\pi_{\text{пред}} = f(\varphi_{p\text{ расч}})$ более сложная — рис. 6.5.2. При стремлении уменьшить радиальные размеры считается возможным принимать $\varphi_{p\text{ расч}} = 0,70 \div 0,75$. Выбор и этого параметра нужно проверить вариантными расчетами.

Выбор степени реактивности. Выбор рассматриваемых ниже параметров касается всех ступеней ОК, включая первую.

Для первых ступеней дозвуковых ОК, форсированных по окружной скорости, оптимальным выбором является реактивность $\Omega = 0,50$. При конструктивно ограниченной окружной скорости применение ступеней с $\Omega > 0,50$ позволит уменьшить число ступеней, так как при прочих равных условиях ступени с большей реактивностью имеют более высокий коэффициент напора. Это вытекает как из диаграммы номинальных

режимов Хауэлла, так и из расчетов лопаточных решеток с оптимальным фактором диффузорности [3].

В многоступенчатых компрессорах могут применяться ступени с разной реактивностью. Например, после первых ступеней с реактивностью 0,50 могут быть установлены ступени с большей реактивностью для получения больших коэффициентов напора и уменьшения числа ступеней. Так как после первых ступеней температура газа повышена, числа M в проточной части уменьшаются от входа к выходу. Поэтому применение ступеней с $\Omega > 0,50$ не вызовет превышения критических значений чисел Маха. Согласование ступеней с разной реактивностью в пределах одной проточной части требует применения специальных премов.

Выбор способа построения пространственного потока $c_u r^m = \text{const}$. Особенности пространственного потока с постоянной циркуляцией $c_u r^m = \text{const}$, $m = +1,0$ и с постоянной реактивностью, равной 0,50, т.е. $\frac{c_u}{r} = \text{const}$, $m = -1,0$ рассмотрены выше.

Первый способ вполне эффективен при умеренных λ_u и больших втулочных отношениях. Второй может дать лучшие результаты в ступенях с λ_u , приближающихся к критическим.

При этом следует помнить, что сделанный выше анализ треугольников скоростей (рис. 6.4.4) с пространственным потоком $\frac{c_u}{r} = \text{const}$ носил приближенный характер, а именно, не принималось во внимание неравенство расходных составляющих скорости $c_{z1} \neq c_{z2}$ на радиусах, отличных от расчетного. Примеры более корректного анализа на частных примерах — рис. 6.4.5 — показывают возможные проблемы с применением профилирования с $m = -1,0$. Применение профилирования с переменным показателем степени по радиусу лопатки $m = f(r) = \text{var}$ может дать положительные результаты. Компьютерная программа кафедры КВХТ дает возможность оптимизации пространственного потока в интерактивном режиме.

Выбор относительного шага лопаток РК на расчетном радиусе $\bar{t} = \frac{t}{B}$. Чем меньше относительный шаг решетки, тем больший коэффициент напора может быть получен на номинальном (расчетном) режиме ступени в соответствии с диаграммой Хауэлла, и по расчетам с оптимальным значением фактора диффузорности тоже. Схема лопаточной решетки с большим и малым относительным шагом показана на рис. 6.5.6.

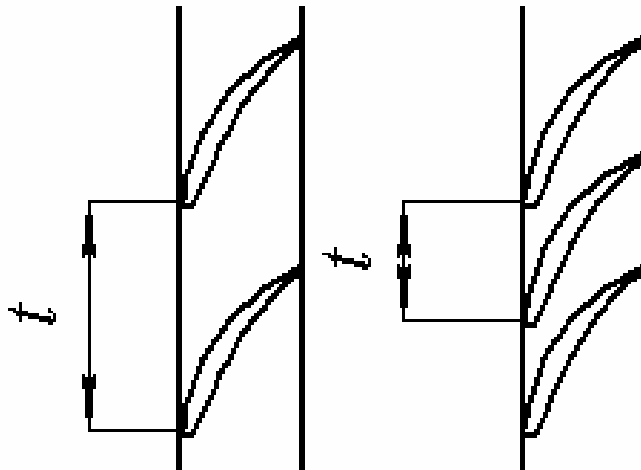


Рис. 6.5.6. Схема лопаточной решетки с большим и малым относительным шагом

Понятно, что при малом относительном шаге больше потери трения. При этом, в соответствии с эмпирической формулой С. Либляйна (6.3.10), возрастает коэффициент профильных потерь. Известная зависимость потери КПД от коэффициентов потерь и теоретического напора $\Delta\eta = 0,5 \frac{\zeta}{\psi_T} \bar{w}_1^2$ и их зависимость от относительного шага позволяет оптимизировать лопаточную решетку по величине \bar{t} численно, для ступени с конкретными параметрами. В качестве общей рекомендации на основании опыта проектирования считается целесообразным принимать для первых и последних ступеней ОК относительный шаг $\bar{t}_p = 1,0$. У промежуточных ступеней густота лопаточных решеток может быть большей. Относительный шаг может быть уменьшен до $\bar{t}_p = 0,70$. Основанием для такой рекомендации служит следующее.

Лопаточные решетки с большим относительным шагом меньше отклоняют поток на расчетном режиме и менее чувствительны к высоким числам M . Это важно для первых ступеней. У этих же ступеней самое маленькое втулочное отношение с неблагоприятным обтеканием корневых и периферийных сечений лопаток. Уменьшение нагрузки лопаток на расчетном радиусе уменьшает нагрузку в проблемных сечениях.

КПД концевых ступеней может быть пониженным из-за малой высоты лопаток. При этом могут возрасти потери в радиальном зазоре и потери на ограничивающих поверхностях. При изменении массового расхода объемный расход на последних ступенях меняется наиболее сильно. Поэтому концевые ступени должны иметь наиболее широкие характеристики. Ступени с большим относительным шагом имеют более

широкие характеристики. Принятие большого относительного шага снижает долю напора, подводимого концевыми ступенями с пониженным КПД. Это повышает КПД компрессора в целом. Промежуточные ступени наименее проблемные. От них можно ожидать наибольшего КПД. Здесь коэффициенты напора следует повысить, для чего можно применить лопаточные аппараты с уменьшенным относительным шагом до $\bar{t}_p = 0,70$.

Более густые лопаточные решетки считаются неэффективными. В ряде конкретных случаев можно применять редкие лопаточные решетки с относительным шагом более 1,0.

Выбор удлинения лопаток $\bar{l} = \frac{l}{B}$. Длина лопаток $l = r_n - r_{вт}$ определяется размерами проточной части, поэтому выбор того или иного удлинения равнозначен выбору размера хорды:

$$B = \frac{r_n - r_{вт}}{l/B}. \quad (6.5.7)$$

Понятно, что выбор большого удлинения лопаток сокращает осевую протяженность проточной части группы из i ступеней, равной $L_{пч} = \sum_1^i (B + B_z)_{РК} + (B + B_z)_{НА}$. Здесь B_z — осевой зазор между лопатками РК и НА. Большое удлинение сокращает размеры, вес и материалоемкость компрессора. Одновременно уменьшается поверхность трения поверхностей корпуса и ротора, что должно способствовать повышению КПД.

Однако прочность лопаток РК в поле центробежных сил (растяжение) и под воздействием аэродинамической нагрузки (изгиб) требует определенной величины момента сопротивления корневого сечения лопаток. Короткие лопатки прочнее, и частота их собственных колебаний выше. Поэтому выбор той или иной величины удлинения, т.е. хорды лопатки, обычно есть компромисс между конструктивными, прочностными и газодинамическими требованиями.

У известных дозвуковых компрессоров первые ступени имеют удлинения лопаток РК $l/B = 2,5 \div 3,5$. С ростом номера ступени абсолютную величину хорды уменьшают, но уменьшение высоты лопаток происходит быстрее. У концевых ступеней ОК со значительным отношением давлений удлинение снижается до $l/B = 1,0 \div 1,5$. В некоторых случаях ступени могут иметь $l/B < 1,0$.

Малые удлинения ведут к снижению КПД из-за роста потерь на ограничивающих поверхностях. Принятие малых l/B на последних

ступенях вызывается желанием не слишком уменьшать абсолютную величину хорды лопаток и чрезмерно увеличивать число лопаток. Число лопаток z с известной длиной $l = r_{\text{н}} - r_{\text{вт}}$ определяется величиной относительного шага t/B и удлинения l/B . Например, при среднеарифметическом расчетном радиусе:

$$z = \frac{2\pi r_{\text{ср}}}{t} = \frac{\pi(r_{\text{н}} + r_{\text{вт}})}{\frac{t}{B} \frac{l}{B}} = \frac{\pi(r_{\text{н}} + r_{\text{вт}})}{\frac{t}{B}(r_{\text{н}} - r_{\text{вт}})} \frac{l}{B}. \quad (6.5.8)$$

Согласно данным Д.Стюарта [16] при $Re_w = \frac{wB}{\mu} \rho < 2 \cdot 10^5$ продувка плоских решеток демонстрирует рост потерь и уменьшение отклоняющей способности из-за ламинаризации пограничного слоя, что увеличивает склонность к отрыву. В проточной части ТК поток сильно турбулизирован в результате взаимодействия с предшествующими элементами проточной части. Фактическое поведение потока соответствует числу Рейнольдса, большему, чем по стандартной формуле. Это несоответствие устраняется введением эмпирического коэффициента $\Phi_T > 1,0$ — фактора турбулентности. Хорда лопаток не должна быть меньше величины, при которой течение в ступени станет ламинарным. Иными словами должно быть выполнено условие: $Re_w \geq \Phi_T \frac{wB}{\mu} \rho$.

Откуда:

$$B \geq 2 \cdot 10^5 \frac{\mu}{\Phi_T \rho w} \text{ (м)}. \quad (6.5.9)$$

По данным в [18] значение фактора турбулентности возрастает от первой к последующим ступеням и в соответствии с этим может изменяться в весьма широких пределах $\Phi_T = 1,2 \div 2,5$.

Итак, при выборе удлинения лопаток следует руководствоваться:

- стремлением к уменьшению осевой протяженности проточной части и снижению потерь на ограничивающих поверхностях;
- необходимостью обеспечить статическую и динамическую прочность лопаток;
- нежелательностью иметь слишком большое число лопаток с малыми абсолютными размерами;
- необходимостью гарантировать турбулентный режим течения по соотношению (6.5.9).

6.6. ПОСТРОЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ФОРМЫ ЛОПАТОК

В процессе расчета пространственного потока получены треугольники скоростей на ряде радиусов по высоте лопаток. Достаточным считается получить треугольники скоростей на 20-ти радиусах. Эта информация достаточна для построения профилей лопаток на выбранных радиусах, а именно:

Относительный шаг лопаточной решетки. Абсолютный шаг увеличивается пропорционально радиусу, а относительный шаг зависит от принятого закона изменения хорды по радиусу:

$$\bar{t} = \frac{t}{B} = \frac{2\pi r}{zB}. \quad (6.6.1)$$

Для поддержания оптимальной густоты логично уменьшать хорду лопаток у корня, увеличивая ее на периферии. В некоторых случаях так делают, однако такое решение существенно затрудняет обеспечение статической и динамической прочности лопаток. У большинства известных ОК хорда по высоте лопаток не меняется, т.е. равна значению на расчетном радиусе.

Входной и выходной угол лопатки. При построении диаграммы номинальных режимов Хауэлла [18] использовались данные по лопаточным решеткам, номинальный угол атаки которых не выходил за пределы $\pm 5^\circ$. Практически пригодное решение:

$$i_1^* = 0, \quad \beta_{л1} = \beta_1^*. \quad (6.6.2)$$

При определении выходного угла лопаток нужно учесть угол отставания, который можно рассчитать по формуле (6.3.6). Итак:

$$\beta_{л2} = \beta_2^* + \Delta\beta^*. \quad (6.6.3)$$

Форма средней линии профиля. По мнению авторитетных специалистов, форма средней линии профилей у дозвуковых лопаточных решеток не оказывает существенного влияния на их аэродинамические свойства. Достаточно распространенным является формирование средней линии одной, или двумя дугами окружности — рис. 6.6.1:

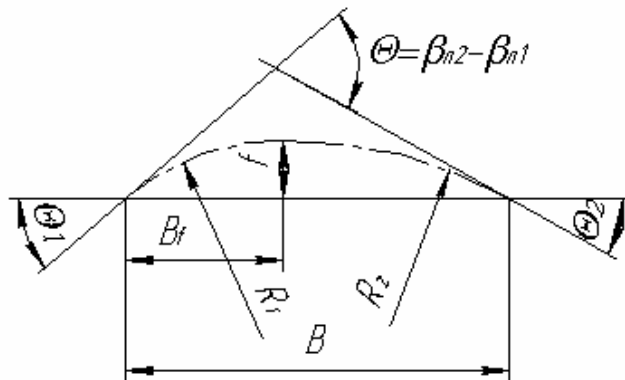


Рис. 6.6.1. Средняя линия профиля, образованная двумя дугами окружности

Форма профилей. Исходным является форма того или иного симметричного крылового профиля, отработанного и испытанного в аэродинамических трубах. На рис. 4.11.1 (раздел 4.11) сопоставлены три профиля, разработанные исходя из разных требований (более подробно — в [14]).

Профиль НАСА-65 разработан для крыльев, поэтому с целью уменьшения потерь трения его форма способствует максимальному затягиванию перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный. Цифра «5» в названии профиля означает, что пограничный слой остается ламинарным до половины хорды. Несмотря на то, в турбокомпрессорах существует начальная турбулентность и пограничный слой на лопатках практически целиком турбулентный, такие профили небезуспешно применяются в ОК.

Профиль С-4 имеет утолщенную переднюю кромку и нашел широкое применение в низкоскоростных ОК.

Поверхности профиля ДСА образованы дугой окружности. Он симметричен относительно середины хорды, максимальная толщина соответствует $0,5B$. Такие профили применяют при трансзвуковых скоростях.

На рис. 4.11.1 относительная толщина профилей преувеличена для наглядности сопоставления их формы. На рис. 6.6.2 эти профили показаны с реальным соотношением размеров.

Для приближения к условию равнопрочности, толщина профилей уменьшается от корня лопатки к периферии. Средние значения:

- у корня до $\bar{d}_{\max} = 0,10 - 0,12$;
- на среднем расчетном радиусе $\bar{d}_{\max} \approx 0,050$;
- на периферии $\bar{d}_{\max} \approx 0,025$.

Опытные данные показывают, что выбор того или иного из известных крыловых профилей мало влияет на характеристики ступеней.

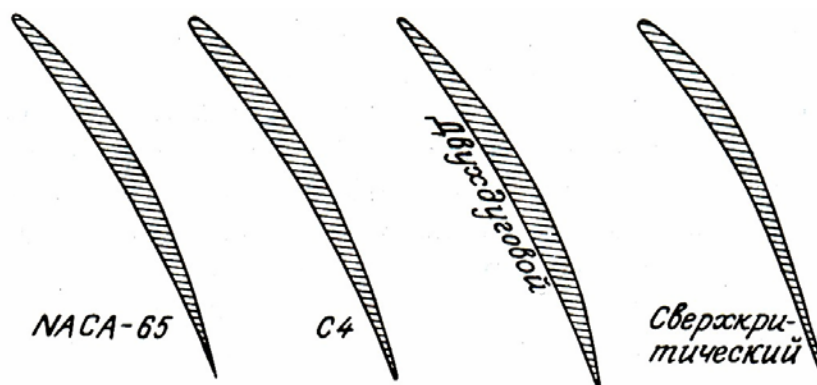


Рис. 6.6.2. Профили с одинаковым поворотом потока. $\alpha_1=42,6^\circ$, $\alpha_2=22,5^\circ$ [14]

Совмещение профилей лопаток, рассчитанных на разных радиусах. Пространственная форма лопаток. Для формирования лопатки профили на отдельных радиусах нужно совместить. Наиболее распространенный прием заключается в том, что центры тяжести сечений (профилей) нанизываются на прямую линию — ось лопатки. Ось лопатки может совпадать с радиусом, или чуть наклоняться в сторону, противоположную вращению ротора — рис. 6.6.3. Наклон оси лопатки компенсирует нагрузку лопатки аэродинамическими силами за счет центробежных сил. В результате изгибные напряжения можно существенно уменьшить.

Изложенное соответствует «классическому» подходу к проблеме, не учитывающему существенного отличия картины течения на поверхностях корпуса и ротора, которые ограничивают лопаточные решетки по высоте. Пространственные пограничные слои (иначе — наличие вторичных течений) существенно меняют величину и направление скоростей по сравнению с рассмотренными выше законами изменения $c_z = f(r)$, $c_u = f(r)$, соответствующими той или иной схеме пространственного течения.

Сейчас исследователи и инженеры уделяют много внимания снижению потерь в пристеночных областях. «Подстройка» формы лопаток приводит к существенному изменению формы лопаток по сравнению с классической именно в этих областях — лопатки типа «end-bends». По данным из [14], это приводит к заметному улучшению характеристик ОК — рис. 6.6.4. Модифицировались лопатки всех ступеней. Частота вращения дана в % от номинальной величины.

Сплошная линия — прямые лопатки; штриховая с крестиками — лопатки с подогнутыми концами.

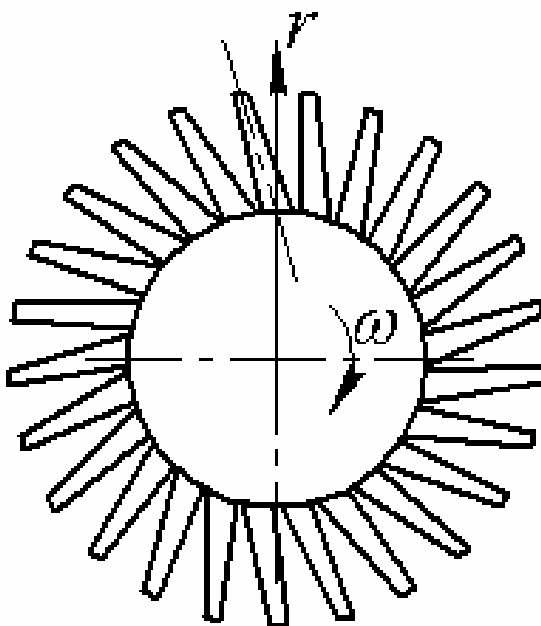


Рис. 6.6.3. Рабочее колесо с лопатками, ось которых отклонена от направления радиуса

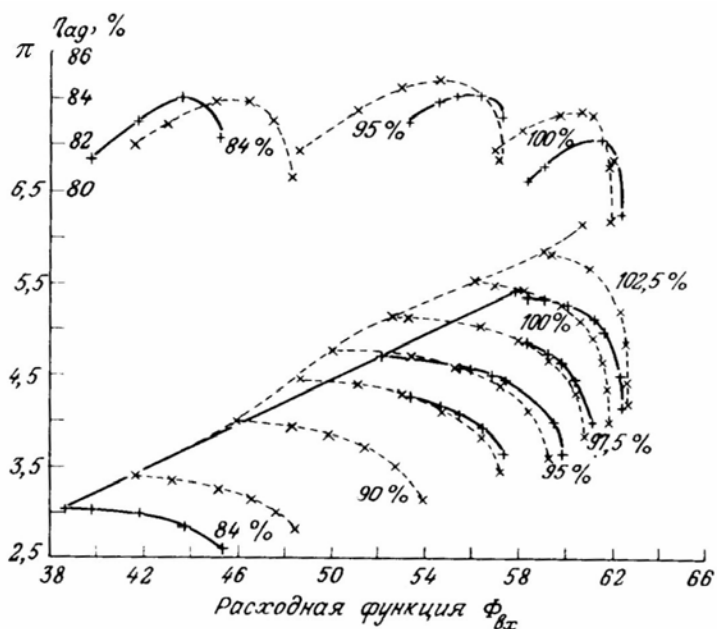


Рис. 6.6.4. Влияние модификации формы лопаток в пристеночных зонах (подогнутые концы) на характеристики шестиступенчатого компрессора

На рис. 6.6.5 показан современный турбовентиляторный двигатель. Обращает внимание форма лопаток рабочего колеса вентилятора. В данном случае преобладают соображения снижения шума — форма входных кромок в меридиональной плоскости приближается к форме стреловидных крыльев.

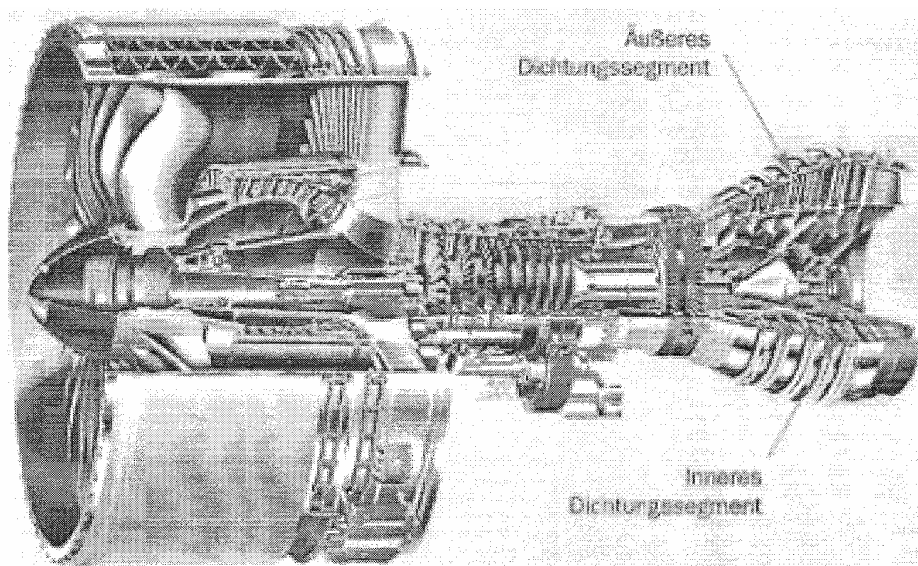


Рис. 6.6.5. Современный турбовентиляторный двигатель с лопатками вентилятора сложной формы. Соосные валы двигателя вращают осевые компрессоры низкого и высокого давления с разными скоростями

Так как лопатки НА не испытывают воздействия центробежных сил, их пространственная форма может выбираться без оглядки на соображения прочности. По данным исследователей ЦИАМ (Москва) изгиб проекции входной кромки лопаток на радиальную плоскость по дуге окружности в сторону поверхности разрезания уменьшает шум и потери напора.

6.7. ОКОНЧАТЕЛЬНЫЙ ЭТАП ПРОФИЛИРОВАНИЯ СТУПЕНЕЙ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

В разделе 4.21 были рассмотрены причины, по которым движение газа в воображаемой гомогенной ступени, отражая главные закономерности, не полностью соответствует течению в реальных решетках. В качестве основы анализа и формирования метода профилирования выше была использована гомогенная ступень, в которой невязкий поток движется по цилиндрическим поверхностям. Необходимость уменьшения проходных сечений ПЧ приводит к тому, что газ движется по коническим поверхностям. Одновременно практически всегда уменьшается расходная составляющая скорости. Искажение формы

профилей, влияние кориолисовых сил, влияние вторичных течений, взаимное влияние лопаточных аппаратов не учитывается при продувках плоских решеток. Испытание неподвижных кольцевых решеток лишь частично дополняет результаты испытания плоских решеток.

Влияние геометрических различий реальной и гомогенной ступеней и часть более сложных проявлений вязкости могут быть учтены при испытании кольцевых решеток в аэродинамических трубах. Кольцевая решетка — это копия реальной лопаточной решетки РК или НА.

Продувка кольцевых решеток НА дает вполне корректную информацию, так как и в действительности это не вращающаяся решетка. Статическая продувка кольцевой решетки РК дает полезную, но не исчерпывающую информацию, так как не учитывается действие кориолисовых сил, достаточно заметных на конических поверхностях тока со значительными углами γ .

Полностью достоверная характеристика ступени может быть получена испытаниями на стенде для модельных испытаний. Такие испытания проводятся как для отдельных ступеней в составе ВНА + РК + НА, так и для групп ступеней. При модельных испытаниях учитывается также роль взаимного влияния лопаточных аппаратов, которая у ОК может быть весьма важной. Т.к. осевые ступени сильно влияют друг на друга, в ответственных случаях надо испытывать группы ступеней, а лучше всю модель проточной части ОК в целом.

Из сказанного следует вывод, что рассмотренный метод профилирования на основании результатов продувки плоских решеток — это эффективный прием первичного проектирования. Полученная форма лопаточных аппаратов обязательно должна быть подвергнута расчетному анализу более высокого уровня, например, численному компьютерному расчету вязкого пространственного течения. По результатам расчетов проточная часть корректируется, обычно неоднократно.

Перед применением в проекте реального компрессора ступень с откорректированной проточной частью должна быть испытана на модельном стенде со снятием характеристик. В процессе испытания может потребоваться дополнительная корректировка формы лопаточных аппаратов. Затем проводятся окончательные испытания для получения семейства характеристик ступени при разной скорости вращения, т.е. при разных M_u . Эти данные используются при проектировании многоступенчатых ОК. Разумеется, компрессорные предприятия и исследовательские центры имеют наборы заранее отработанных модельных ступеней, обычно достаточные для удовлетворения ТЗ на новые компрессора. Однако, изменение параметров ОК по мере развития установок для их использования, и развитие науки, позволяющее

создавать более совершенные проточные части, требует постоянного пополнения и модернизации рядов модельных ступеней.

6.8. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВЫХ СТУПЕНЕЙ. ВЛИЯНИЕ КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ

Характеристики ступеней принято представлять в безразмерном виде. После того, как испытали ступень и получили ее характеристики, надо представить их так, чтобы ими было удобно воспользоваться при проектировании компрессора (рис. 6.8.1):

– характеристики представляются в зависимости от коэффициента расхода $\varphi_n = \frac{\bar{V}_1}{f_1 u_n}$, где $\frac{\bar{V}_1}{f_1} = c_{z.c.p.}$ — средняя по высоте расходная составляющая скорости;

– характеристика политропного КПД однозначно дает представление о потерях в проточной части. В силу большей простоты расчетов, что имело значение в докомпьютерные времена, в старой литературе используется адиабатный КПД. Впрочем, при небольшом отношении давлений разница между адиабатным и политропным КПД незначительна;

– напорная характеристика в виде:

$$\psi_{pn} = \frac{h_p}{u_n^2} = f(\varphi_n), \quad k = \text{idem}, \quad M_u = \text{idem}, \quad Re_u = \text{idem}$$

представляет необходимую информацию для расчета отношения давлений;

– характеристика теоретического напора $\psi_{Tn} = \frac{h_T}{u_n^2} = f(\varphi_n), \quad k = \text{idem},$

$M_u = \text{idem}, \quad Re_u = \text{idem}$ не обязательна, так как политропный и

теоретический напоры связаны через КПД: $\eta_p = \frac{h_p}{h_T}.$

В качестве примера по данным реальных модельных ступеней ниже приводятся характеристики из [81] — рис. 6.8.2 – 6.8.4. Отметим, что испытания проводились в середине прошлого столетия, когда ОК применялись практически исключительно в составе ГТД и, соответственно, работали на воздухе при атмосферных условиях. Поэтому указаны не критерии сжимаемости, а окружная скорость. Использован адиабатный КПД, а адиабатный напор отнесен к $\frac{u_n^2}{2}$, т.е. он вдвое больше используемых ныне значений.

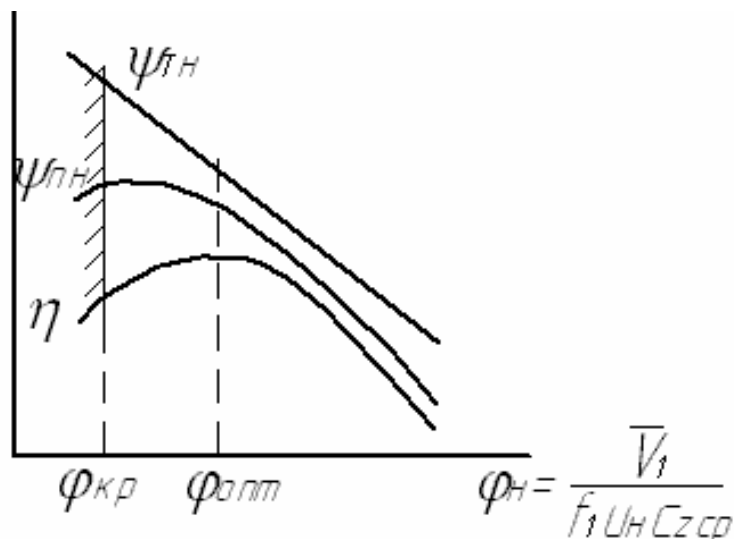


Рис. 6.8.1. Характеристики ступени в безразмерном виде

Обратим внимание на значительное влияние окружной скорости на КПД. Особенно оно заметно у ступени с реактивностью 100%, что объясняется повышенным уровнем скоростей потока на входе в РК. При указанной на графиках температуре воздуха 295 К скорость звука на входе в ступень равна 344 м/с. Соответственно, представленные на этих рисунках данные соответствуют диапазону значений M_u у ступеней:

- К-50-1 — $M_u = 0,425 \div 0,812$;
- К-70-1 — $M_u = 0,278 \div 0,697$;
- К-100-1 — $M_u = 0,278 \div 0,778$.

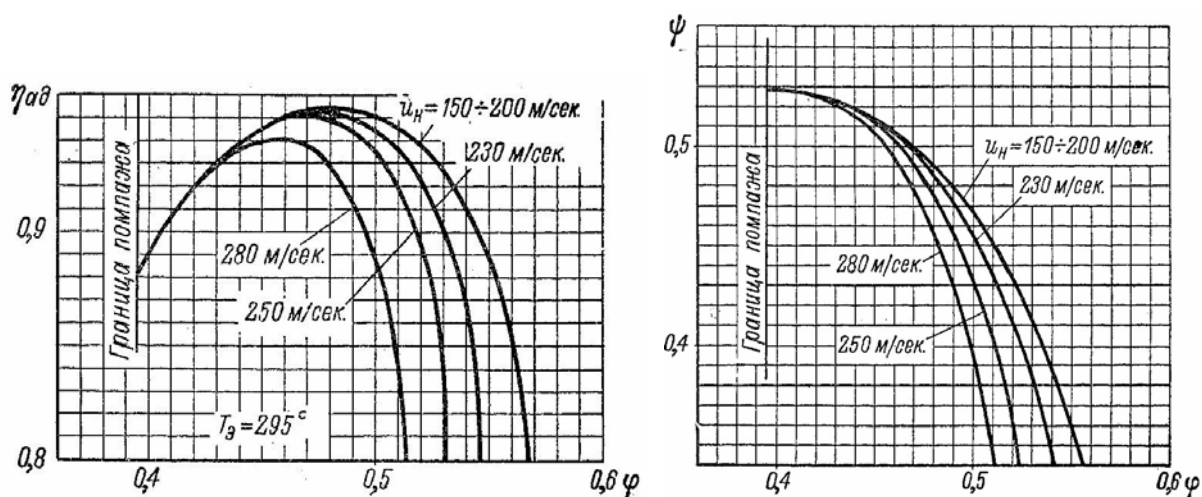


Рис. 6.8.2. Характеристики модельной ступени К-50-1:слева — КПД; справа — коэффициент напора

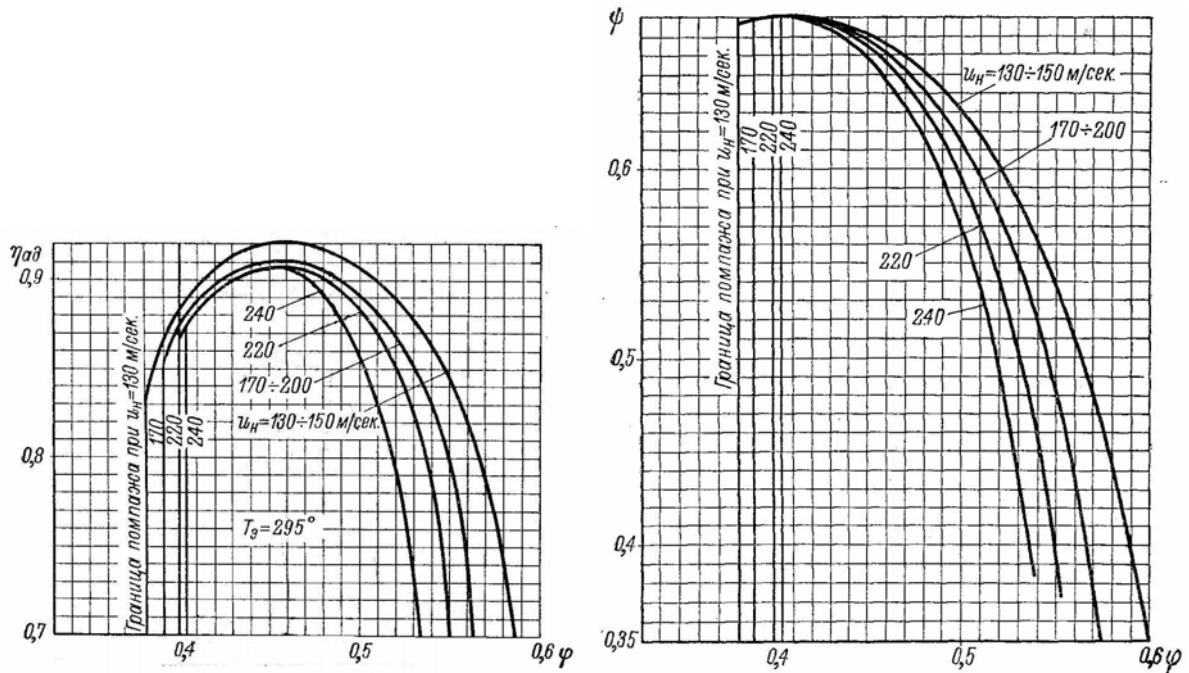


Рис. 6.8.3. Характеристики модельной ступени К-70-1: слева — КПД; справа — коэффициент напора

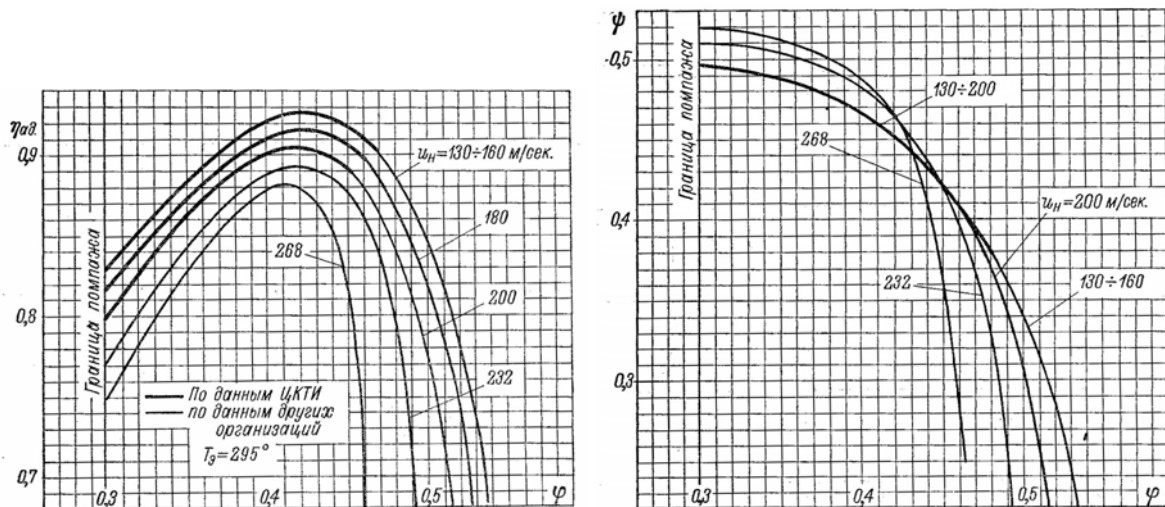


Рис. 6.8.4. Характеристики модельной ступени К-100-1: слева — КПД; справа — коэффициент напора

Уменьшение КПД ступеней с ростом реактивности от 0,50 до 1,0 составляет 2%. Это соответствует другим экспериментальным данным и данным расчетов. Абсолютный КПД всех ступеней (более 95% у ступени К-50-1, например) представляется несколько завышенным. В других источниках нет данных по КПД осевых ступеней, превосходящих 92÷93%

(тоже очень высокий результат) — рис. 6.8.5. При этом КПД компрессоров в целом обычно не превосходит 90–91%.

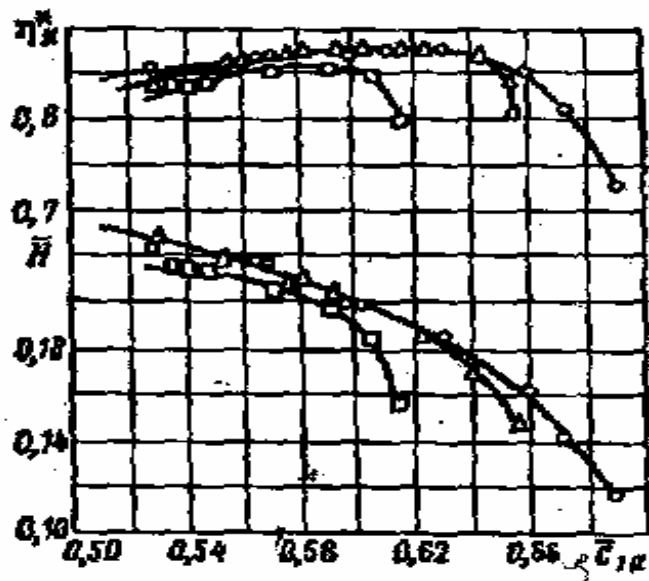


Рис. 6.8.5. Типичная характеристика осевой ступени транспортного компрессора [21]: \circ — $u_n = 240$ м/с; Δ — $u_n = 270$ м/с; \square — $u_n = 300$ м/с

«Запас по помпажу» у осевых ступеней небольшой. Отношение $\varphi_{cr}/\varphi_p \approx 0,80$ при малых $M_{un} < 0,70$, и возрастает до $0,85 \div 0,87$ при $M_{un} \approx 0,90$. То есть, ступень ОК имеет возможность работать с расходом всего лишь на 20, а то и 15% меньше расчетного.

Максимальный коэффициент политропного напора зависит не только от типа ступени. Чем больше втулочное отношение, тем больше напорность ступени при заданной окружной скорости на периферии и тем больше коэффициент напора. Поэтому коэффициент политропного напора может быть от 0,20 у ступени с $\Omega = 0,50$ при маленьком втулочном отношении, увеличиваясь до 0,4 у ступени с $\Omega = 1,0$ при большом втулочном отношении (влияет также и расчетный коэффициент расхода).

При характерных для ступеней ОК малых отношениях давлений второй критерий сжимаемости — показатель изоэнтропы k — не оказывает заметного влияния.

Конкретные данные по влиянию критерия динамического подобия Re на характеристики осевых ступеней неизвестны. Изложенные выше соображения по влиянию этого параметра с учетом данных по характеристикам плоских решеток считаются применимыми к ступеням и осевым компрессорам в целом.

6.9. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНЕЙ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Рассмотрим характеристику ступени компрессора, который работает в сети (рис. 6.9.1).

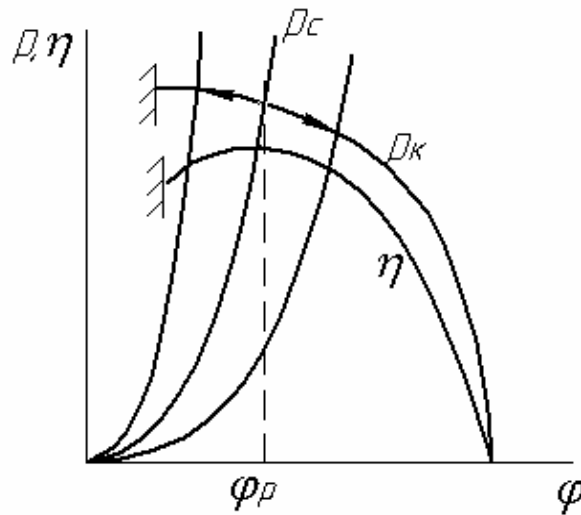


Рис. 6.9.1. Совмещенная характеристика компрессора и сети

Давление в сети всегда соответствует давлению, развиваемому компрессором. Наиболее характерный для сети режим — это расчетный режим компрессора. Для экономии энергии нужно, чтобы этот режим совпадал с режимом максимального КПД, т.е. соответствовал безударному обтеканию лопаток — рис. 6.9.2 а).

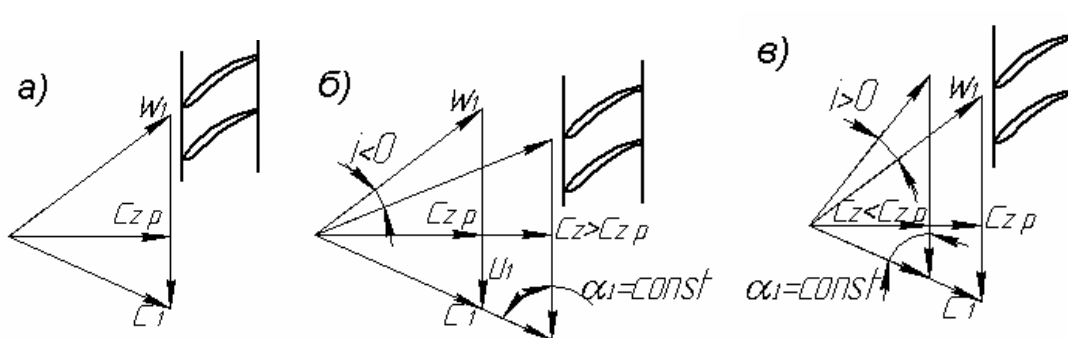


Рис. 6.9.2. Треугольники скоростей при различных режимах работы:
(а) — $\varphi = \varphi_p$; (б) — $\varphi < \varphi_p$; (в) — $\varphi > \varphi_p$

Технологические процессы в сетях, обслуживаемых компрессором, непостоянны во времени. Если по каким-либо причинам сеть требует большего расхода газа, развиваемое компрессором давление (и давление в

сети) падает. Расход больше расчетного приводит к обтеканию лопаточных аппаратов РК и НА с отрицательными углами атаки — рис. 6.9.2 б). Если сеть потребляет меньше, чем на расчетном режиме, то развиваемое компрессором давление (и давление в сети) возрастает. Расход меньше расчетного приводит к обтеканию лопаточных аппаратов РК и НА с положительными углами атаки — рис. 6.9.2 в).

В обоих случаях происходит снижение КПД ступени, что снижает эффективность компрессорной установки. Кроме того, если потребляемое сетью количество газа значительно меньше расчетного, рабочая точка ступени смещается в неустойчивую часть характеристики — левее границы помпажа. Работа с $\Phi < \Phi_{crit}$ недопустима, так как помпаж вызывает разрушение лопаточных аппаратов и других частей компрессора. Если не принимать других мер, необходимо включить антипомпажную защиту, т.е. попросту перепускать часть газа с нагнетания на всасывание через антипомпажный клапан — дроссель. Через антипомпажный клапан перепускается такое количество газа, при котором сеть получает нужное количество газа, а компрессор работает в устойчивой части характеристики: $\bar{m}_{сети} = \bar{m}_{компр} - \bar{m}_{АПК}$. Перепуску газа сопутствует безвозвратная потеря механической энергии. КПД компрессорной установки падает пропорционально расходу газа в антипомпажном клапане $\Delta\eta_{АПК} = \bar{m}_{АПК} / \bar{m}_{компр}$.

Добиться более эффективной работы ступени в условиях меняющейся потребности сети в количестве подаваемого газа можно избежав ударного обтекания лопаточных аппаратов при нерасчетном расходе $\bar{m} \neq \bar{m}_p$. Для этого нужно менять установку лопаток ступени в соответствии с изменением расхода газа в сети.

Логично менять угол установки лопаток рабочего колеса. Препятствием является конструктивная сложность размещения механизма поворота лопаток в роторе, недостаток места при большом количестве лопаток, и, главное, фантастические нагрузки на лопатки в поле центробежных сил. Такой подход осуществим, и применяется у воздушных винтов больших самолетов. Угол установки лопастей меняется в соответствии со скоростью полета. У крупных осевых вентиляторов для наддува парогенераторов мощных электростанций число лопаток невелико, окружные скорости сравнительно маленькие. У этих машин применяют механизмы для поворота лопаток РК. На рис. 6.9.3 показано, как поворот лопаток РК позволяет добиться безударного обтекания при меняющейся производительности ступени.

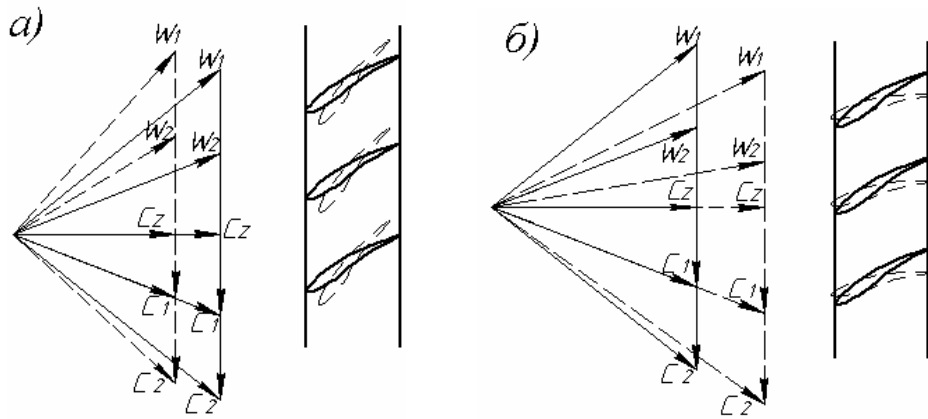


Рис. 6.9.3. Треугольники скоростей при изменении производительности ступени и соответствующая им схема поворота лопаток рабочего колеса: (а) — $\varphi < \varphi_p$, (б) — $\varphi > \varphi_p$

В ступенях промышленных и транспортных ОК приспособление к меняющейся характеристике сети осуществляется поворотом лопаток направляющих аппаратов. На рис. 6.9.4 показано, как поворот лопаток направляющего аппарата предшествующей ступени осуществляет безударное обтекание лопаток РК последующей ступени и сам приспособляется к изменению направления скорости c_2 . Аналогичную задачу решает поворот лопаток входного направляющего аппарата для лопаток рабочего колеса первой ступени.

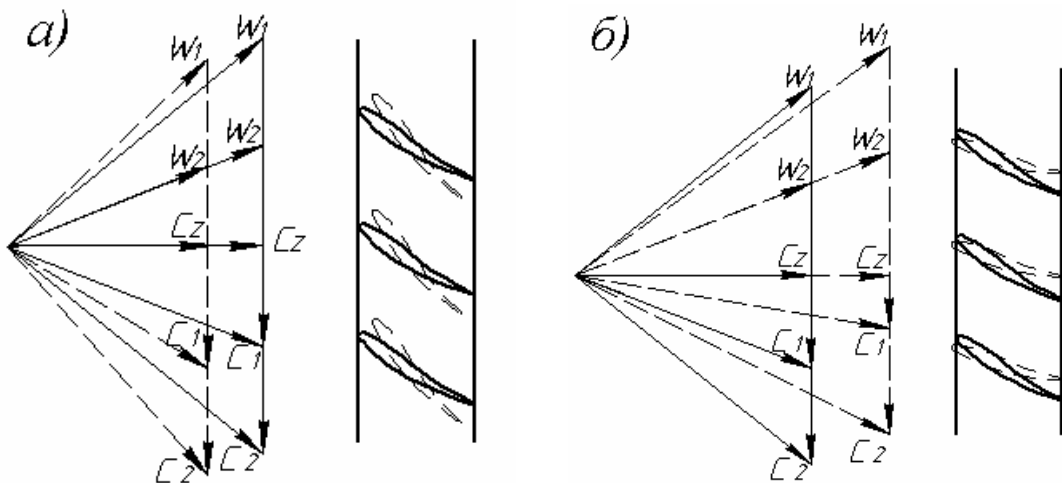


Рис. 6.9.4. Треугольники скоростей при изменении производительности ступени и соответствующая им схема поворота лопаток направляющего аппарата: (а) — $\varphi < \varphi_p$, (б) — $\varphi > \varphi_p$

Понятно, что для получения безударного обтекания при $\bar{m} > \bar{m}_p$ углы установки лопаток НА надо увеличивать, и наоборот. Таким образом, увеличение угла установки лопаток смещает характеристику ступени вправо, уменьшение угла установки — влево. На рис. 6.9.5 показано семейство характеристик осевого вентилятора при разных углах установки входного направляющего аппарата и направляющего аппарата ступени. Уменьшение угла установки лопаток НА увеличивает (алгебраически) закрутку потока на входе в РК, что уменьшает теоретический напор. Характеристика не только смещается в сторону меньшей производительности, но и напора. Из-за влияния сжимаемости в ступенях ОК изменение характеристик не столь велико, но достаточно существенно.

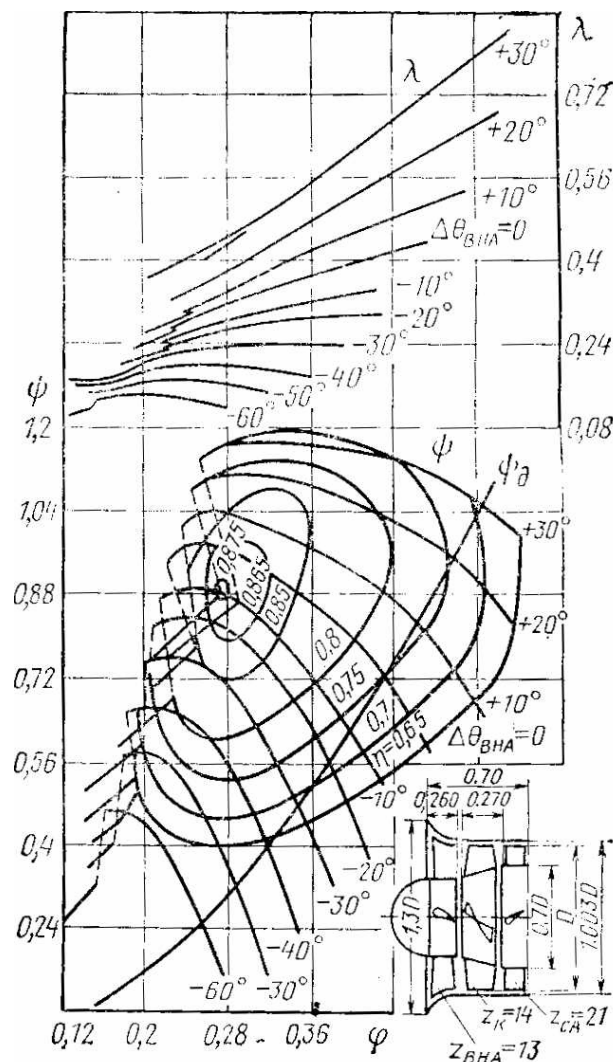


Рис. 6.9.5. Изменение характеристик ступени при изменении угла установки лопаток входного направляющего аппарата и направляющего аппарата (на примере вентиляторной ступени [5])

При работе ступени с $\bar{m} > \bar{m}_p$ скорости потока очень велики, поэтому КПД снижается даже при повороте лопаток и безударном обтекании —

$$\Delta\eta = 0,5 \frac{\zeta}{\psi_T} \left(\frac{w_1}{u} \right)^2.$$

При $\bar{m} < \bar{m}_p$ безударное обтекание достигается за счет

уменьшения угла установки лопаток, что ведет к росту коэффициента потерь (эмпирическая формула С. Либляйна (6.3.10)). Поэтому КПД ступени при повороте лопаток не остается равным КПД на расчетном режиме, но немного снижается (значительно меньше, чем если бы лопатки не поворачивались).

Главное преимущество изменения характеристик поворотом лопаток — это смещение влево границы помпажа. Если «запас по помпажу» обычной ступени равен $\varphi_{crit} / \varphi_p \approx 0,80 \div 0,85$, то за счет поворота лопаток это отношение можно снизить до 0,60, что рассматривается как очень большое достижение. Для ОК ГТД важна также возможность увеличить расход по сравнению с расчетным. Поворот лопаток дает существенные преимущества и в этом случае.

Изменение характеристик путем изменения установки лопаток в настоящее время находит широкое применение. Если 2–3 десятилетия назад у промышленных ОК поворот лопаток не применялся, то сейчас это практически стандартное решение. Осуществляется поворот лопаток входного направляющего аппарата, а часто и НА нескольких ступеней. У ОК авиационных ГТД еще в 50-е гг. прошлого столетия в некоторых случаях поворотными делали лопатки НА у всех ступеней.

«Настройка» характеристик ступеней поворотом лопаток осуществляется автоматически в соответствии с требованиями сети с использованием датчиков, микропроцессоров и сервомоторов.

6.10. СТУПЕНИ ПРЕДЕЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Ступени осевых вентиляторов. Вентиляторами называют разновидность компрессоров, развивающих малое отношение давлений — $\Pi \leq 1,2$. Ступени осевых вентиляторов можно считать предельными в том смысле, что они сообщают газу предельно малую величину теоретического напора $h_T = \psi_T u_n^2$.

Вентиляторы находят чрезвычайно широкое применение в быту, социальной сфере, промышленности и транспорте. Последнюю область применения демонстрирует рис. 6.10.1.

Особенности осевых вентиляторов:

– сравнительно малая скорость вращения и ограниченная окружная скорость $u_n \leq 100$ м/с;

- небольшое число ступеней $z = 1 \div 4$;
- очень низкий коэффициент теоретического напора РК в тех случаях, когда вентилятор предназначен для перемещения больших объемов газа. Естественный путь снижения коэффициента напора — увеличение относительного шага лопаток РК.

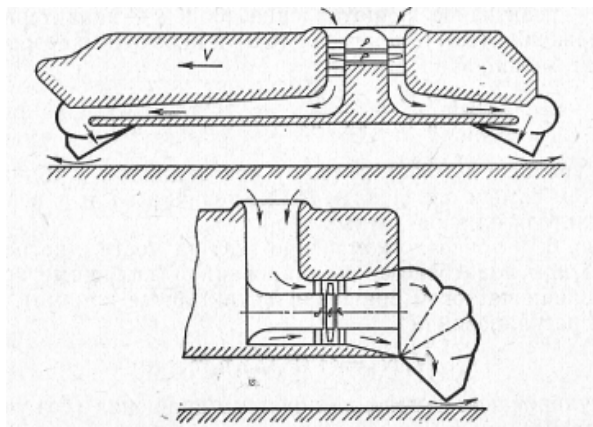


Рис. 6.10.1. Две схемы применения вентиляторов для создания подъемной силы судов на воздушной подушке [5]

Низконапорные ступени имеют исключительно высокое безразмерное число оборотов (быстроходность) $K_n = n \frac{\bar{V}^{0,5}}{h_T^{0,75}}$ и малое число лопаток. В таблице 6.10.1 показано, как выбор схемы вентилятора (рис. 6.10.2) влияет на параметры и размеры (графики на основании расчетного анализа из [5]).

Обратим внимание на колоссальные абсолютные размеры всех вариантов вентилятора для большой градирни. Для проветривания бытовых и производственных помещений применяются вентиляторы в очень широком диапазоне размеров и мощностей. Существуют очень крупные машины с мощностью во многие тысячи киловатт, например, для наддува котлов тепловых электростанций.

В зависимости от особенностей применения одноступенчатые вентиляторы могут состоять из обычной для ОК ступени ВхНА + РК + НА (или РК + НА), только из рабочего колеса, или иметь схему ВхНА + РК — рис. 6.10.3.

Находят применение также вентиляторы, состоящие из двух рабочих колес встречного вращения и специальные реверсивные вентиляторы, позволяющие менять направление перемещаемого воздуха.

Таблица 6.10.1

Влияние схемы вентилятора (рис. 6.10.2) крупной градирни на размеры и потребляемую мощность [5]

№ схемы	$u/u_{\text{опт}}$	$\Psi_{\text{т опт}}$	$\varphi'_{\text{а}}$ опт	$z_{\text{к}}$	$d, \text{ м}$
1	1,0	0,24	0,28	12	12
2	1,5	0,146	0,18	8	10
2	2,0	0,082	0,14	4	7
4	2,5	0,052	0,12	2	6

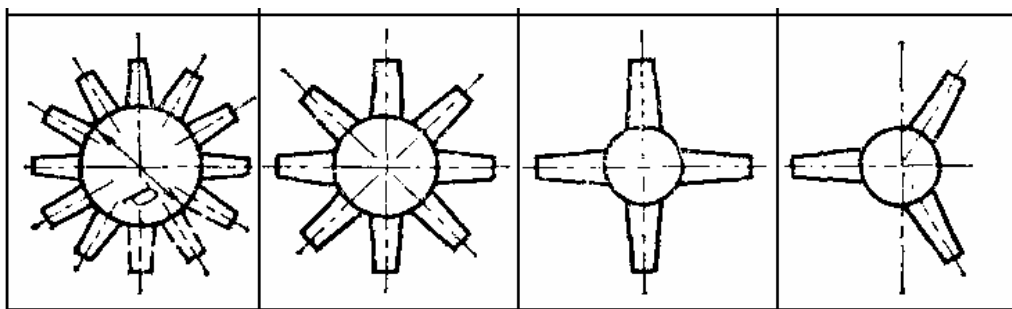


Рис. 6.10.2. Схемы вентилятора

Хотя в литературе по осевым вентиляторам встречаются непривычные для компрессорщика термины и обозначения, аэродинамика их ступеней не отличается от рассмотренной выше. Первичное проектирование базируется на тех же эмпирических данных по продувке плоских решеток или профилей.

Определенную специфику на приемы расчета оказывает отсутствие опасных помпажных проявлений из-за очень малого отношения давлений. При этом прорывающийся на всасывание газ (воздух — рабочее тело для 99% вентиляторов) не обладает энергией, высвобождение которой могло бы быть опасным для лопастей вентилятора. В качестве расчетного у вентиляторных ступеней принимают не номинальный режим ($\varepsilon^* = 0,8\varepsilon_{\text{max}}$),

а режим максимального качества решетки профиля $\left(\frac{c_a}{c_w}\right)_{\text{max}}$. Способствуя

получению минимума профильных потерь на расчетном режиме, это условие приводит к сближению расчетного режима и режима максимального напора, что было бы недопустимо для компрессорных ступеней.

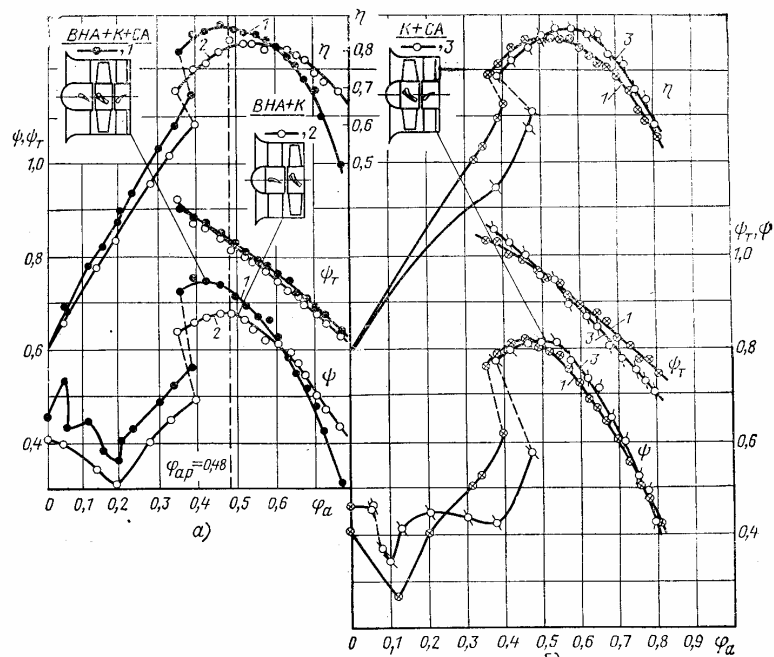


Рис. 6.10.3. Некоторые схемы вентиляторных ступеней и их характеристики [5]

Расстояние между лопатками в низконапорных ступенях вентиляторов (схема 4 на рис. 6.10.2) такое большое, что они практически не взаимодействуют друг с другом. В этом случае для расчетов используют характеристики изолированных профилей.

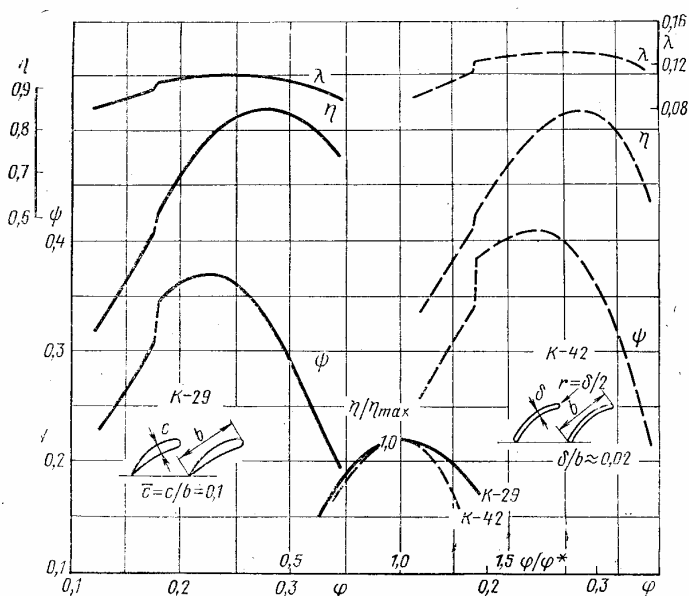


Рис. 6.10.4. Сравнение характеристик вентиляторов с профилированными и дуговыми лопатками [5]

Низкая окружная скорость и относительно небольшая потребляемая мощность позволяют в некоторых случаях идти на упрощение конструкции. На рис. 6.10.4 сопоставлены характеристики «классического» вентилятора и вентилятора с упрощенной формой лопаток (штамповка из стального листа).

Трансзвуковые и сверхзвуковые ступени. Поскольку расход газа пропорционален первой степени, а теоретический напор — квадрату окружной скорости ($\bar{m} = \rho D_n^2 (1 - v^2) \varphi u_n$, $h_T = \psi_{T_n} u_n^2$), повышение окружной скорости является главным путем уменьшения размеров и массы ОК.

Ограничением по механической прочности лопаток РК в поле центробежных сил является $u_n \approx 450 \div 480$ м/с (до $550 \div 600$ м/с в наиболее передовых конструкциях). Для умеренно форсированного воздушного ОК при нормальных атмосферных условиях это соответствует условному числу Маха $M_u = \frac{u_n}{\sqrt{kRT_0}} = 1,25 \div 1,45$ (до $\approx 1,75$). Как было показано выше,

скорость на входе в РК примерно равна окружной скорости при положительной закрутке потока на входе и заметно превосходит ее при отсутствии закрутки. То есть, при этой окружной скорости поток на входе в РК — сверхзвуковой. Если снабдить такую ступень приспособленными к сверхзвуковому течению лопаточными аппаратами, то даже при умеренном значении коэффициента напора $\psi_{T_n} \approx 0,20$ и КПД ступени $0,87$, отношение давлений ступени может достигать $\pi = (1 + (k - 1) \psi_{T_n} M_u^2)^{\frac{k}{k-1}} \approx 1,80 \div 1,95$. То есть, одна такая ступень по отношению давлений способна заменить три дозвуковых ступени. В [12] упоминаются сверхзвуковые ступени с $\Pi > 2,0$.

На заимствованном из этой же монографии рис. 6.5.5 (см. выше) сопоставлены два осевых компрессора ТРД боевых самолетов разных поколений. Знаменитый двигатель J79 развивал отношение давлений $\pi = 12,5$ при 17 дозвуковых ступенях. Его более современный аналог E³ развивает отношение давлений $\pi = 22$ при 10 ступенях, часть из которых сверхзвуковые.

Максимальные числа M имеют место в начале проточной части, где скорость звука минимальна из-за низкой температуры. Сверхзвуковые и трансзвуковые ступени в количестве $1 \div 3$ шт. занимают место в начале проточной части. Как указывалось, эти ступени значительно превосходят по напору и расходу дозвуковые ступени, почему мы относим их к ступеням предельных параметров.

В современных трансзвуковых и сверхзвуковых ступенях соответствующие числа M имеют место только на входе в РК. При этом осевая (расходная) составляющая скорости обязательно остается дозвуковой. Известно, что при $M > 1,0$ уменьшается плотность тока. То есть, при $c_{z1} > \sqrt{kRT_0}$ потребовалось бы увеличивать поперечное сечение проточной части. Кроме того, прямой скачек уплотнения при встрече сверхзвукового осевого потока с лопаточным аппаратом привел бы к запираанию проточной части. Так как рассматриваемые ступени обычно не имеют входных направляющих аппаратов, скорости на входе в РК заметно превосходят скорости перед направляющими аппаратами. Лопатки направляющих аппаратов в большинстве случаев обтекаются дозвуковым потоком. Итак,

- при $M_{w1} = 0,90 \div 1,10$ ступени трансзвуковые;
- при $M_{w1} > 1,10$ ступени сверхзвуковые.

В разделе 4 рассмотрены особенности формы профилей, решеток и характера обтекания трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней. Характеристики РК и ступени, структуру скачков уплотнения на разных режимах иллюстрирует рис. 6.10.5 [14]. Обратим внимание на очень узкий диапазон работы сверхзвуковой ступени. Расход на границе срыва всего на 8% меньше максимального, а запас по помпажу» $\bar{m}_{\text{крит}} / \bar{m}_{\text{опт}} (\bar{m}_{\text{NS}} / \bar{m}_{\text{PE}}) \approx 0,94$.

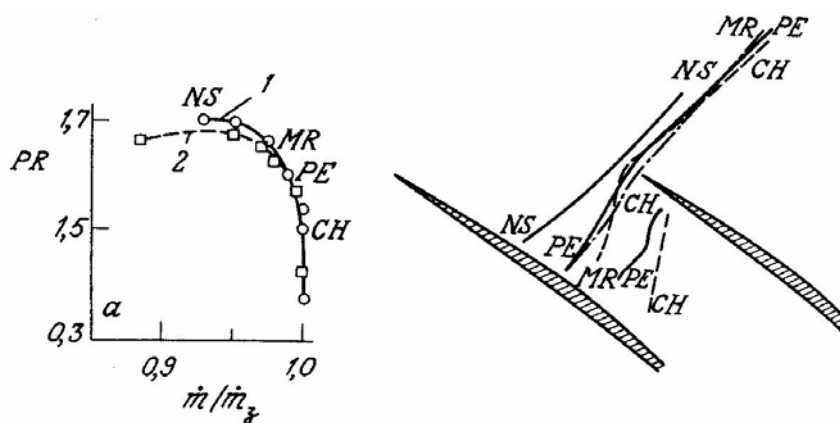


Рис. 6.10.5. Характеристики рабочего колеса и ступени, структура скачков уплотнения на разных режимах [14]

На рис. 6.10.05: CH — режим запираания; PE — точка максимума КПД; MR — середина диапазона; NS — околосрывной режим; PR — степень повышения давления; 1 — рабочее колесо; 2 — полная ступень; \dot{m}_3 — расход на режиме запираания.

О профилировании трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней.

Автор многократно цитируемой выше монографии [14] на основании анализа проблемы и обзора публикаций приходит к выводу о том, что профилирование таких ступеней на основании продувок плоских решеток наименее обосновано по сравнению со ступенями дозвуковыми. Причины:

– более высокое отношение давлений ведет к сильному изменению проходных сечений. Осесимметричные поверхности тока, следуя за формой ограничивающих поверхностей, приобретают ярко выраженную коническую форму;

– сильное изменение плотности приводит к значительному отклонению в кинематике потока даже при небольших ошибках в оценке потерь, углов отставания и т.п.;

– упомянутые ошибки в областях течения, где числа Маха близки к единице, могут привести к принципиальному отличию расчетного и фактического состояния потока (сверхзвуковой поток вместо ожидаемого дозвукового, и наоборот);

– ожидаемые существенные ошибки при расчете течения на отдельных ОПТ окажут слишком большое влияние на течение на других ОПТ. Сам квазитрехмерный подход в этих условиях представляется мало обоснованным.

Дополнительные проблемы создаются высоким уровнем окружных скоростей. В поле центробежных сил закрученные пространственные лопасти РК стремятся принять цилиндрическую форму. В [14] указывается, что в некоторых случаях угол установки профилей на периферии РК увеличивается на 4° по сравнению со статическим положением.

Фирмы-производители разрабатывают модельные ступени и создают методики профилирования, в том числе и на базе расчетов трехмерного вязкого течения. По понятным причинам, и то, и другое остается достоянием этих фирм. По поводу профилирования трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней можно ограничиться лишь общими соображениями:

– наиболее логичной кинематической схемой представляется отсутствие закрутки на входе в РК, т.е. $c_{u1} = 0$ и постоянство расходной составляющей скорости по высоте лопаток $c_{z1}(r) = \text{const}$. Нетрудно показать, что при этих условиях поперечное сечение на входе в РК — минимальное. Это важно, так как речь идет, прежде всего, о первой ступени ОК*;

* Когда у супергигантского новейшего лайнера А-380 потребовалось незначительно увеличить диаметр РК трансзвуковой вентиляторной ступени, это увеличило массу

– из соображений прочности удлинения лопаток существенно меньше, чем у дозвуковых ступеней. Меньшее число лопаток не мешает, при необходимости, применять малые втулочные отношения ($v = 0,35$ у одного из известных ТРД). При малом числе лопаток их замки можно разместить на втулке малого диаметра;

– при работе со скачками уплотнения внутри межлопаточных каналов следует применять лопаточные решетки с малым относительным шагом. В относительно узких межлопаточных каналах образовавшийся после скачка уплотнения отрыв замыкается внутри канала. Это уменьшает вихревые потери.

Трансзвуковые ступени с контролируемым замедлением. Прогресс вычислительной техники позволил уже в 1980-х гг. решать ряд задач анализа и проектирования путем численного эксперимента. Как один из наиболее успешных приводится пример создания трансзвуковой лопаточной решетки с контролируемым замедлением потока вдоль задней поверхности лопаток. Идея проекта базируется на том, что снижение скорости сверхзвукового потока не обязательно должно вызывать образование скачка уплотнения. Если интенсивность нарастания давления по пути следования контролировать и сделать плавным, сверхзвуковой поток снизит скорость до звуковой, а потом станет тормозиться как обычный дозвуковой поток.

В [12] приводятся данные о разработке лопаточной решетки, в которой при высокой дозвуковой скорости на входе $M_{w1} > M_{крит}$ поток на спинке профиля разгоняется до сверхзвуковой скорости, а потом плавно тормозится, переходя к дозвуковой скорости без скачка уплотнения. Сопоставление разработанной решетки с традиционной (многодуговые профили), и соответствующие диаграммы скоростей показаны на рис. 6.10.6.

Большая нагрузка лопаток с контролируемым замедлением позволяет уменьшить их число, что выгодно экономически и конструктивно. Более толстые лопатки прочнее, что также является преимуществом. Кроме того, авторы указывают на лучшие газодинамические характеристики по результатам испытания в аэродинамической трубе.

двигателя на 1 тонну. Увеличение нагрузки на крылья потребовало увеличить их прочность при снижении собственной массы, что чуть не сорвало работу над машиной практически на финальной стадии.

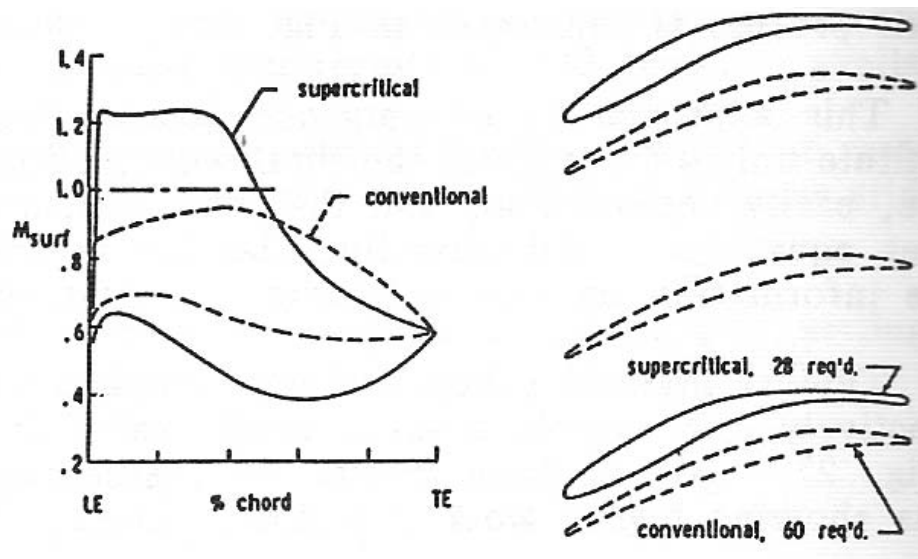


Рис. 6.10.6. Лопаточная решетка из многодуговых профилей и решетка с контролируемым замедлением и соответствующие диаграммы скоростей на лопатках [14]

Приведенные на рис. 6.10.7 данные демонстрируют этапы отработки профиля лопаток с контролируемым замедлением.

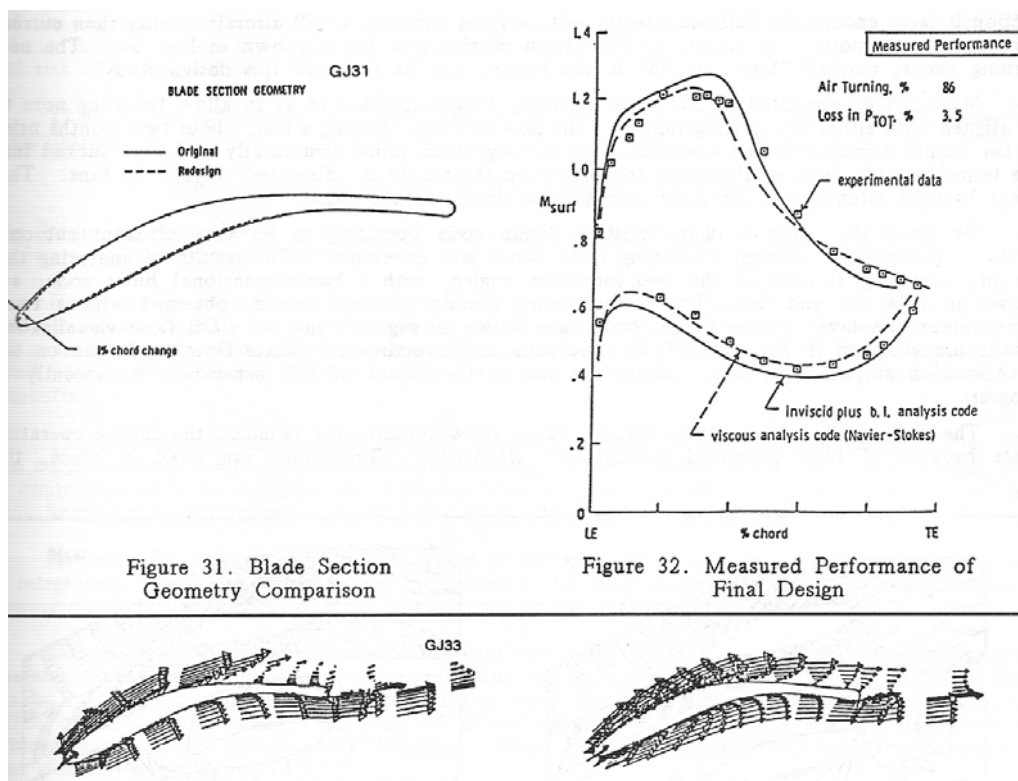


Рис. 6.10.7. Этапы разработки профиля лопаток с контролируемым замедлением [14]

Справа сверху сопоставлены данные расчета невязкого и вязкого обтекания с измеренными поверхностными числами Маха. Демонстрируется высокая точность расчета вязкого сжимаемого двухмерного потока. Слева сверху сопоставлены первоначальная и окончательная (штриховые линии) форма профиля, внизу — соответствующая этим двум формам картина течения — векторы скорости вблизи профилей.

Неустойчивость сверхзвукового потока проявляется в исключительной чувствительности течения к форме профиля. Начальная и окончательно отработанная форма профиля отличаются очень мало. Тем не менее, измеренные профильные потери отличаются вдвое. Не менее драматично влияние на картину течения. Интенсивный отрыв потока в первом случае полностью устранен за счет небольшого изменения формы профиля.

В связи с этим возникают некоторые сомнения в практической значимости полученного результата:

- авторы разработки утверждают, что лопатки с контролируемым замедлением сохраняют малый коэффициент потерь в широком диапазоне углов атаки. Очевидно, что влияние угла атаки на диаграмму скоростей более серьезно, чем незначительное различие в форме профилей на рис. 6.10.7, поэтому утверждение авторов вызывает сомнения;

- выше приводилось мнение автора монографии [14] о том, как мало соответствуют условия обтекания транс- и сверхзвуковых плоских решеток реальным условиям работы в составе ступеней. Очевидно, профили лопаток РК должны отличаться от профиля, показанного на рис. 6.10.7. При сверхчувствительности контролируемого замедления к форме профиля, лопатки РК должны обрабатываться специально. В [14] указывается, что полученные по результатам продувки улучшения практически не улучшают аэродинамические характеристики реальных ОК.

Тем не менее, обсуждаемые выше данные вызвали резонанс в среде специалистов. Заявления фирм-производителей о том, что их новые компрессора создаются на базе профилей с контролируемым замедлением, слышны на научно-технических форумах. Однако не ясно, имеется ли в виду «бескачковое» замедление сверхзвукового потока на профилях, или что-то другое.