

ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА НА ВХОДЕ НА РАБОТУ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

В.П. Герасименко, д-р техн. наук, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ,

Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук,

КП "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", г. Харьков, Украина

Аэродинамические характеристики компрессоров в существенной мере зависят от конструкции входных патрубков. Эта зависимость определяется как посредством неравномерности потока перед компрессором, так и величиной гидравлических потерь в самом патрубке. Причем неравномерность потока характеризуется величинами и направлениями скоростей по окружности и высоте лопатки, а также полями давлений. КПД компрессора может снижаться за счет входных устройств на 3...4% и более [1, 2]. Кроме того, неравномерность потока перед компрессором приводит к снижению диапазона его устойчивой работы. А возможное при этом изменение предварительной закрутки потока смещает саму характеристику по расходу.

Входные патрубки осевого типа с конфузормым каналом обеспечивают наиболее равномерный поток в выходном сечении, а возможное снижение КПД компрессорных ступеней при этом за счет неравномерности потока обычно не превышает 0,5%. Трудности возникают при создании патрубков радиально-осевого типа, обеспечивающих поворот потока из радиального направления в осевое. Такие патрубки подразделяются на коленообразные, радиально-кольцевые, спиральные симметричные и несимметричные, или с тангенциальным подводом (входные улитки). Простые коленообразные входные патрубки применяют в тех случаях, когда не требуется обеспечение равномерных условий на входе в компрессор. При использовании входных патрубков спирального типа с тангенциальным подводом газа создается закрутка потока на входе в компрессор, которую необходимо учитывать наряду с неравномерностью полей скоростей и давлений.

По устройству симметричные радиально-кольцевые входные патрубки можно условно разделить на

два участка: входную камеру и кольцевой осесимметричный коллектор. Существуют оптимальные соотношения площадей проходных сечений на каждом из участков, обеспечивающие минимальные суммарные гидравлические потери в патрубке при минимальной радиальной и окружной неравномерности потока на выходе из патрубка [3].

В камере газ из одностороннего бокового подвода, распределяясь по окружности, разворачивается в радиальные направления к центру по всему кольцу. В кольцевом коллекторе этот поток поворачивается из радиального направления в осевое. У стенки камеры противоположно входу происходит соударение встречных пристенных струй с разворотом их на $\sim 90^\circ$. Такое столкновение струй, с одной стороны, является источником дополнительных потерь, а с другой - приводит к неравномерности потока в кольцевом коллекторе. Кроме того, оно может вызывать возникновение высокочастотных колебаний в потоке.

Исследования показывают [4], что размещение в этой части камеры ребра, разделяющего встречные потоки, или выполнение боковых стенок камеры в виде симметричных спиралей [5], обеспечивающих плавное стекание встречных потоков, значительно уменьшает потери и одновременно способствует выравниванию окружной неравномерности и устранению причин для развития колебаний. Изменение окружного положения разделительного ребра является эффективным средством регулирования компрессора [4]. На радиальную неравномерность поля скоростей на выходе из патрубка влияет наряду со степенью поджатия коллектора форма выпуклой поверхности осесимметричного конфузора-коллектора [2].

Представленный анализ свидетельствует о значи-

тельном влиянии входных патрубков на работу компрессоров посредством создания окружной и радиальной неравномерности и изменения предварительной закрутки потока на входе. Таким образом, указанное влияние может быть оценено учётом перечисленных искажений потока расчётным путем или на основе экспериментальных исследований.

Кроме того, особенно существенная радиальная неравномерность создаётся на входе в промежуточные ступени многоступенчатых центробежных компрессоров (ЦБК) за счёт переходных каналов [6]. Такая неравномерность ухудшает характеристики компрессора сильнее, чем окружная [2, 7].

Следует отметить, что если по осевым компрессорам (ОК) опубликовано значительное количество исследований по влиянию неравномерности потока на их работу, например [8, 9, 10], то по ЦБК количество публикаций ограничено [2]. Причём для осевых компрессоров очень развиты расчётные методы оценки такого влияния, тогда как для центробежных компрессоров они практически отсутствуют. Учитывая широкое применение ЦБК в малоразмерных авиационных силовых установках, газотурбинном наддуве дизелей, газоперекачивающих агрегатах в условиях окружной или радиальной неравномерности потока на входе, весьма актуальной задачей является создание расчётных методик оценки влияния неравномерности потока на работу ЦБК.

Целью данной статьи является развитие методик учёта влияния входной неравномерности потока на характеристики ОК в приложении к ЦБК. Большинство из методик расчёта влияния окружной неравномерности потока на входе в осевой компрессор на его характеристики построено на основе модели “параллельной” работы компрессоров [9, 10]. В качестве основных предположений в такой модели обычно используют допущения [8]:

- повышение давления в компрессорной ступени на каком-либо окружном участке является функцией местного коэффициента расхода в соответствии с характеристикой ступени, полученной при равномерном потоке;

- условие выравнивания статического давления по окружности за ступенью.

В первом предположении заложено условие малости нестационарных эффектов и отсутствие поперечных перетеканий.

Аналогичная квазистационарная постановка задачи была принята в работе [11] по изучению влияния следов за лопатками входного направляющего аппарата на характеристику осевой вентиляторной ступени. Несмотря на то, что в данном случае нестационарные эффекты должны быть более существенными, чем при анализе влияния окружной неравномерности потока с одним периодом, ввиду отличий в частотах возмущений (числах Струхаля), получено удовлетворительное совпадение расчётных и экспериментальных результатов. Очевидно, что одной из причин такого совпадения результатов явились условия их сопоставления, когда искажение потока следами (“дефект” скорости) составило $V_{\max}/C_{1t} = 0,142$ при испытанном осевом зазоре между входным направляющим аппаратом и рабочим колесом. То есть максимальное уменьшение расходной скорости в следе относительно расчётного режима составляло около 14%, что для данной ступени соответствовало бесрывному обтеканию профилей лопаток.

В то же время в работе [12] обнаружено, что применение модели “параллельной” работы компрессоров для анализа влияния окружной неравномерности на характеристику рабочего колеса компрессорной ступени при искажениях потока, которые смещают режим работы в срывную область характеристики, возможно только при условии, если на “срывных” режимах принять максимальный напор по характеристике. Физической основой такого условия являются процессы запаздывания срыва потока на профилях лопаток [13]. Проявление инерционных эффектов запаздывания срыва потока приводит к увеличению критических углов атаки примерно в 1,5 раза в сравнении со стационарным отрывом, а коэффициент аэродинамической нагрузки при этом возрастает примерно в 1,4 раза.

Рассмотренные исследования осевых компрессорных ступеней в условиях окружной неравномерности потока на входе позволяют сделать вывод о допустимости использования квазистационарной постановки

подобных задач в области режимов с небольшими амплитудами искажений скоростей на входе, когда не достигаются условия динамического срыва потока с решеток профилей. Центробежные компрессорные ступени обычно менее чувствительны к развитию срывных процессов, чем осевые, а поэтому возможно применение подобных расчетных моделей при исследовании режимов работы ЦБК в условиях неравномерности потока на входе.

Согласно выполненным авторами экспериментальным исследованиям полей скоростей и давлений по окружности и радиусу в поперечном сечении канала за входным коленообразным патрубком ЦБК с боковым подводом установлено, что искажение потока в окружном направлении близко к синусоидальному с периодом, равным длине окружности. Относительная величина удвоенной амплитуды скорости на среднем радиусе составляла: $\Delta \bar{C}_1 = \frac{C_{1\max} - C_{1\min}}{C_{1\text{ср}}} = 0,4$, т.е.

40%, а коэффициент гидравлических потерь в патрубке - $\xi = \frac{P_0^* - P_{1\text{ср}}^*}{\rho_1 C_{1\text{ср}}^2 / 2} = 0,26$. По справочным данным

для таких патрубков ЦБК в системе турбонаддува дизелей коэффициент потерь обычно находится в интервале $\xi = 0,1 \dots 0,25$, тогда как для осевых входных устройств авиационных газотурбинных двигателей $\xi = 0,01 \dots 0,06$, что соответствует коэффициенту восстановления полного давления $\sigma_{\text{вх}} = 0,97 \dots 0,995$.

Наличие параметров входной неравномерности потока позволяет определить её влияние на характеристики ступени ОК по модели “параллельной” работы [11] или рассчитать её прохождение через рабочее колесо по вариационному условию максимума потока механической энергии [12]. Применение этого условия может быть целесообразным также при расчётных оценках влияния неравномерности потока на входе на характеристики ступеней как осевых, так и центробежных компрессоров. Согласно условию реализуется такая форма течения, которая обеспечивает максимум

потока механической энергии I через определяющее сечение f при каком-либо фиксированном расходе газа:

$$\begin{cases} I = \int_f H \rho C_a df = \max; \\ G = \int_f \rho C_a df = \text{const}, \end{cases} \quad (1)$$

где в качестве определяющего сечения f в приложении к ЦБК принимаем поверхность “активного диска”, заменяющего рабочее колесо; H - действительный напор; ρ - плотность газа; C_a - расходная составляющая скорости потока на входе в рабочее колесо. Переход в этой изопериметрической задаче от исследования функционала I на условный экстремум к анализу на безусловный экстремум функционала:

$$I^* = \int_f (H \rho C_a - \lambda \rho C_a) df \quad (2)$$

позволяет с помощью вариационного уравнения Эйлера

$$\frac{\partial F}{\partial(\rho C_a)} - \frac{d}{df} \left[\frac{\partial F}{\partial(\rho C_a)'} \right] = 0,$$

где F - подынтегральная функция;

φ - окружная (или радиальная) координата; $(\rho C_a)' = \partial(\rho C_a) / \partial \varphi$, найти решение задачи в виде нелинейного уравнения:

$$\frac{\partial(H \rho C_a)}{\partial(\rho C_a)} - \lambda - \frac{d}{\varphi d\varphi} \left[\varphi \frac{\partial(H \rho C_a)}{\partial(\rho C_a)'} \right] = 0. \quad (3)$$

Учитывая то, что при анализе окружной неравномерности рабочее колесо ЦБК (где происходит подвод энергии) разделено в окружном направлении лопатками, препятствующими перетеканию потока в колесе по окружности, а также принимая во внимание плавность синусоидального изменения окружной неравномерности потока на входе, данное решение можно упростить:

$$\frac{\partial(H \rho C_a)}{\partial(\rho C_a)} \approx \lambda. \quad (4)$$

А при неизменности плотности по окружной координате ($\rho = \text{const}$) получим

$$\frac{\partial(H C_a)}{\partial(C_a)} \approx \lambda. \quad (5)$$

Для получения интегральных напорных характеристик ЦБК с помощью условия (5) при окружной

неравномерности потока, которая проявляется как нестационарность для рабочего колеса, необходимо располагать напорными характеристиками в каждой точке по окружной координате, то есть с учётом нестационарности обтекания лопаток колеса. Отсутствие таких характеристик требует дополнительных предположений. Например, использование предположения о квазистационарности приводит к модели “параллельной” работы окружных участков – секторов рабочего колеса ЦБК.

Величины осреднённых значений действительного напора $H_{\text{ср}}$ и расходной скорости за колесом $C_{2\text{гр}}$ или объёмного расхода $Q_{\text{ср}}$ в данной модели могут быть определены с помощью выражений, вытекающих из законов сохранения энергии и массы:

$$C_{2\text{гр}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} C_{2\text{г}} d\varphi; \quad (6)$$

$$H_{\text{ср}} = \frac{1}{2\pi C_{2\text{гр}}} \int_0^{2\pi} H \cdot C_{2\text{г}} d\varphi, \quad (7)$$

где зависимость $H(C_{2\text{г}})$ под знаком интеграла представляет собой действительную напорную характеристику ЦБК $H(Q)$ при равномерном потоке на входе. Эта зависимость согласно многочисленным исследованиям ЦБК при числах Маха $M_{\text{u}2} \leq 0,6$ описывается квадратичной параболой вида [14]:

$$H = aQ^2 + bQ + c. \quad (8)$$

При синусоидальной форме окружной неравномерности потока с кратным числом периодов интегрирование выражений (6) и (7) с учётом (8) даёт средние значения расхода и действительного напора:

$$Q_{\text{ср}} = Q; \quad (9)$$

$$H_{\text{ср}} = aQ_{\text{ср}}^2 + 1,5a\Delta Q^2 + bQ_{\text{ср}} + 0,5b\Delta Q^2 / Q_{\text{ср}} + c, \quad (10)$$

где Q – объёмный расход газа через компрессор при отсутствии неравномерности, равный среднему объёмному расходу при наличии синусоидальной неравномерности расходной скорости на входе; $\Delta Q = \Delta C_a Q_{\text{ср}} / C_{\text{аср}}$ – амплитуда колебаний расхода, определяемая по амплитуде колебаний расходной скорости по окружности на входе.

Влияние окружной неравномерности потока на входе в ЦБК в зависимости от расхода Q и амплитуды ΔQ сводится, таким образом, к снижению действительного напора на величину, определяемую выражением:

$$\Delta H = -(1,5a\Delta Q^2 + 0,5b\Delta Q^2 / Q). \quad (11)$$

Согласно обобщённым статистическим данным [14] действительная напорная характеристика ЦБК (8) описывается уравнением:

$$\bar{H} = -0,3\tilde{Q}^2 + (\bar{H}_0 - 0,15)\tilde{Q} + 0,45, \quad (12)$$

где $\tilde{Q} = \bar{Q} / \bar{Q}_0$ – относительное смещение коэффициента расхода от оптимального его значения по характеристике ЦБК;

\bar{Q}_0 – коэффициент расхода и \bar{H}_0 – коэффициент действительного напора, соответствующие режиму максимального КПД при рассматриваемой частоте вращения рабочего колеса.

В этом случае снижение коэффициента действительного напора в зависимости от расхода и амплитуды колебания расходной скорости (расхода) при синусоидальной окружной неравномерности потока на входе определяется выражением:

$$\Delta \bar{H} = 0,45\bar{\Delta}Q^2\tilde{Q}^2 - 0,5(\bar{H}_0 - 0,15)\bar{\Delta}Q^2\tilde{Q}, \quad (13)$$

где $\bar{\Delta}Q = \Delta Q / Q = \Delta C_a / C_a$ – относительная амплитуда колебаний расходной скорости.

Проверка данной зависимости при испытании высоконапорного ЦБК ($\pi_{\text{к}}^* = 3,32$; $G_{\text{пр}} = 2,05 \text{ кг/с}$;

$\beta_{2\text{л}} = 90^\circ$) с синусоидальной входной окружной неравномерностью и относительной амплитудой $\bar{\Delta}Q = 20\%$ подтвердила удовлетворительную её точность в рабочем диапазоне характеристики.

Таким образом, при исследовании влияния окружной неравномерности потока на характеристики ЦБК оказалось возможным использовать предположение об отсутствии “эффекта” взаимного влияния “параллельно” работающих секторов рабочего колеса. Однако при анализе радиальной неравномерности потока необходимо учитывать взаимное влияние сечений по высоте лопатки третьим членом в левой части уравнения (3). Для такого учёта требуются характеристики

сечений в виде: $H = f(C_a, \partial C_a / \partial r)$.

Вывод: Предложена методика оценки влияния окружной периодической неравномерности потока на входе в ЦБК на его напорную характеристику. Принятое предположение о квазистационарности режимов обтекания лопаток рабочего колеса сводит решение задачи о влиянии окружной неравномерности потока на характеристики ЦБК на основе условия максимума потока механической энергии к решению задачи по модели “параллельной” работы компрессоров. Целесообразно дальнейшее распространение изложенного подхода (3) по учёту влияния радиальной неравномерности потока на характеристики ЦБК.

Литература

1. Селезнёв К.П., Галёркин Ю.Б. Центробежные компрессоры.- Л.: Машиностроение, 1982.- 271 с.
2. Столярский М.Т. Работа центробежной компрессорной ступени в условиях неравномерного потока на входе // Изв. вузов. Энергетика.- 1960.- № 3.- С. 134-142.
3. Довжик С.А., Картавенко В.М., Экспериментальное исследование входных патрубков осевых стационарных турбомашин // Промышленная аэродинамика. Сб. статей ЦАГИ.- Вып. 29. Аэродинамика лопаточных машин.- М.: Машиностроение, 1973.- С. 56-71.
4. Анализ согласования ступеней двухступенчатого осецентробежного компрессора / Ю.А. Анимов, В.П. Герасименко, И.Л. Ровенский, Н.К. Рязанцев, Н.Н. Алексейчук // Газовая динамика двигателей и их элементов: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 1987.- Вып. 3.- С. 72-77.
5. Никитин А.А., Селезнёв К.П., Шкарбуль С.Н. Исследование входных патрубков центробежных компрессоров // Энергомашиностроение.- 1966.- № 9.- С. 17-19.
6. Створення проточних частин відцентрових компресорів для газоперекачувальних агрегатів нового покоління потужністю 6,3 МВт / В.П. Парафійник, В.М. Довженко, С.І. Наконечний, Є.Л. Фурса, О.П. Усатенко// Нафт. і газова пром-сть.- 1999.- № 5.- С. 41-47.
7. Влияние искажения потока на входе на рабочие характеристики центробежного компрессора / Арига, Касаи, Масуда, Ватанабе, Ватанабе // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1983.- Т. 105, № 2.- С. 10.
8. Стеннинг. Эффекты неравномерности потока на входе осевых компрессоров / Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.- 1980.- Т. 102, № 1.- С. 122-128.
9. Абаимов Л.С., Климяк Ю.И. К оценке влияния на параметры осевого компрессора окружной неравномерности поля полного давления входного потока // Изв. вузов. Авиац. техника.- 1983.- № 3.- С. 55-57.
10. Маззави. Расчетная модель проточной части компрессора в виде нескольких параллельных секций для учета влияния окружной неравномерности потока // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1977.- Т. 99, № 3.- С. 203-213.
11. Герасименко В.П., Приходько А.В. Исследование влияния нестационарности потока на характеристики ступени осевого компрессора // Газовая динамика двигателей и их элементов: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 1979.- Вып. 1.- С. 102-107.
12. Брехов А.Ф., Ершов В.Н., Карпова С.С. Некоторые особенности прохождения зоны окружной неравномерности через решётку рабочего колеса осевого компрессора // Самолётостроение и техника воздушного флота: Межвуз. сб.- 1972.- Вып. 28.- С. 15-20. (ХАИ).
13. Ericson L.E., Reding J.P. Dynamic stall analysis in light of recent numerical and experimental results // Journal of Aircraft.- 1976.- Vol. 13, № 4.- P. 248-255.
14. Герасименко В.П., Анимов Ю.А., Нурмухаметов Т.М. Аппроксимация характеристик центробежных компрессоров // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.- Харків: ХАІ, 2003.- Вип. 36/2.- С. 92 - 96.

Поступила в редакцию 02.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.И. Костюк, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. физ.-мат. наук, зав. отд. КС и АГНКС М.В. Бойко, УкрНИИгаз, г. Харьков.