

УДК 621.51.032:621.43.031.3

**Н.Н. АЛЕКСЕЙЧУК<sup>1</sup>, Ю.А. АНИМОВ<sup>1</sup>, В.П. ГЕРАСИМЕНКО<sup>2</sup>, Л.И. СТРЕМОУХОВ<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> *Казённое предприятие "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Украина*

<sup>2</sup> *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина*

## **АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВХОДНЫХ ПАТРУБКОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ С БОКОВЫМ ПОДВОДОМ**

Дан аэродинамический анализ входных патрубков компрессоров с боковым подводом воздуха. Показано влияние патрубков на характеристики центробежных компрессоров. Предложены рекомендации по совершенствованию патрубков. Результаты экспериментальных исследований подтверждают возможность получения характеристик компрессоров с радиально-кольцевыми патрубками таких же, как и при осевых входных устройствах.

**входной патрубок, центробежный компрессор, аэродинамическая характеристика, степень повышения давления, коэффициент полезного действия, коэффициент потерь, неравномерность потока**

### **Введение**

Современные как осевые, так и центробежные компрессоры, применяемые в газотурбинных двигателях и энергоустановках, агрегатах турбонаддува двигателей внутреннего сгорания и газоперекачивающих агрегатах, имеют сравнительно высокие коэффициенты полезного действия благодаря использованию оптимальных форм лопаточных венцов и других элементов проточной части. Оптимальное профилирование лопаток достигается при их проектировании на основе решения трехмерных уравнений движения газа [1 – 4]. Достаточно сложная структура течения в межлопаточных каналах учитывается в таких расчетах моделированием источников потерь. Несмотря на глубокое понимание протекающих в компрессорной ступени процессов и стремление разработчиков турбомашин сводить к минимуму потери в лопаточных венцах достижение успеха невозможно без учета реальных условий их работы и особенно условий на входе в них.

### **1. Формулирование проблемы**

Исследования [5] показывают, что условия на входе в турбомашину во многом определяют ее

аэродинамические характеристики и диапазон устойчивой работы. Эти условия, главным образом, определяются входными устройствами. Известные опубликованные работы по входным патрубкам [6] и влиянию неравномерности потока на входе на работу центробежной компрессорной ступени [7] свидетельствуют о значительных возможностях их аэродинамического совершенствования как с точки зрения минимизации гидравлических потерь собственно в патрубке, так и обеспечения благоприятных условий на входе в колесо центробежного компрессора.

### **2. Задачи исследования**

Целью данной работы является изучение влияния конструктивных особенностей входных патрубков с боковым подводом воздуха на аэродинамические характеристики центробежных компрессоров и разработка рекомендаций по совершенствованию таких патрубков. Исходя из этого были исследованы пять вариантов патрубков с боковым подводом воздуха в системе с различными центробежными и осецентрированными компрессорами. Изучалось их влияние на аэродинамические характеристики компрессоров, в том числе и путем сопоставления результа-

тов испытаний при использовании входных устройств осевого типа с конфузурным каналом.

### 3. Результаты исследований и их анализ

Схемы исследованных патрубков с боковым подводом воздуха представлены на рис. 1.

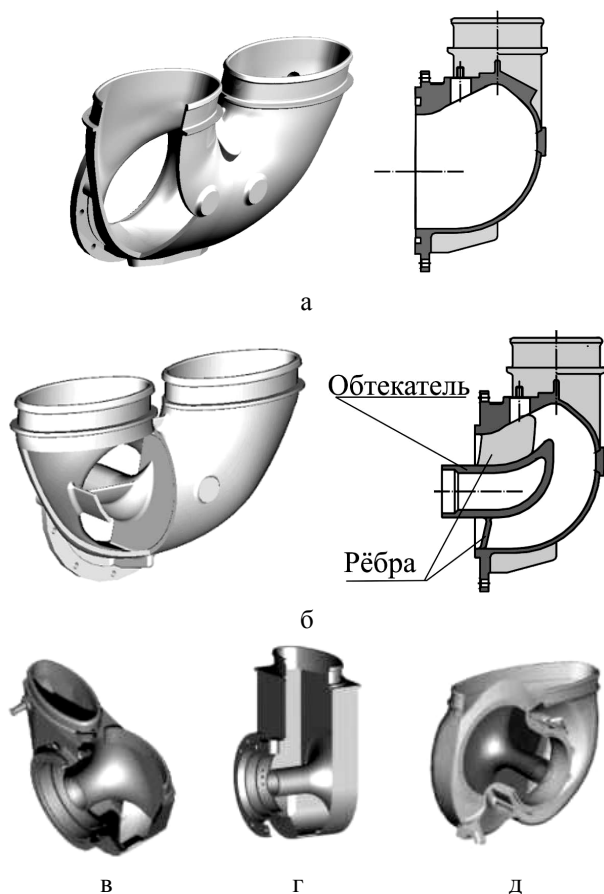


Рис. 1. Радиально-осевые

- воздухозаборные патрубки компрессоров:  
 а – двухзаходный коленообразный патрубок;  
 б – двухзаходный коленообразный патрубок с обтекателем;  
 в – двухзаходный радиально-кольцевой патрубок;  
 г – однозаходный радиально-кольцевой патрубок прямоугольного сечения;  
 д – однозаходный радиально-кольцевой профилированный патрубок

Испытание двухзаходного коленообразного патрубка (рис. 1, а) в системе центробежного компрессора показало, что окружная неравномерность потока в выходном сечении патрубка имеет близкий к синусоидальному характер с периодом, равным длине окружности. Относительная величина удвоенной амплитуды скорости составляет 40%, тогда

как радиальная неравномерность – максимум 10%. Усредненный коэффициент потерь в таком патрубке составлял  $\xi_1 = 0,21$ , что соответствует коэффициенту восстановления полного давления  $\sigma = 0,989$  при коэффициенте скорости на входе в компрессор  $\lambda_1 = 0,3$ .

При установке в патрубок по оси обтекателя, закрепленного к корпусу двумя противоположными ребрами (рис. 1, б), коэффициент потерь уменьшился на 38% ( $\xi_1 = 0,152$ ), что соответствовало  $\sigma = 0,992$  при  $\lambda_1 = 0,3$ . Окружная неравномерность потока осталась почти такой же – синусоидальной (рис. 2).

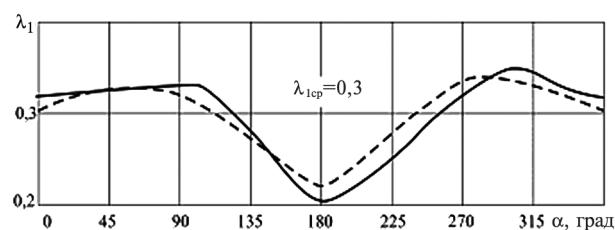


Рис. 2. Окружное изменение осредненной по радиусу приведенной скорости в выходном сечении патрубков: рис. 1, а (—); рис. 1, б (---)

Анализ окружной неравномерности скорости показывает, что скорость течения уменьшается в нижней части выходного сечения патрубка вследствие схождения пристенных у корпуса встречных потоков, которые входят в патрубок сверху по двум "рукавам". Второй причиной большой окружной неравномерности потока, естественно, является простая коленообразная форма патрубка, обеспечивающая только поворот потока в меридиональном сечении.

Влияние такой окружной неравномерности потока на работу центробежного компрессора видно из его характеристик (рис. 3), полученных с осевым и коленообразным (рис. 1, б) патрубками. Как видно из характеристик, например при  $M_{u_2} = 1,113$ , степень повышения давления  $\pi_k^*$  при коленообразном патрубке в сравнении с осевым уменьшилась на 2,1%, что соответствует снижению коэффициента напора

на 2,3%. К.п.д. при этом ухудшился на 2,5%, а рабочий диапазон характеристик сократился на 34%.

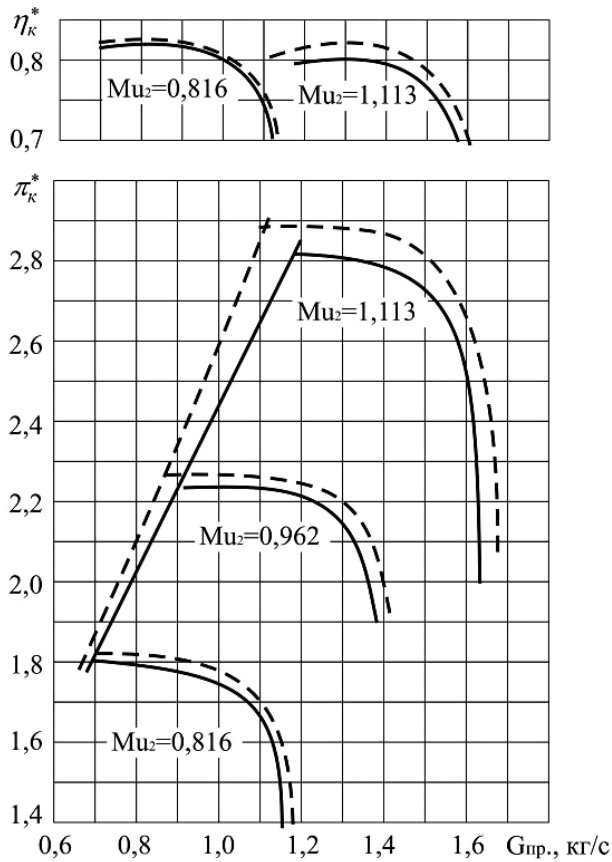


Рис. 3. Характеристики ЦБК (5ТДФ) с осевым подводом воздуха (---) и с коленообразным патрубком (—)

Расчетные оценки показывают, что ухудшение характеристик произошло, главным образом, за счет снижения эффективности центробежного компрессора, обусловленного влиянием неравномерности потока воздуха на его входе за патрубком, т.к. при общем снижении  $\pi_k^*$  на 2,1% доля этого снижения за счет потерь в патрубке при  $\sigma = 0,992$  составляет всего 0,8%, а по коэффициенту напора – 0,9%.

Следует отметить, что эти оценки хорошо согласуются с расчетами влияния окружной неравномерности потока на входе центробежного компрессора на его характеристики по методикам, предложенным авторами в работе [5].

Таким образом, существенным недостатком коленообразных патрубков является значительная окружная неравномерность потока на их выходе, что

приводит к заметному ухудшению аэродинамических характеристик компрессоров. В этой связи были спроектированы, изготовлены и испытаны радиально-кольцевые (радиально-осевые) входные патрубки (рис. 1, в, г, д). Такие патрубки обеспечивают, в отличие от коленообразных, практически равномерный по окружному направлению поток (рис. 4).

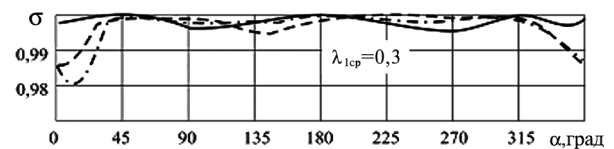


Рис. 4. Распределение коэффициента восстановления полного давления в выходном сечении патрубка (рис. 1, в) на трех относительных радиусах: 0,49 (—); 0,685 (---); 0,88 (— · —).

Незначительное местное снижение полного давления на ~ 1,5% получено в верхней части на выходе из патрубка (рис. 1, в), что объясняется подводом воздуха в патрубок двумя рукавами, между которыми имеется плохообтекаемый участок корпуса патрубка. Выравнивание потока в таких патрубках по сравнению с коленообразными объясняется их отличительным принципом работы. По конструкции радиально-осевой патрубков можно условно разделить на два участка – входную камеру, за которой следует кольцевой осесимметричный коллектор. Эти участки разделяются условно цилиндрической поверхностью. Существуют рациональные соотношения площадей проходных сечений на каждом из участков, обеспечивающие минимальные суммарные гидравлические потери в патрубке в целом при минимальных окружной и радиальной неравномерности потока на выходе из патрубка [8]. На участке входной камеры рекомендуется иметь диффузорный канал, обеспечивающий снижение скорости примерно в 1,3...1,5 раза, а на участке коллектора – конфузорный, обеспечивающий ускорение потока с его выравниванием как по окружности, так и по радиусу. Исходя из такого условного деления патрубка на два участка, можно пояснить принцип его работы следующим образом:

В камере поток воздуха из бокового подвода, распределяясь по окружности, разворачивается в поперечных сечениях к оси патрубка в радиальные направления к центру по всему кольцу. Размещение профилированной втулки-обтекателя на участке кольцевого коллектора оказывает обратное влияние на течение в камере, обеспечивая равномерное распределение потока по окружности. Такие втулки предпочтительнее обычного кока, особенно при сравнительно больших скоростях, характерных для высоконапорных компрессоров. В кольцевом коллекторе этот поток поворачивается из радиальных направлений в осевое в меридиональных плоскостях. На первом участке у стенки камеры, противоположной 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 вызвать возникновение высокочастотных колебаний в потоке [9]. Проведенные исследования [10] показывают, что размещение в этой части камеры профилированной перегородки, разделяющей встречные потоки и обеспечивающей их плавное стекание, способствует выравниванию окружной неравномерности потока на выходе из патрубка и устранению причин для развития колебаний. Аналогичное воздействие на поток оказывает и выполнение боковых стенок камеры в виде симметричных спиралей [11], переходящих в разделительное ребро.

На рис. 5 изображены характеристики осецентрированного компрессора дизеля 6ТД-2 с разделительной перегородкой в воздухозаборном патрубке и без нее. Отчетливо видно, что установка разделительной перегородки позволяет увеличить к.п.д. и степень повышения давления компрессора на 2...2,5%. При экспериментальных исследованиях компрессора с разделительной перегородкой в патрубке обнаружено также исчезновение пульсаций

давления и шума при приближении к границе помпажа, а также существенное увеличение рабочего диапазона характеристик компрессора.

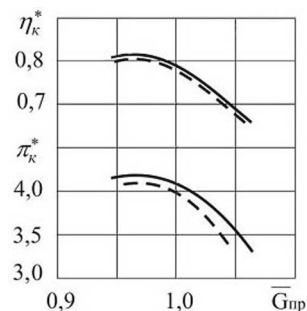


Рис. 5. Характеристики компрессора (6ТД-2) с перегородкой в патрубке ( — ) и без нее ( - - - )

Коэффициент потерь в патрубке с перегородкой получен небольшим  $\xi_1 = 0,046$ , что соответствует высоким значениям коэффициента восстановления полного давления в патрубке во всем исследованном диапазоне приведенных скоростей воздуха по входу в компрессор до  $\lambda_1 = 0,5$ .

Сравнительные экспериментальные исследования компрессоров с радиально-осевыми входными патрубками (рис. 1, в, д) и с осевым подводом воздуха не выявили каких-либо заметных существенных отличий в их характеристиках при использовании двух типов входных устройств. Это свидетельствует о высоком гидравлическом совершенстве радиально-кольцевых патрубков, благодаря чему удается получить к.п.д. центробежных компрессоров в системе с подводящим патрубком и спиральной выходной улитой на уровне 0,8 при степенях повышения давления до значений 4,0...4,5.

Следует также отметить, что разделительная перегородка в радиально-кольцевом патрубке может быть использована как средство регулирования компрессора [10]. А именно, в случае конструктивного ее исполнения поворотной по окружности происходит изменение предварительной закрутки потока перед рабочим колесом компрессора, что воздействует на поток аналогично регулированию поворотными лопатками направляющих аппаратов компрессора.

### Заключение

Выполненные исследования различных типов входных патрубков центробежных компрессоров позволили установить возможность создания патрубков с боковым подводом рабочего тела, практически не уступающих по аэродинамическому совершенству входным устройствам с осевым подводом рабочего тела. Такие патрубки имеют радиально-кольцевую форму с втулкой-обтекателем и разделительной перегородкой в нижней части патрубка, обеспечивающей плавное стекание встречных струй при их развороте из окружного движения у стенок корпуса в радиальное направление и далее в осевое.

### Литература

1. Макнэлли, Сокол. Обзор методов расчета внутренних течений в применении к турбомашинам // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1985. – Т. 107, № 1. – С. 103 – 122.
2. Єршов С.В., Русанов А.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовісцевих турбомашинах "FlowER". Свід. про держ. реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Держ. агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.
3. Босмэн. Расчет трехмерного течения в рабочем колесе центробежного компрессора // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1980. – Т. 102, № 3. – С. 81 – 88.
4. Фрэнгер, Хауэрд, Леннокс. Метод расчета трехмерного турбулентного потока во вращающихся межлопаточных каналах центробежной турбомшины // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1983. – Т. 105, № 3. – С. 21 – 30.
5. Герасименко В.П., Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Влияние неравномерности потока на вход на работу центробежного компрессора // *Авіацій-*

но-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Х.: ХАІ. – 2003. – Вип. 41/6. – С. 18 – 22.

6. Никитин А.А., Селезнев К.П., Шкарбуль С.Н. Исследование входных патрубков центробежных компрессоров // *Энергомашиностроение*. – 1960. – № 9. – С. 17 – 19.

7. Столярский М.Т. Работа центробежной компрессорной ступени в условиях неравномерного потока на входе // *Изв. ВУЗов. Энергетика*. – 1960. – № 3. – С. 134 – 142.

8. Довжик С.А., Картавенко В.М. Экспериментальное исследование входных патрубков осевых стационарных турбомашин // *Промышленная аэродинамика. Сб. статей ЦАГИ*. – М.: Машиностроение. – 1973. – Вып. 29. Аэродинамика лопаточных машин. – С. 56 – 71.

9. Столярский М.Т. Организация потока во всасывающей камере и ее влияние на характеристики центробежных нагнетателей // *Энергетическое машиностроение: Исследование проточной части центробежных компрессорных машин*. – М.: НИИЭ информэнергомаш. – 1982. – № 1. – С. 18 – 20.

10. 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. ХАИ*. – 1987. – Вып. 3. – С. 72 – 77.

11. Гоголев И.Г., Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Анализ результатов расчетного и экспериментального исследования турбулентного течения во входном отсеке газовой турбины наддува судового дизеля // *Вестник НТУ "ХПИ"*. Сб. науч. трудов. Тематический выпуск "Энергетическое и теплотехническое оборудование". – Х.: НТУ "ХПИ". – 2005. – № 6. – С. 54 – 59.

*Поступила в редакцию 16.05.2005*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. В.Г. Солодов, Харьковский национальный автомобильнодорожный университет, Харьков.