

Газодинамическое воздействие кольцевого вдува на аэродинамические факторы возбуждения резонансных колебаний рабочих лопаток в ступени компрессора

Ю. М. Терещенко¹, Е. В. Дорошенко, Ю. Ю. Терещенко, П. В. Гуменюк

Национальный авиационный университет, Киев, Украина

¹ terj@nau.edu.ua

Приведены результаты исследования влияния кольцевого вдува перед рабочим колесом ступени осевого компрессора на возбуждение вынужденных колебаний рабочих лопаток. Показано, что кольцевой вдув обеспечивает выравнивание поля скоростей потока за ступенью осевого компрессора и снижение уровня вибронпряжений в корневом сечении рабочих лопаток.

Ключевые слова: кольцевой вдув, лопатка, колебания, компрессор.

Введение. Одними из основных факторов, которые отрицательно влияют на давление, создаваемое компрессором, коэффициент полезного действия и газодинамическую устойчивость, являются неравномерность и пульсации потока в компрессоре.

При обтекании за лопаточными венцами образуются аэродинамические следы, между которыми наблюдается крупномасштабная пульсация полного давления. Интенсивность пульсации изменяется по высоте лопатки и зависит от режима работы ступени. Из-за периодической неравномерности потока, обусловленной аэродинамическими следами за лопаточными венцами, возникают опасные резонансные колебания лопаток ротора, ухудшаются параметры компрессора в широком диапазоне режимов его работы и характеристик газодинамической устойчивости [1].

Гармоническая отстройка лопаток позволяет сдвинуть опасные резонансные режимы в область переходных режимов, где компрессор работает непродолжительное время.

Особый интерес представляют способы влияния аэродинамических факторов на отстройку от резонансных колебаний лопаток. К таким способам относится вдув дополнительной массы газа. Например, в [2] установлено, что вдув в элементы статора перед рабочим колесом позволяет снизить уровень вибронпряжений в лопатках. В работах [3–5] показана эффективность влияния вдува на аэродинамические характеристики лопаточных венцов компрессора. Результаты управления следами путем импульсного вдува за элементами высоконагруженного компрессора приведены в [3]. Исследования проводились при числе Маха $M = 0,07$. В [4] представлены данные исследования по оценке влияния синтетических струй на течение в компрессоре. Показано, что управление пограничным слоем зависит от амплитуды и частоты импульсного вдува. Эффективность использования импульсного и постоянного вдува для обеспечения устойчивой работы компрессора определялась в [5]. Установлено, что эффективность импульсного вдува выше, чем постоянного. В работах [2–5] исследования проводились при вдуве по всей высоте лопатки через специальные отверстия. Реализация такого вдува усложняет конструкцию лопаток компрессора. К тому же при импульсном вдуве необходимо использовать систему автоматического управления вдувом.

Результаты исследований, представленные в работах [2–5], свидетельствуют об актуальности проблемы расширения диапазона безотрывного течения в компрессорах газотурбинных двигателей. Для решения этой проблемы применяют различные мето-

ды управления течением в компрессоре. Следует отметить, что одними из наименее исследованных методов обеспечения бесрывного течения в ступенях осевого компрессора являются методы, основанные на газодинамическом воздействии на структуру потока в периферийной части компрессора. Неизученными остаются также вопросы, связанные с выбором рациональных значений параметров газодинамического воздействия на структуру потока в периферийной части компрессора, при которых обеспечивается наибольшая его эффективность.

Цель данной работы заключается в оценке эффективности газодинамического воздействия кольцевого ддува на уровень вибронпряжений в рабочих лопатках ступени осевого компрессора.

Результаты исследования и их обсуждение. Объектом исследования служила ступень осевого компрессора (рис. 1), состоящая из входного направляющего аппарата (30 лопаток), рабочего колеса (24 лопатки) и спрямляющего аппарата (24 лопатки). Ступень смоделирована с геометрическими параметрами, аналогичными ступени Д-1 [6]. Исследования характеристики ступени проводились при окружной скорости на концевом сечении $u = 170,7$ м/с. Течение в ступени компрессора исследовали с помощью численного моделирования.

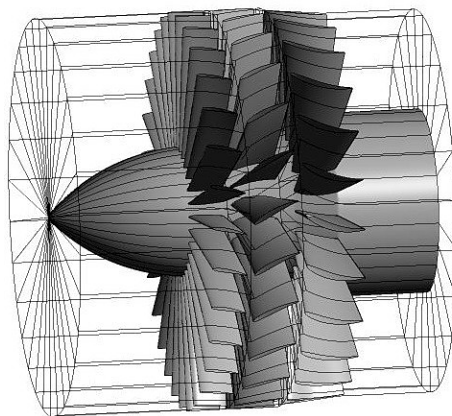


Рис. 1. Ступень осевого компрессора.

Для проведения исследований с помощью 3D модели ступени компрессора была построена неструктурированная адаптивная расчетная сетка, состоящая из 2,013 миллиона ячеек. Для корректного использования условия периодичности расчетная область каждого лопаточного венца состояла из одной лопатки и межлопаточного канала. Расчет турбулентного течения проводился путем численного расчета осредненных уравнений Навье–Стокса. Уравнения замыкались моделью турбулентной вязкости SST. Выбрана расчетная схема второго порядка с локальным использованием расчетной схемы первого порядка.

При безотрывном обтекании лопаток рабочего колеса за ними образуются вихревые следы, которые являются причиной периодической неравномерности потока. Срывной режим обтекания лопаток рабочего колеса приводит к появлению неоднородности в периодической неравномерности потока и инициирует образование зон кольцевого срыва. Пульсации сил могут вызвать опасные вибрации лопаток. Одна из задач аэродинамического совершенствования компрессоров заключается в разработке методов снижения периодической неравномерности потока, учитывающих наличие вихрей и срывных зон в лопаточных венцах компрессоров. Основная причина возникновения кольцевого и вращающегося срыва при уменьшении расхода потока – увеличение угла атаки в лопаточных венцах.

Ниже рассматривается возможность снижения периодической неравномерности потока, вызванного наличием его срыва, путем газодинамического воздействия. Газодинамическое воздействие на течение в ступени осевого компрессора осуществлялось с помощью кольцевого вдува перед рабочим колесом. Вдув дополнительной массы воздуха проводился по окружности на периферии через канал под углом $\gamma = 10, 20$ и 30° . Схема кольцевого вдува представлена на рис. 2.

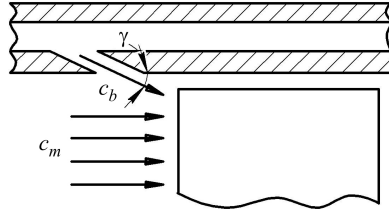


Рис. 2. Схема кольцевого вдува.

Интенсивность вдува изменялась при коэффициенте импульса вдува $c_\mu = 0,002...0,072$. Эффективность использования газодинамического воздействия кольцевым вдувом рассматривалась для срывного режима работы при осевой скорости на входе 90 м/с.

Коэффициент импульса вдува определялся как

$$c_\mu = \frac{\rho_b c_b^2 F_s \sin \gamma}{\rho_m c_m^2 F_m}, \quad (1)$$

где ρ_b, ρ_m – плотность воздуха на выходе из щели и в основном потоке; F_s, F_m – площадь сечения на выходе из щели и на входе в рабочее колесо, c_b, c_m – скорость потока воздуха на выходе из щели и в основном потоке на входе в рабочее колесо.

Для оценки эффективности газодинамического управления по результатам расчета была построена зависимость степени повышения давления в ступени π от коэффициента импульса вдува c_μ (рис. 3).

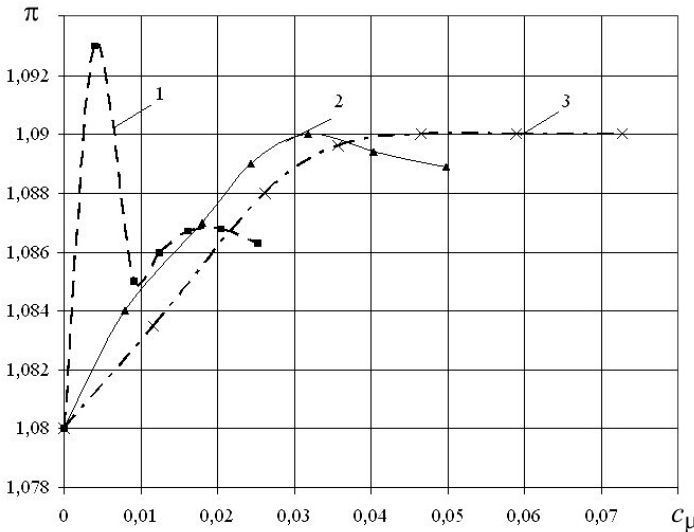


Рис. 3. Зависимость степени повышения давления в ступени от коэффициента импульса вдува. (Здесь и на рис. 4: 1 – $\gamma = 10^\circ$; 2 – $\gamma = 20^\circ$; 3 – $\gamma = 30^\circ$.)

Газодинамическое воздействие на поток, соответствующее значениям коэффициента импульса вдува $c_\mu \geq 0,03$, приводит к увеличению степени повышения давления π в диапазоне 1,08...1,09 на прерывных режимах работы ступени осевого компрессора на расчетной частоте вращения.

Кольцевой вдув внутри канала вызывает разрушение вихревой структуры в периферийной части лопаток рабочего колеса. С ростом осевой скорости, обусловленным газодинамическим воздействием на пограничный слой, увеличивается коэффициент расхода, что приводит к уменьшению угла атаки рабочих лопаток и, как следствие, бесрывному обтеканию.

На рис. 4 представлены результаты расчета потерь полного давления в рабочем колесе при разной интенсивности вдува.

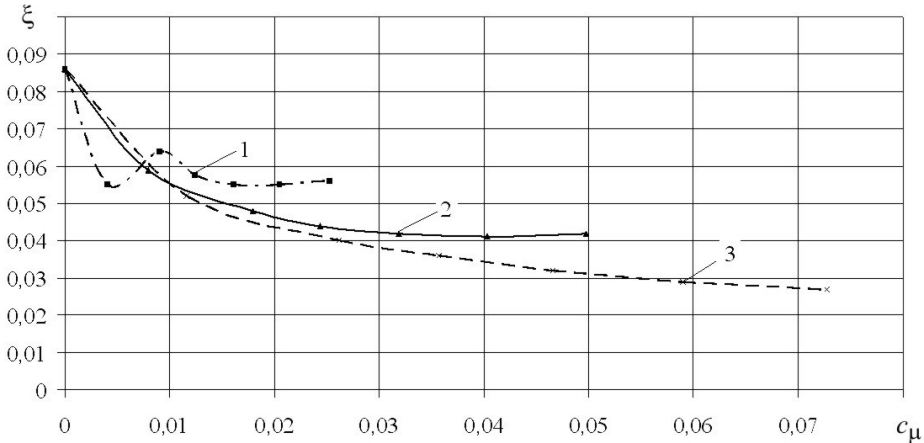


Рис. 4. Зависимость коэффициента потерь полного давления в рабочем колесе от коэффициента импульса вдува.

Коэффициент потерь полного давления в рабочем колесе рассчитывается как

$$\xi = \frac{p_1'^* - p_2'^*}{\frac{\rho_m w_m^2}{2}}, \quad (2)$$

где $p_1'^*$ и $p_2'^*$ – средние значения полного давления в относительном движении на входе и выходе в рабочее колесо; w_m – средняя относительная скорость потока в рабочем колесе.

Использование кольцевого вдува позволяет снизить коэффициент потерь полного давления в рабочем колесе от 0,085 до 0,028. Газодинамическое воздействие вдува под углом $\gamma = 10^\circ$ уменьшает потери от 0,085 до 0,055 при $c_\mu = 0,016...0,025$. При этом степень повышения давления в ступени возрастает от 1,08 до 1,087. Анализ результатов, представленных на рис. 4, показывает, что для угла вдува $\gamma = 10^\circ$ газодинамическое воздействие на поток, соответствующее $c_\mu = 0,02$, приводит к увеличению степени повышения давления в ступени π в интервале 1,08...1,087 и снижению коэффициента потерь полного давления $\xi = 0,085...0,055$.

Сравнение результатов кольцевого вдува при $\gamma = 20$ и 30° свидетельствует о том, что в этих случаях он эффективнее, чем при $\gamma = 10^\circ$. При $\gamma = 20^\circ$ наибольшая его эффективность наблюдается при $c_\mu = 0,032...0,05$. При этом степень повышения давления возрастает до 1,089...1,09, а коэффициент потерь полного давления снижается до 0,4.

Среди рассмотренных углов кольцевого вдува наибольшая эффективность газодинамического воздействия имеет место при $\gamma = 30^\circ$. При $c_\mu = 0,046 \dots 0,072$ степень повышения давления увеличивается до 1,09, а коэффициент потерь полного давления уменьшается до 0,32...0,28.

Газодинамическое воздействие на поток при оптимальных параметрах вдува уменьшает его неравномерность на выходе из рабочего колеса. Кроме того, изменяются характер обтекания и уровень неравномерности потока за спрямляющим колесом, расположенным за рабочим колесом. На основе полученных результатов был рассчитан уровень неравномерности потока за спрямляющим аппаратом при $\gamma = 30^\circ$. Уровень периодической неравномерности будем оценивать величиной

$$\alpha = \frac{v_{\max}}{C_0}, \quad (3)$$

где C_0 – постоянная скорость в ядре потока между следами; v_{\max} – максимальная дополнительная скорость в следе.

На рис. 5 представлена зависимость уровня неравномерности потока за спрямляющим аппаратом от коэффициента импульса вдува в периферийных сечениях ступени.

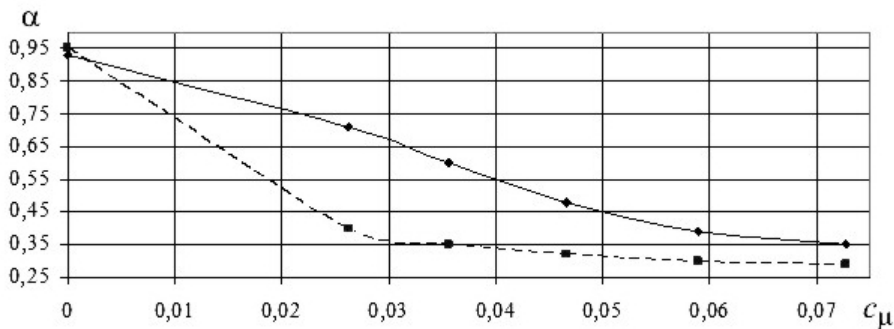


Рис. 5. Зависимость уровня неравномерности потока за спрямляющим аппаратом от коэффициента импульса вдува. (Сплошная линия – 90% высоты лопатки, штриховая – 98%.)

Видно, что газодинамическое воздействие на поток перед рабочим колесом позволяет уменьшить уровень неравномерности потока за спрямляющим аппаратом. При $c_\mu = 0,046 \dots 0,072$ уровень неравномерности потока снижается до 0,67...0,27.

Уровень вибронпряжений при вынужденных колебаниях в случае разной интенсивности управления обтеканием в ступени компрессора запишем следующим образом [2]:

$$\bar{\sigma}_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{k_0}} = \frac{\left[\beta_0 - \arccos \frac{u}{W_1} (1 + \alpha_\mu) \right] \left(\frac{1}{1 + \alpha_\mu} \right)^2 - \left(\beta_0 - \arccos \frac{u}{W_1} \right)}{\left[\beta_0 - \arccos \frac{u}{W_1} (1 + \alpha) \right] \left(\frac{1}{1 + \alpha} \right)^2 - \left(\beta_0 - \arccos \frac{u}{W_1} \right)}, \quad (4)$$

где σ_{k_0} – напряжения при $c_\mu = 0$.

На рис. 6 приведены результаты исследования газодинамического воздействия на уровень вибронпряжений при вынужденных колебаниях лопаток ступени осевого компрессора в корневом сечении.

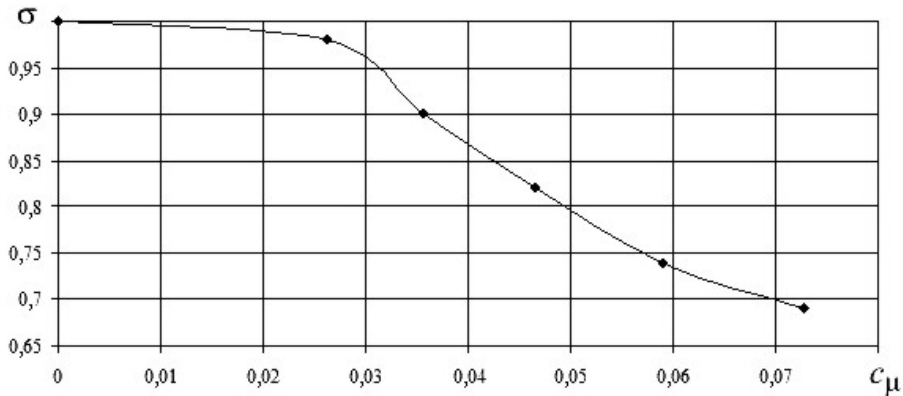


Рис. 6. Залежність відносного рівня вібронапружень від інтенсивності газодинамічного впливу.

Таким образом, при інтенсивності газодинамічного управління обтеканим, яке відповідає значенням $c_\mu = 0,46 \dots 0,072$, рівень вібронапружень в корневому сеченні робочих лопаток ступені може бути знижений на 15...30%.

Выводы

1. Показано, що газодинамічне вплив кільцевого вдува перед робочим колесом при кутах $\gamma = 10, 20$ і 30° на течію в ступені осевого компресора дозволяє знизити рівень втрат повного тиску в робочому колесі ξ з 0,085 до 0,028.

2. Газодинамічне вплив на потік зменшує його неоднорідність за робочим колесом і спрямляючим апаратом.

3. При коефіцієнті імпульсу вдува $c_\mu = 0,046 \dots 0,072$ рівень нерівномірності потоку зменшується до 0,67...0,27, в той час як рівень вібронапружень – на 15...30% порівняно з початковим.

4. Ефективне використання газодинамічного впливу кільцевого вдува на потік зменшує рівень вібронапружень в ступені осевого компресора, викликаних аеродинамічними факторами.

Резюме

Наведено результати дослідження впливу кільцевого вдува перед робочим колесом ступені осевого компресора на збудження вимушених коливань робочих лопаток. Показано, що кільцевий вдув забезпечує вирівнювання поля швидкостей потоку за ступенем осевого компресора і зумовлює зниження рівня вібронапружень у корневому перерізі робочих лопаток.

1. Терещенко Ю. М. Аеродинамічне удосконалення лопаточних апаратів компресорів. М.: Машиностроение, 1987. 168 с.
2. Терещенко Ю. М., Дорошенко Е. В., Техрани А., Аболхассан-заде Дж. Аеродинамічні фактори впливу на резонансні коливання лопаток компресорів газотурбінних двигателів. *Пробл. прочності*. 2015. № 5. С. 73–81.
3. Staats M., Nitsche W., Steinberg S. J., and King R. Closed-loop active flow control of a non-steady flow field in a highly-loaded compressor cascade. *CEAS Aeronaut. J.* 2017. 8, No. 1. P. 197–208. doi: 10.1007/s13272-016-0232-1.

4. Wang S., Cai L., Zhou X., and Lu S. Numerical investigation on effectiveness of flow separation control in two-dimensional high-load compressor cascade by synthetic jet. *J. Therm. Sci.* 2012. **21**, No. 5. P. 441–446. doi: 101007/s11630-012-0566-x.
5. Gardner A. D., Richter K., Mai H., and Neuhaus D. Experimental investigation of high-pressure pulsed blowing for dynamic stall control. *CEAS Aeronaut. J.* 2014. **5**, No. 2. P. 185–198. doi: 10.1007/s13272-014-0099-y.
6. Свечников В. С., Кириллов А. Б. Аэродинамические характеристики ступени осевого компрессора. М.: ЦАГИ, 1958. 94 с.

Поступила 09. 11. 2017