

Экспериментальный анализ клокинг-эффекта роторов и статоров на примере модельного высоконагруженного двухступенчатого компрессора

Милешин В.И., Марков С.А., Кожемяко П.Г., Савин Н.М.

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

e-mail: mileschin@ciam.ru

Для исследования клокинг-эффекта рабочих колес и направляющих аппаратов разработана уникальная конструкция высоконагруженного двухступенчатого компрессора НРС-2, имеющего проектную степень сжатия $\pi_k^* = 3,7$. Представлены первые результаты экспериментальных исследований компрессора при различных взаимных окружных положениях роторных и статорных венцов. Показан ярко выраженный клокинг-эффект статоров и роторов, начиная с оборотов $\bar{n} = 70\%$.

Ключевые слова: клокинг-эффект роторов, клокинг-эффект статоров, высоконагруженный двухступенчатый компрессор, нестационарное взаимодействие венцов.

Numerical and experimental analysis of rotor and stator clocking effect by example of model high loaded two stage compressor

Mileshin V.I., Markov S.A., Kozhemyako P.G., Savin N.M.

CIAM, Moscow

In frame of this work the two stages compressor (НРС-2 with the designed pressure ratio 3,7) of unique design was developed for investigation of rotor and stator clocking effect. The results of first experimental study of high loaded two stage compressor НРС-2 at different relative circumferential positions of rotor and stator rows are represented. The results illustrate the fact that, starting from rotational speed $\bar{n} = 70\%$ strong clocking effect of rotors and stators are clearly seen.

Keywords: rotor clocking effect, stator clocking effect, high loaded two stage compressor, bladed rows unsteady interaction.

Введение

Клокинг венцов – известный метод влияния на поле течения в многоступенчатом компрессоре путем изменения относительного окружного расположения роторных или статорных венцов, причем желательно с одинаковым количеством лопаток. Он позволяет существенно увеличить КПД турбомшины без изменений в профилировании лопатки [1–10], что было подтверждено экспериментами. Так, базовое исследование клокинга статоров показало, что изменение позиций венцов повлияло на суммарные характеристики низкоскоростного четырехступенчатого осевого компрессора в пределах 0,2% [5].

При изменении позиций венцов в среднескоростном трехступенчатом осевом компрессоре было установлено, что для проектной нагрузки имеют место вариации КПД второй ступени около 0,27%, а для увеличенной нагрузки – 1,07% [9, 10].

Частотный анализ флуктуаций полей течения показал, что клокинг-эффект возникает вследствие взаимодействия следа от венца, расположенного вверх по потоку, с пограничным слоем венца, находящимся ниже по потоку.

Дальнейшие исследования физики потока в многоступенчатом компрессоре привели к выводу о том, что аэродинамические эффекты клокинга статоров чувствительны к осевому зазору между венцами [11, 12].

В работе [13] представлены результаты экспериментов, в процессе которых клокнинг входного направляющего аппарата (ВНА) и находящегося ниже по течению статора в околосзвуковом 1,5-ступенчатом компрессоре привел к изменению КПД на 0,8%.

Один из главных выводов проведенных ранее исследований заключался в том, что максимальные характеристики достигаются тогда, когда след от расположенного вверх по потоку венца сталкивается с передней кромкой венца ниже по потоку. Но поскольку в экспериментах использовались, как правило, низкоскоростные ступени, оставалось неясным, сохраняются ли данные эффекты для высокоскоростных осевых ступеней компрессоров. Это было показано с использованием квази-3D нестационарного расчета многоступенчатого компрессора на основе решения уравнений Навье – Стокса [14–16]. Для каждого из вариантов 1,5-ступенчатого компрессора был выполнен расчет при различных клокнинг-положениях роторов с шагом лопатки 25%. Также были проведены эксперименты с целью изучения влияния клокнинг-эффекта роторов и статоров на течение в 2,5-ступенчатом осевом компрессоре [17]. Для клокнига как статоров, так и роторов расхождение характеристик второй ступени изменяется по синусоидальному закону в зависимости от угла клокнига. Осредненные по времени измерения в основном указывают на наибольший выигрыш по давлению в случае, когда след от верхнего по потоку венца проходит через средний межлопаточный канал венца, находящегося ниже по потоку. В случае клокнига роторов это может привести к изменению рабочего диапазона компрессора. Фундаментальный аэродинамический механизм, ответственный за клокнинг, приписывают сдвигу пограничного слоя на стороне разрежения по отношению к углу клокнига.

При исследовании суммарных характеристик двухступенчатого компрессора НРС-2 показано, что величина повышения КПД при полном клокниге (комбинации клокнига ротора и статора) почти в 2 раза больше величины повышения КПД при единичном клокниге.

За последние 20 лет в России были разработаны лишь несколько компрессоров высокого давления (КВД). Их аэродинамическое проектирование было выполнено в основном в 2008–2012 гг., а расчетно-экспериментальное исследование клокнига статоров и роторов на установке НРС-2 завершилось в 2016 г. Поэтому выводы и рекомендации, сделанные при исследовании клокнига компрессора НРС-2, будут полезны только при создании новых компрессоров, для которых технология клокнига будет закладываться в проект на стадии начальной разработки.

Исследования и измерения

Для экспериментов, проведенных в ЦИАМе на стенде Ц-3, был использован двухступенчатый компрессор НРС-2, моделирующий две первые ступени высоконапорного КВД. Схема проточной части компрессора с указанием осевых сечений измерения параметров потока приведена на рис. 1. Фотографии роторов и компрессора в сборке показаны на рис. 2. Основные размеры: $d_{вт1} = 409,4$ мм; $d_{вт5} = 498,4$ мм; $\bar{d}_1 = 0,6525$; $\bar{d}_5 = 0,8676$; $D_{к1} = 627,4$ мм; $D_{п5} = 574,5$ мм.

Проектные параметры компрессора при ISA: $G_{пр} = 31,8$ кг/с; $n_k = 13\,434$ об/мин; $U_b = 440$ м/с; $\pi_k^* = 3,7$; $\eta_{ад}^* = 0,865$; $\pi_{1s}^* = 2,15$; $\pi_{2s}^* = 1,72$; $\bar{H}_{z1s} = 0,421$; $\bar{H}_{z2s} = 0,404$; $\eta_{ад1s}^* = 0,868$; $\eta_{ад2s}^* = 0,880$.

Компрессор, спроектированный с применением современных методов решения 1D–3D прямых и обратных задач, отличается высокой аэродинамической

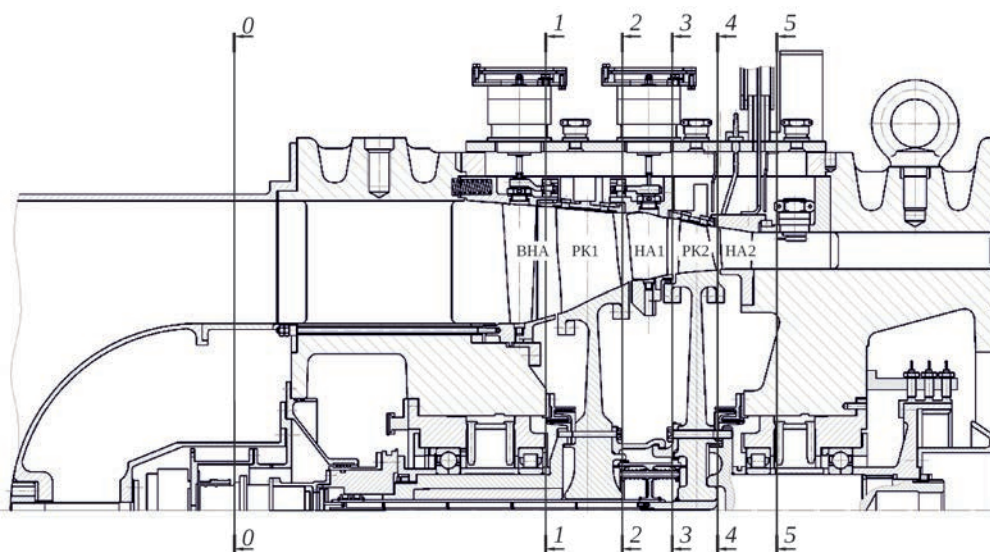


Рис. 1. Схема проточной части компрессора с указанием осевых сечений 0–0; 1–1; 2–2; 3–3; 4–4; 5–5



Рис. 2. Компрессор НРС-2. Ротор первой (а) и второй (б) ступеней и общая сборка (в)

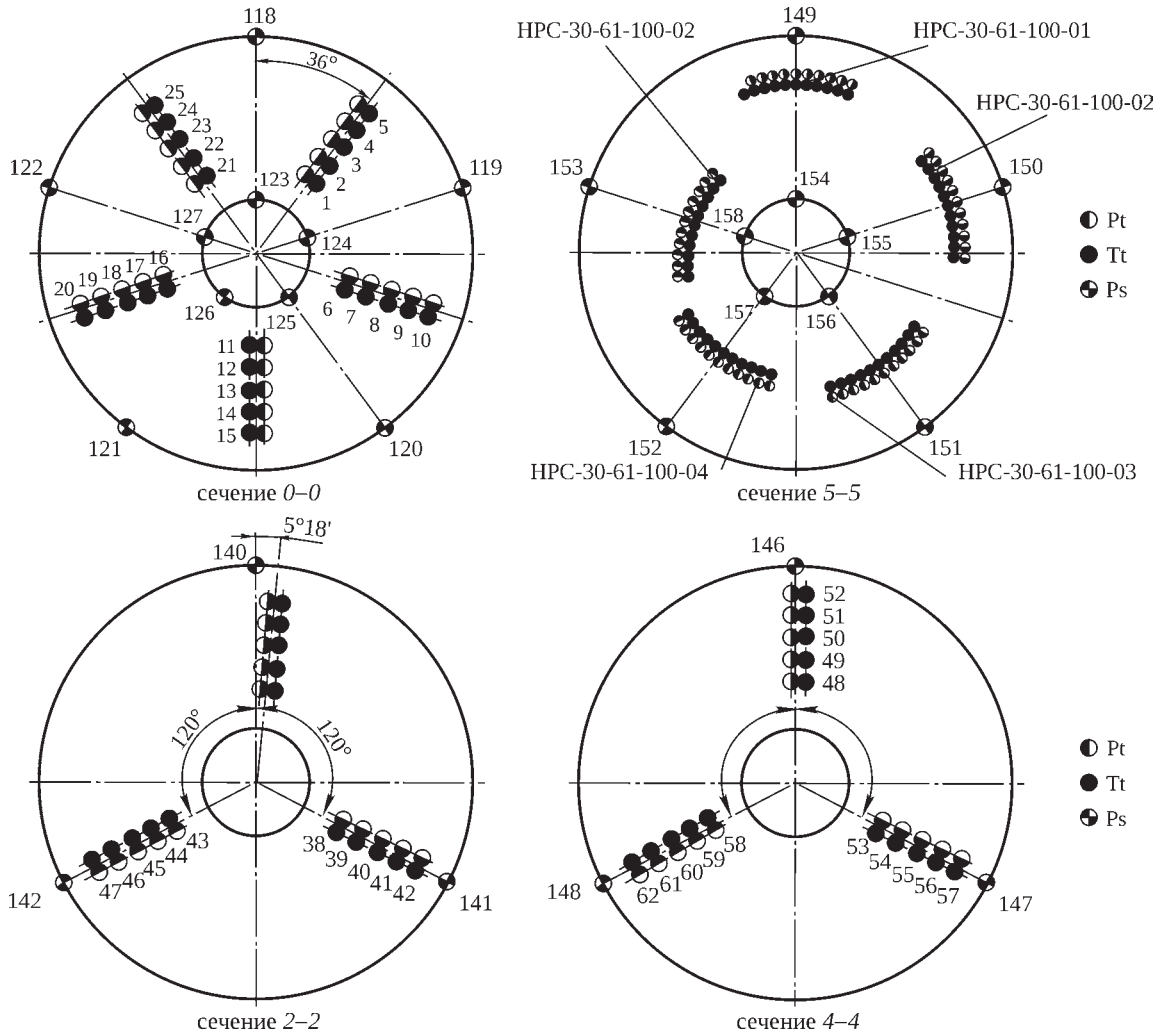


Рис. 3. Расположение приемников полного и статического давления и температуры торможения в осевых сечениях по тракту компрессора (см. рис. 1)

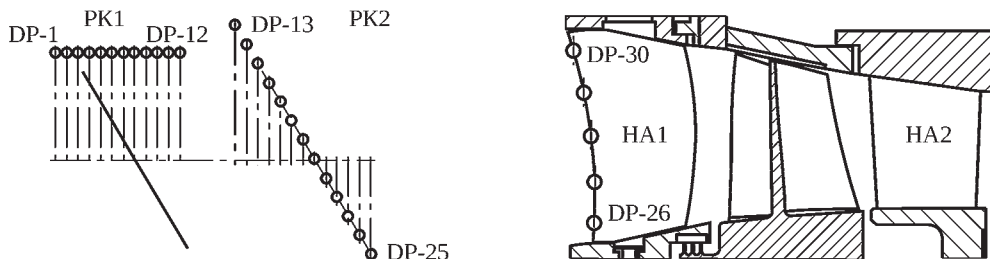


Рис. 4. Расположение датчиков пульсаций статического давления на корпусах над РК1 и РК2 и полного давления на передней кромке лопатки HA1

нагруженностью ступеней, что характерно для компрессоров перспективных авиационных двигателей [3–7]. Предусмотрено регулирование компрессора путем изменения углов установки лопаток ВНА и статорного венца первой ступени. На выходе из компрессора остаточная закрутка потока составляет 25°.

Конструкция компрессора НРС-2 разработана исходя из цели исследования клокнинг-эффектов направляющих аппаратов (НА) и рабочих колес (РК), и поэтому имеет следующие особенности:

- число лопаток НА одинаковое: $Z_{ВНА} = Z_{НА1} = Z_{НА2} = 68$; числа лопаток РК имеют кратные значения: $Z_{РК1} = 28$, $Z_{РК2} = 56$;

- для изменения клокнинг-расположения лопаток НА1 и НА2 компрессор оборудован механизмом поворота венца НА2 и следящей системой отсчета величины его окружного смещения во время испытаний; венец НА2 может поворачиваться по окружности в любое дискретное положение в пределах двух шагов его лопаток;

- для изменения клокнинг-расположения лопаток РК1 и РК2 венец РК2 может поворачиваться относительно РК1 в одно из 12 окружных положений в пределах шага лопаток РК1; окружное смещение РК2 осуществляется непосредственно на стенде при остановленном компрессоре;

- радиальные зазоры в РК составляют 0,5 мм.

Перечисленные особенности компрессора и его механизация позволяют получить проявление клокнинг-эффектов статоров (при окружном смещении НА2) и роторов (при окружном смещении РК2), а также полный клокнинг-эффект при одновременном изменении взаимного расположения статоров и роторов по окружности.

Расположение датчиков измерения давления и температуры в осевых сечениях тракта проточной части компрессора приведены на рис. 3. В промежуточных сечениях 2–2 и 4–4 (на входе в НА) полное давление и температура измерялись путем препарирования передних кромок трех лопаток НА1 и НА2, а статическое давление – только на периферии.

Нестационарные измерения в компрессоре, выполняемые с целью получения экспериментально-исследовательской информации и для диагностики технического состояния компрессора и привода, содержат пульсации статического давления на корпусах РК1 и РК2 и пульсации полного давления на передней кромке лопатки НА1 (рис. 4). Измерения проведены с помощью высокочастотных датчиков Kulite. На корпусе РК1 были размещены 12 датчиков (DP1–DP12) вдоль оси компрессора, на корпусе РК2 – 13 датчиков (DP13–DP25) вдоль линии хорды лопаток РК2. Пять датчиков (DP26–DP30) на передней кромке лопатки НА1 располагались с помощью встроенных приемников полного давления.

Результаты эксперимента

Характеристики компрессора НРС-2 были сняты при относительных частотах вращения $n_{пр} = \{0,6; 0,7; 0,75; 0,8; 0,88; 0,97\}$ при соответствующей программе регулирования углов установки лопаток ВНА $\Delta\theta_{ВНА} = \{-40^\circ; -40^\circ; -40^\circ; -40^\circ; -20^\circ; -5^\circ\}$.

На рис. 5 приведены экспериментальные и расчетные зависимости степени повышения полного давления π^* и адиабатического КПД $\eta_{ад}^*$ от приведенного расхода воздуха $G_{пр}$ при исходном окружном расположении статорных и роторных венцов.

Расчетные характеристики получены по результатам 3D расчета течения с использованием осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса и дифференциальной модели турбулентности [18–20]. При испытаниях компрессора для сохранения в рабочем состоянии тензодатчиков контроля вибраций лопаток граница газодинамической устойчивой работы не определялась, граница на рис. 5 получена расчетным путем.

Видно, что компрессор в первой после изготовления сборке имеет удовлетворительные параметры.

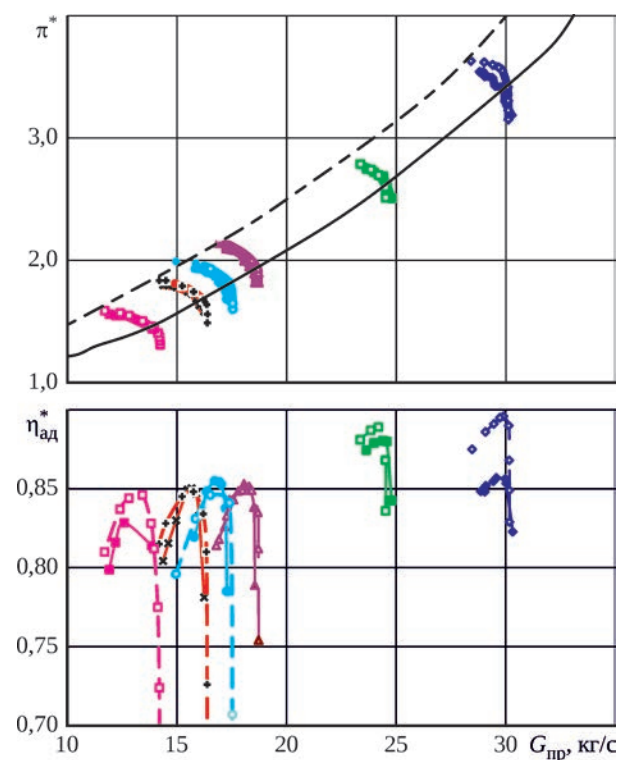


Рис. 5. Характеристики компрессора при исходном клокнинг-расположении роторов и статоров:

$n = 0,97$, ВНА -5° : —●— эксперимент, —○— расчет;
 $n = 0,88$, ВНА -20° : —■— эксперимент, —□— расчет;
 $n = 0,80$, ВНА -40° : —▲— эксперимент, —△— расчет;
 $n = 0,75$, ВНА -40° : —●— эксперимент, —○— расчет;
 $n = 0,70$, ВНА -40° : —×— эксперимент, —+— расчет;
 $n = 0,60$, ВНА -40° : —■— эксперимент, —□— расчет;
 — рабочая линия; - - - линия границы устойчивости

При относительной частоте вращения $n_{пр} = 0,97$, близкой к проектной, максимальный КПД компрессора составляет 0,86, при $n_{пр} = 0,88$ КПД увеличивается до 0,88, а при $n_{пр} = 0,7$ – уменьшается до 0,85. Обеспечиваются также проектные значения расхода воздуха, степени повышения полного давления и запаса газодинамической устойчивости.

Результаты 3D-расчетов хорошо согласуются с экспериментом, за исключением значения КПД компрессора при относительной частоте вращения $n_{пр} = 0,97$. В качестве объяснения причины расхождения расчетного и экспериментальных значений КПД при $n_{пр} = 0,97$, которое достигает почти 4%, можно отметить, что максимальные обороты стенда Ц-3 не превышают $n = 12\ 000$ об/мин, а режим $n_{пр} = 0,97$ соответствует оборотам НРС-2 $n = 13\ 031$ об/мин. Для реализации таких высоких оборотов на стенде Ц-3 на ВКС были использованы холодильные установки, снижающие температуру воздуха на входе в НРС-2 до -31°C . К сожалению, поток воздуха, поступающий на вход в НРС-2 от холодильных установок, отличается значительной неравномерностью, что приводит к снижению КПД при $n_{пр} = 0,97$.

Пульсации давления в компрессоре. Для анализа результатов измерения пульсаций статического давления на корпусе компрессора в области РК1 и РК2, а также полного давления по измерениям встроенными датчиками на передних кромках лопаток НА2 (рис. 4) определялись следующие осредненные по времени параметры (время осреднения $T \approx 3$ с):

– среднее значение статического давления:

$$p_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) dt;$$

– среднеквадратическое отклонение (RMS) пульсаций давления от среднего значения:

$$\sigma_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (p(t) - p_{cp})^2 dt}.$$

Интенсивность пульсаций ε^* полного давления в любой точке измерения рассчитывается в процентах как отношение стандартного отклонения флуктуаций полного давления к осредненному по времени полному давлению:

$$\varepsilon^* = 100 \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (p^*(t) - p_{cp}^*)^2 dt} / \frac{1}{T} \int_0^T p^*(t) dt.$$

По аналогичной формуле рассчитывается интенсивность пульсаций статического давления ε .

На рис. 6 представлены результаты измерения статического давления на корпусах РК1 и РК2 в виде изменения вдоль оси компрессора нормализованной величины среднего давления p_{cp} / p_1^* на двух частотах

вращения для трех точек на характеристике компрессора при исходном взаимном окружном расположении статорных и роторных венцов. Величина давления нормализована по отношению к полному давлению p_1^* перед компрессором. Величина $x_{отн}$ представляет собой отношение осевой координаты x точки измерения давления, отсчитываемой от передних кромок лопаток РК1 и РК2, к осевой протяженности РК1 и РК2 на периферии: $x_{отн} = 0$ соответствует передней кромке лопаток РК на периферии, $x_{отн} = 1$ – задней кромке. Приведенный расход воздуха: G_{max} – вблизи запираания; G_{opt} – вблизи точки максимального КПД; G_{min} – вблизи границы устойчивой работы компрессора.

Кривые, приведенные на рис. 6, свидетельствуют о том, что повышение статического давления (диффузорность течения) происходит не только внутри венцов РК1 и РК2, но и на некотором расстоянии перед ними и за ними. Наблюдаемая немонотонность зависимостей p_{cp} / p_1^* от $x_{отн}$ может быть связана не только с погрешностями измерения, но и с особенностями формирования межпрофильных каналов РК1 и РК2 поверхностями спинки и корытца лопаток. Кроме того, следует учитывать, что измеряемое статическое давление p зависит не только от времени, но и от окружного расположения датчиков относительно окаймляющих ротор статорных венцов (см. рис. 4).

Из приведенных на рис. 7 графиков видно, что зависимости ε от $x_{отн}$ имеют необычный, существенно немонотонный характер с двумя максимумами ε при $x_{отн} = 0 \dots 0,2$ (у передних кромок лопаток) и при $x_{отн} \approx 0,6$, а также с минимумом ε при $x_{отн} \approx 0,3 \dots 0,4$. Величина ε характеризует в основном перепад давления между корытцем и спинкой лопаток РК, поэтому ее повышенное значение на переднем участке роторных венцов в области горла межлопаточных каналов вполне закономерно. Отсутствие ожидаемого монотонного уменьшения перепада давления между корытцем и спинкой лопаток при смещении вниз по потоку от горлового сечения, характерного для течения в компрессорных решетках, свидетельствует об особенностях потока у периферии РК, где перетекания в радиальных зазорах оказывают существенное влияние на картину течения.

Радиальные распределения степени повышения полного давления p_4^* / p_1^* и интенсивности пульсаций ε^* полного давления, полученные с помощью малоинерционных датчиков на передних кромках лопаток НА2 у периферии, у втулки и на среднем радиусе проточной части, представлены на рис. 8. Анализ кривых распределения ε^* показывает, что минимальные пульсации полного давления соответствуют режиму максимального расхода G_{max} , а максимальные – режиму минимального расхода G_{min} вблизи границы устойчивой работы. На всех режимах работы максимальные значения

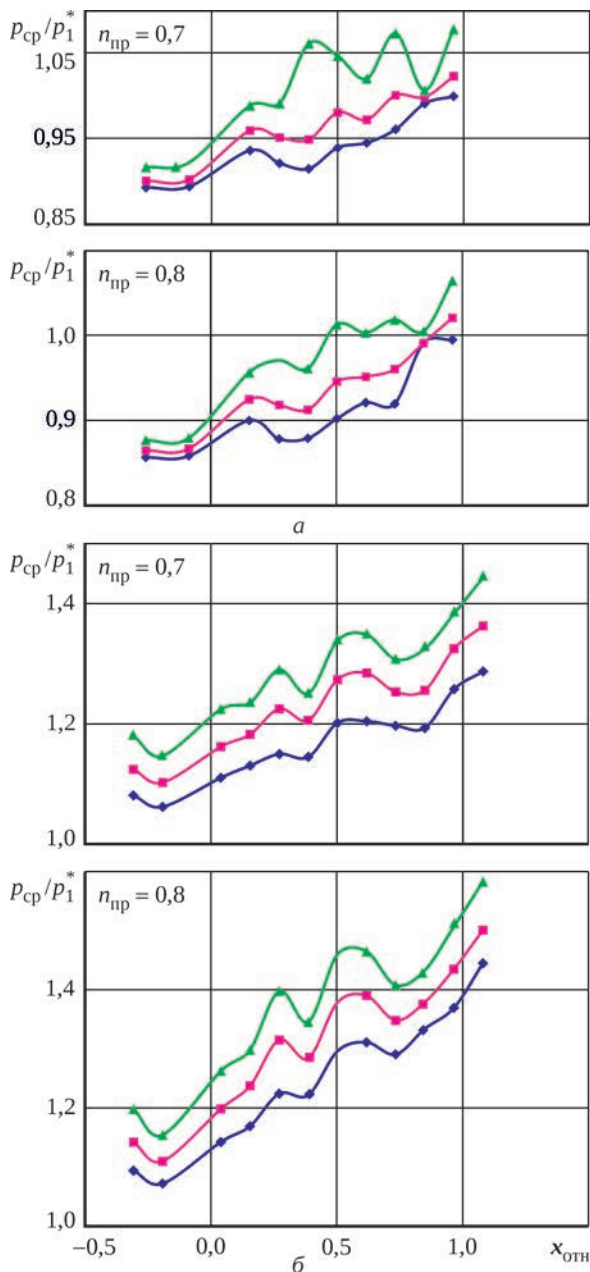


Рис. 6. Изменение среднего по времени нормализованного статического давления p_{cp}/p_1^* на корпусах над РК1 (а) и РК2 (б) вдоль оси компрессора при $v_{PK2}=0$ и $v_{HA2}=0$:

— G_{max} ; — G_{opt} ; — G_{min}

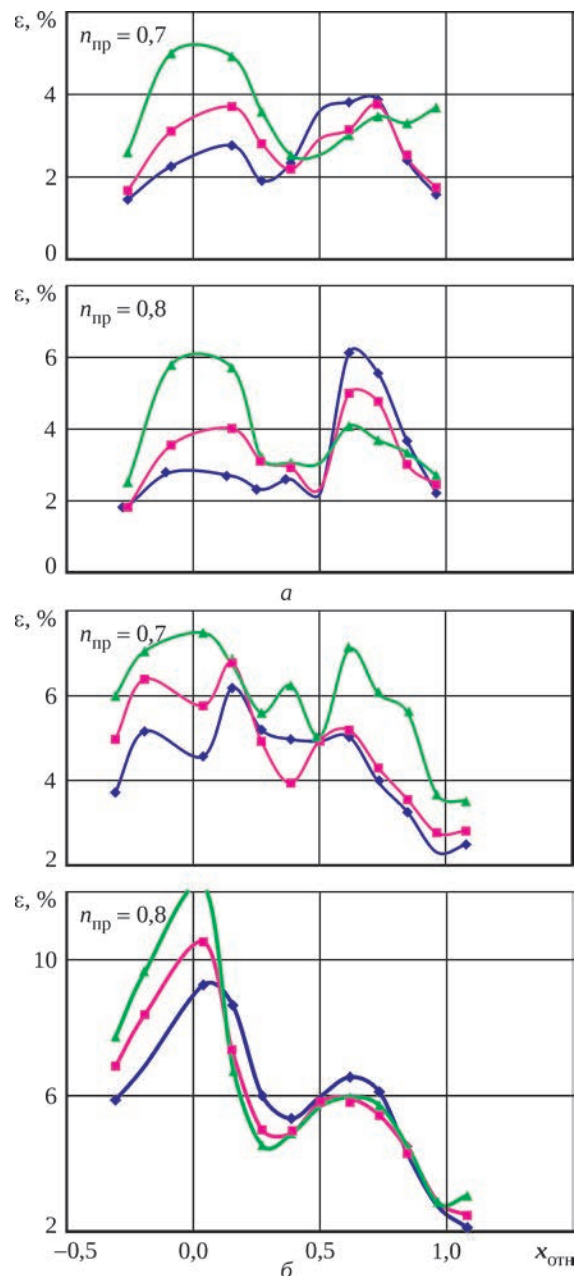


Рис. 7. Изменение интенсивности пульсаций статического давления ε на корпусах над РК1 (а) и РК2 (б) вдоль оси компрессора при $v_{PK2}=0$ и $v_{HA2}=0$:

— G_{max} ; — G_{opt} ; — G_{min}

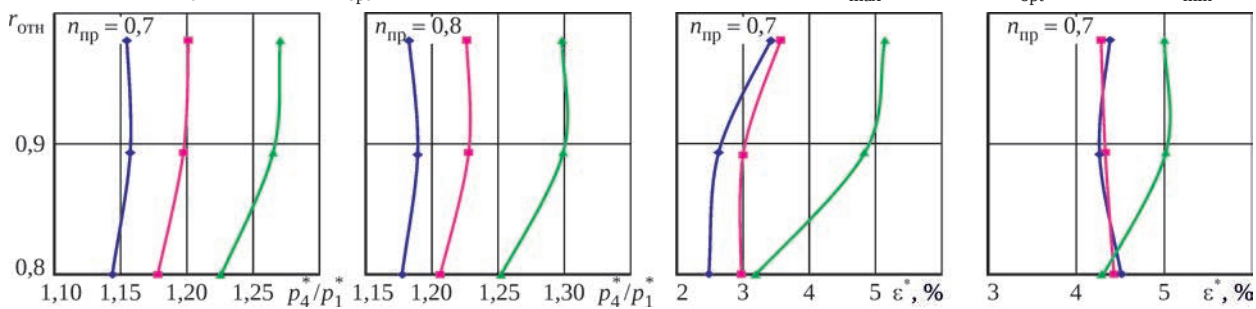


Рис. 8. Радиальные распределения среднего по времени повышения полного давления p_4^*/p_1^* и интенсивности пульсаций ε^* полного давления, полученные по измерениям на передних кромках HA2 ($v_{PK2}=0$, $v_{HA2}=0$):

— G_{max} ; — G_{opt} ; — G_{min}

пульсаций полного давления приходится на периферийную область из-за перетечек в радиальном зазоре, а минимальные – на втулочную область. При этом пульсации ε^* практически не меняются на втулке, а их увеличение происходит только на периферии.

Влияние клокинг-расположения статоров и роторов на характеристики компрессора. При экспериментальном исследовании трехвенцовых осевых ступе-

ней компрессора в составе ВНА – РК – НА с изменением взаимного окружного расположения статорных венцов было установлено, что при одинаковых или кратных числах лопаток наблюдается существенное влияние клокинга статоров на газодинамические характеристики ступеней: интенсивность периодических пульсаций давления на лопатках ротора изменяется в два раза, излучаемый тональный шум – на 5...6 дБ,

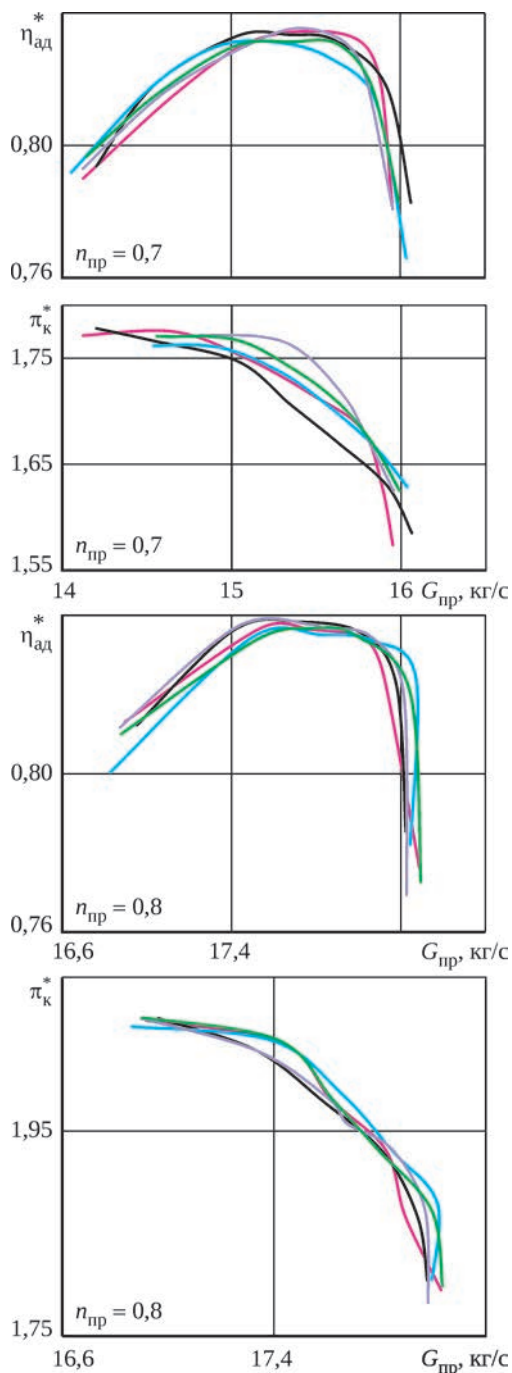


Рис. 9. Характеристики компрессора при различных клокинг-расположениях статоров v_{HA2} :
 — $v_{HA2} = 0,2$; — $v_{HA2} = 0,4$; — $v_{HA2} = 0,6$;
 — $v_{HA2} = 0,8$; — $v_{HA2} = 1,0$

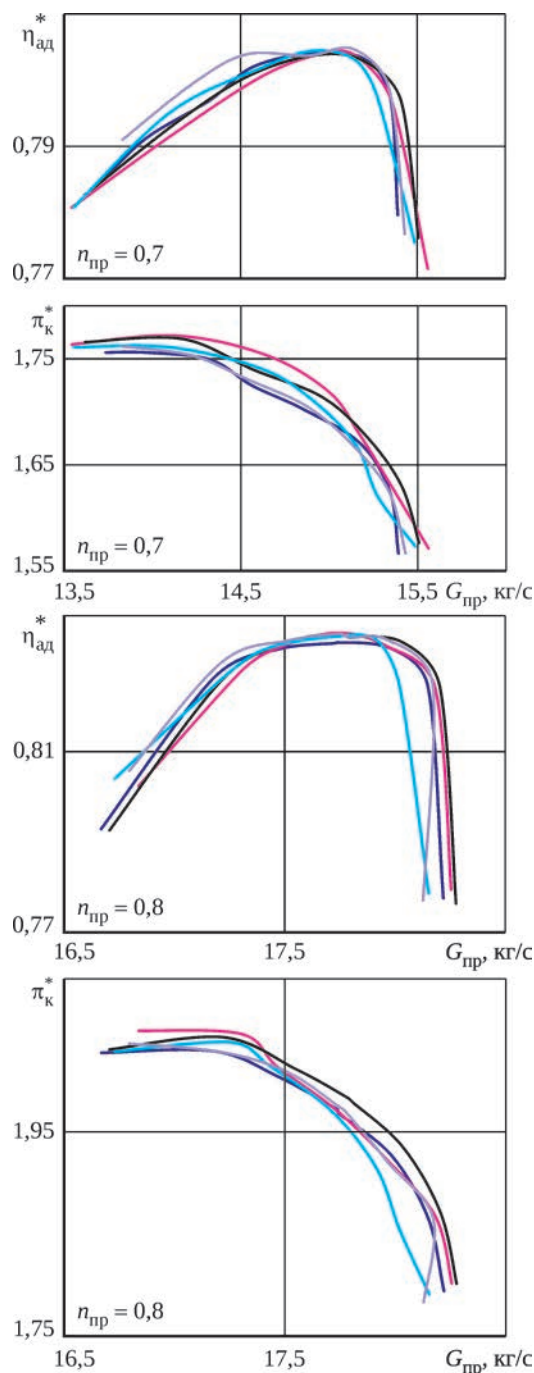


Рис. 10. Характеристики компрессора при различных клокинг-расположениях роторов v_{PK2} :
 — $v_{PK2} = 0$; — $v_{PK2} = 0,2$; — $v_{PK2} = 0,4$;
 — $v_{PK2} = 0,6$; — $v_{PK2} = 0,8$

КПД ступени – на 1,5...2%. Заметно изменяется также приведенный расход воздуха через ступень.

Испытания компрессора с изменением клокинг-расположения роторных и статорных венцов проведены при четырех частотах вращения $n_{пр} = \{0,7; 0,8; 0,88; 0,97\}$ и при шести клокинг-положениях РК2 $v_{РК2} = \{0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0\}$ и НА2 $v_{НА2} = \{0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0\}$, исчисляемых долями шага лопаток РК2 и НА2. Величины $v_{РК2} = v_{НА2} = 0$ соответствуют исходному клокинг-положению роторных и статорных венцов, $v_{РК2} = v_{НА2} = 1$ – их взаимному смещению на полный шаг лопаток РК2 и НА2.

На рис. 9 приведены характеристики компрессора при различных клокинг-положениях статорных венцов. Видно заметное расслоение характеристик степени повышения полного давления и КПД, а также смещение по приведенному расходу воздуха. Схожее расслоение характеристик получено при изменении клокинг-расположения роторных венцов (рис. 10). Итак, клокинг-эффекты по параметрам суммарных характеристик компрессора проявляются примерно одинаково при изменении клокинг-расположения как неподвижных, так и вращающихся лопаточных венцов. Отметим корректность используемой системы измерений. Например, КПД определяется осреднением полей полного давления (75...100 точек) и полной температуры (75...100 точек) (см. рис. 3), при котором иногда приходится отбраковывать по 3...5 точек из указанного ансамбля. Прирост КПД в 1,7% при $v_{РК2} = 0,8$ можно считать хорошо проверенным результатом и рассматривать как достижение.

На рис. 11 и рис. 12 представлены изменения максимального КПД в зависимости от клокинг-положения статорных и роторных венцов при четырех частотах вращения ротора компрессора. Видно, что максимальные значения КПД компрессора достигаются при $v_{НА2} = 0,8...1$, а минимальные – при $v_{НА2} = 0,5...0,6$. Наибольшее изменение максимального КПД по клокингу наблюдается при $n_{пр} = 0,7$ и достигает значения $\Delta\eta_{ад}^* = 0,012$ при клокинге только статорных венцов и $\Delta\eta_{ад}^* = 0,017$ при оптимальном клокинг-положении статорных и роторных венцов.

Экспериментальные результаты показывают, что изменение клокинг-расположения лопаточных венцов как способ управления их нестационарным взаимодействием эффективно для многоступенчатых компрессоров.

Следует заметить, что компрессор НРС-2 имеет довольно большие осевые зазоры между лопаточными венцами как в первой, так и во второй ступенях на уровне 0,30...0,36 осевой проекции лопаточных венцов, что превышает обычно применяемые в КВД авиационных двигателей (0,15...0,2). Поскольку физическим механизмом клокинг-эффекта является

нестационарное (периодическое) взаимодействие взаимно вращающихся лопаточных венцов, ясно, что при больших осевых зазорах это взаимодействие уменьшается и клокинг-эффект ослабляется.

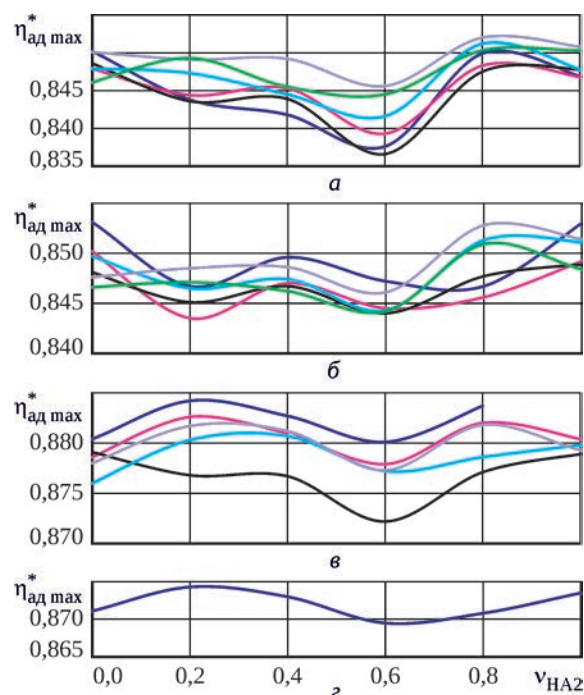


Рис. 11. Изменение максимального КПД компрессора в зависимости от клокинг-положения статоров $v_{НА2}$ при различных клокинг-положениях роторов $v_{РК2}$: а – $n_{пр} = 0,7$; б – $n_{пр} = 0,8$; в – $n_{пр} = 0,88$; г – $n_{пр} = 0,972$; — $v_{РК2} = 0$; — $v_{РК2} = 0,2$; — $v_{РК2} = 0,4$; — $v_{РК2} = 0,6$; — $v_{РК2} = 0,8$; — $v_{РК2} = 1,0$

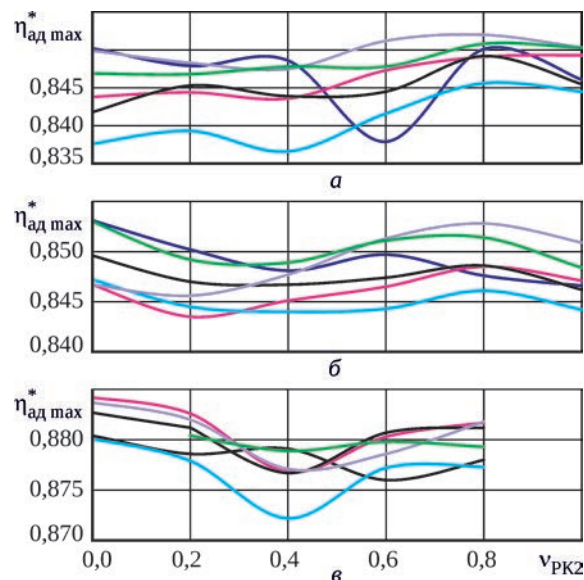


Рис. 12. Изменение максимального КПД компрессора в зависимости от клокинг-положения роторов $v_{РК2}$ при различных клокинг-положениях статоров $v_{НА2}$: а – $n_{пр} = 0,7$; б – $n_{пр} = 0,8$; в – $n_{пр} = 0,88$; — $v_{НА2} = 0$; — $v_{НА2} = 0,2$; — $v_{НА2} = 0,4$; — $v_{НА2} = 0,6$; — $v_{НА2} = 0,8$; — $v_{НА2} = 1,0$

Влияние клокнинг-расположения статоров и роторов на пульсации давления. По результатам измерений давления малоинерционными датчиками на корпусах над РК1 и РК2 компрессора при клокнинге роторных и статорных лопаточных венцов можно

ожидать изменения интенсивности пульсаций статического давления в первую очередь на роторе РК2 при изменении клокнинг-положения НА2, поскольку при этом изменяется взаимное окружное расположение статоров НА1 и НА2, окаймляющих ротор РК2.

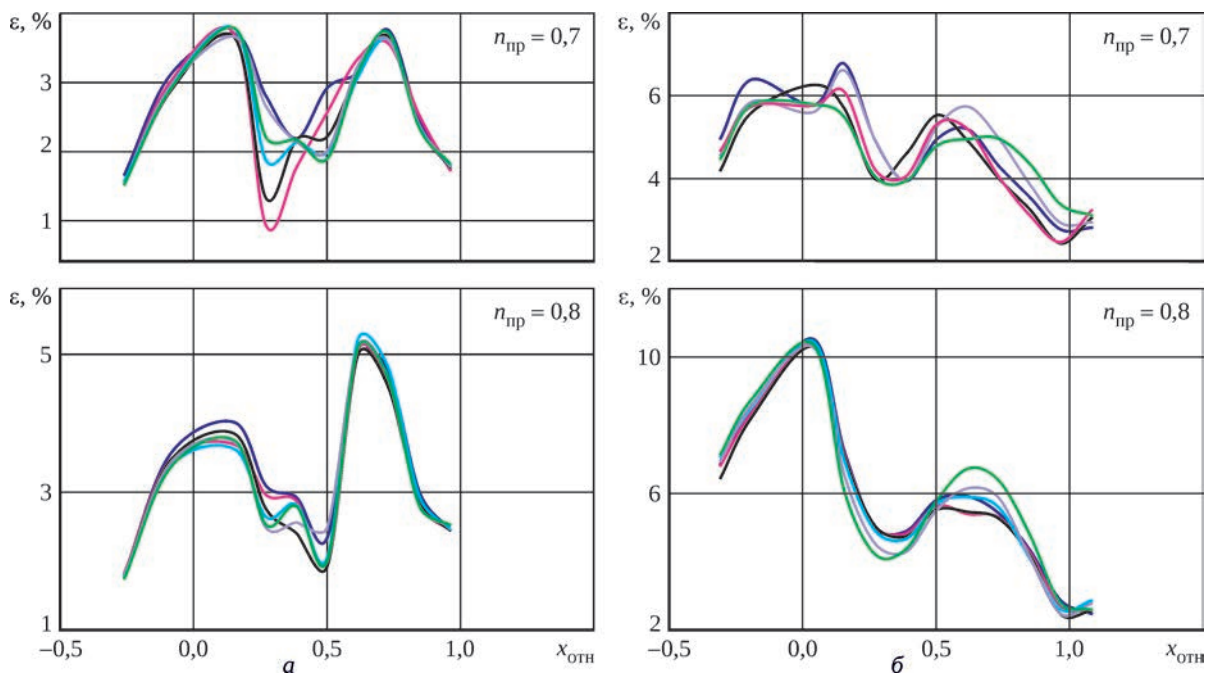


Рис. 13. Изменение по оси компрессора интенсивности пульсаций статического давления ϵ на корпусах над РК1 (а) и РК2 (б) при $v_{PK2} = 0$ для различных клокнинг-расположениях статоров v_{HA2} :
 — $v_{HA2} = 0$; — $v_{HA2} = 0,2$; — $v_{HA2} = 0,4$; — $v_{HA2} = 0,6$; — $v_{HA2} = 0,8$; — $v_{HA2} = 1,0$

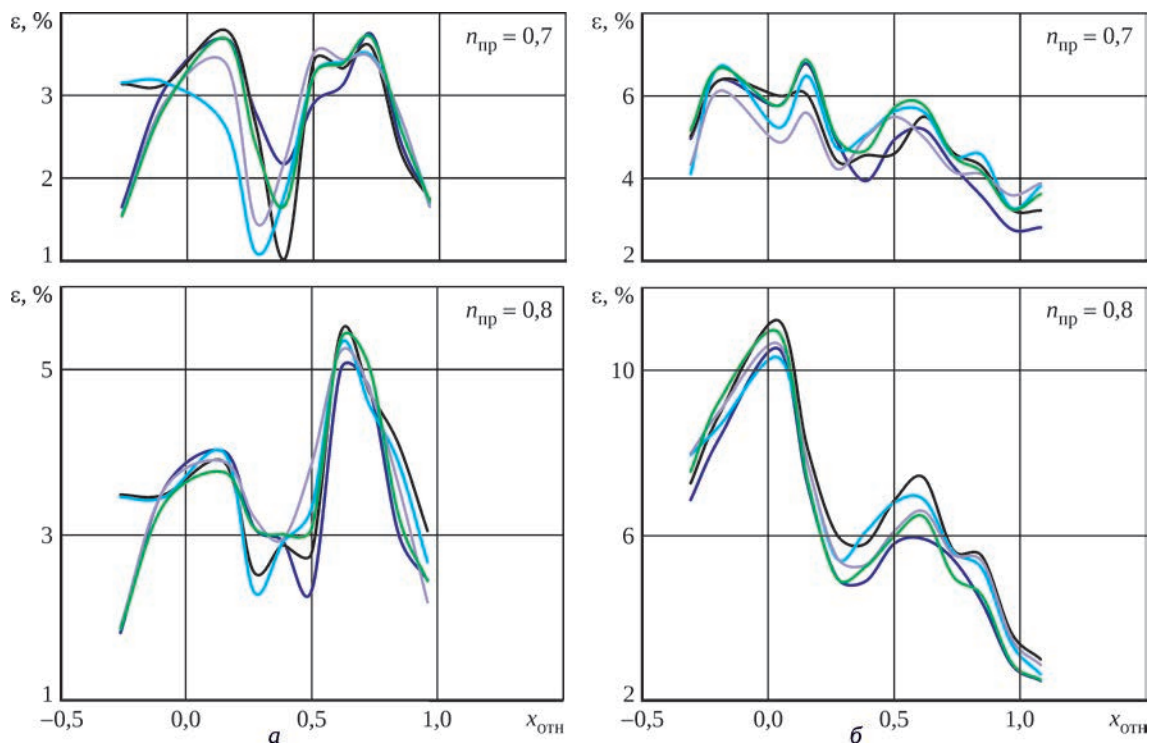


Рис. 14. Изменение по оси компрессора интенсивности пульсаций статического давления ϵ на корпусах над РК1 (а) и РК2 (б) при $v_{HA2} = 0$ для различных клокнинг-расположениях роторов v_{PK2} :
 — $v_{PK2} = 0$; — $v_{PK2} = 0,4$; — $v_{PK2} = 0,6$; — $v_{PK2} = 0,8$; — $v_{PK2} = 1,0$

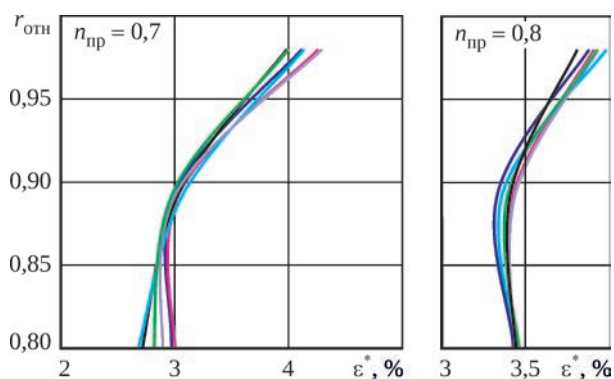


Рис. 15. Радиальные распределения интенсивности пульсаций полного давления ε^* на передних кромках лопаток HA2 при различных клокинг-расположениях статорных венцов при $v_{PK2} = 0$:

— $v_{HA2} = 0$; — $v_{HA2} = 0,2$; — $v_{HA2} = 0,4$;
— $v_{HA2} = 0,6$; — $v_{HA2} = 0,8$; — $v_{HA2} = 1,0$

Расслоение кривых $\varepsilon(x_{отн})$ достигает $\Delta\varepsilon \approx 1\%$ (рис. 13,б), что составляет 20% по отношению к уровню $\varepsilon \approx 5\%$.

Однако изменение клокинг-положения HA2 проявляется и на интенсивности пульсаций статического давления на корпусе над РК1, особенно в средней его части при $x_{отн} = 0,3 \dots 0,5$ (рис. 13,а). Таким образом, можно констатировать, что возмущения потока, вызванные изменением клокинг-положения статора HA2, распространяются на значительное расстояние вверх по потоку, хотя между HA2 и РК1 расположены еще два лопаточных венца HA1 и РК2.

При изменении клокинг-положения роторов также наблюдается существенное расслоение зависимостей $\varepsilon(x_{отн})$ в РК1 и РК2 (рис. 14).

На передних кромках лопаток HA2 при различных клокинг-положениях статорных и роторных венцов были измерены радиальные распределения интенсивности пульсации ε^* полного давления (рис. 15 и рис. 16). Видно, что изменение клокинг-расположения статоров практически не влияет на ε^* , и лишь при $n_{пр} = 0,7$ наблюдается изменение ε^* на уровне 0,3% около втулки

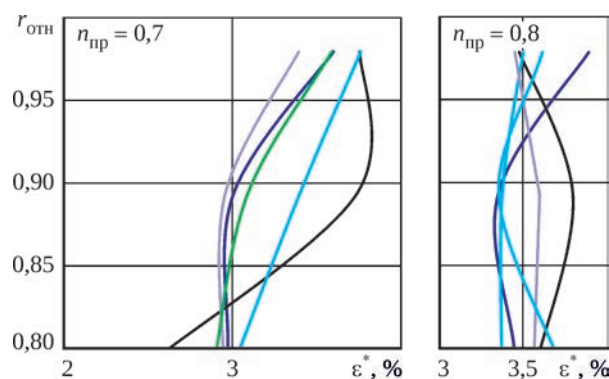


Рис. 16. Радиальные распределения интенсивности пульсаций полного давления ε^* на передних кромках лопаток HA2 при различных клокинг-расположениях роторных венцов при $v_{HA2} = 0$:

— $v_{PK2} = 0$; — $v_{PK2} = 0,4$; — $v_{PK2} = 0,6$;
— $v_{PK2} = 0,8$; — $v_{PK2} = 1,0$

и на периферии проточной части. При клокинге роторов по всей высоте канала наблюдается значительное изменение $\Delta\varepsilon^*$, превышающее 0,5%.

Заключение

Результаты эксперимента показывают, что изменение клокинг-расположения лопаточных венцов для управления их нестационарным взаимодействием может эффективно использоваться в многоступенчатом компрессоре.

Изменение клокинг-положения как статорных, так и роторных лопаточных венцов существенно влияет на пульсации давления в компрессоре. Причем это влияние проявляется не только в окрестности венца при изменении его клокинг-положения, но и во всей проточной части компрессора.

Наибольшие изменения максимального КПД по клокингу наблюдаются при $n_{пр} = 0,7$ и достигают значений $\Delta\eta_{ад}^* = 0,012$ при клокинге только статорных венцов и $\Delta\eta_{ад}^* = 0,017$ при оптимальном клокинг-положении и статорных, и роторных венцов.

Литература

1. Savin N.M., Saren V.E. Effects of stator clocking in system of rows stator-rotor-stator of the subsonic axial compressor // Unsteady aerodynamics, aeroacoustics and aeroelasticity of turbomachines. Dordrecht, Springer, 2006. P. 581–601.
2. Savin N.M., Saren V.E. Gasdynamic effects of tangential bowing of stator vanes in a subsonic stage of axial compressor // Turbomachines aeroelasticity aeroacoustics unsteady aerodynamics. TORUS PRESS, 2006. P. 201–214.
3. Milesin V.I., Kozhemyako P.G., Orekhov I.K., Fateev V.A. Experimental and numerical study of two first highly-loaded stages of compressors as a part of HPC and separate test unit // Proceedings of ICAS Congress, paper ICAS 2012-474, Brisbane, Australia, 2012.
4. Milesin V., Savin N., Kozhemyako P., Druzhinin Ya. Numerical and experimental analysis of radial clearance influence on rotor and stator clocking effect by example of model high loaded two stage compressor // Proceedings of ASME Turbo 2014, GT2014-26345, 2014. Dusseldorf, Germany.

5. Милешин В.И., Браилко И.А., Савин Н.М. и др. Расчетно-экспериментальный анализ клокинг-эффекта роторов и статоров на примере высоконагруженного двухступенчатого компрессора на $\pi_c^* = 3,7$ // Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2014). Сборник тезисов. Ч. 1. Москва, 2014. С. 26.
6. Дружинин Я.М., Милешин В.И., Кожемяко П.Г., Семенкин В.Г. Расчетно-экспериментальное исследование влияния числа Рейнольдса и клокинга роторов и статоров на характеристики высоконагруженного двухступенчатого компрессора на степень сжатия 3,7 // Сборник тезисов 16-й международной конференции «Авиация и космонавтика». М.: МАИ, 2017. С. 90.
7. Милешин В.И., Дружинин Я.М. Численное исследование клокинг-эффекта роторов и статоров в двухступенчатом высоконагруженном компрессоре // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2018. № 54. С. 90–105.
8. Barankiewicz W., Hathaway M. Effects of Stator Indexing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor // Proceedings of ASME TURBO EXPO 1997, 97-GT-496, 1997.
9. Key N., Lawless P., Fleeter S. An Experimental Study of Vane Clocking Effects on Embedded Compressor Stage Performance // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2008, GT2008-51087, 2008.
10. Key N., Lawless P., Fleeter S. An Investigation of the Flow Physics of Vane Clocking Using Unsteady Flow Measurements // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2008, GT2008-51091, 2008.
11. Layachi M., Bolcs A. Effect of the Axial Spacing between Rotor and Stator with Regard to the Indexing in an Axial Compressor // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2001, 2001-GT-0592, 2001.
12. Huang H., Yang H., Feng G., Wang Z. Fully Clocking Effect in a Two-Stage Compressor // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003, GT2003-38867, 2003.
13. Saren V.E., Savin N.M., Dorney D.J., Sondak D.L. Experimental and Numerical Investigation of Airfoil Clocking and Inter-Blade-Row Gap Effects on Axial Compressor Performance. AIAA-98-3413, 1998.
14. Hsu S.T., Wo A.M. Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial Use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking // Proceedings of ASME TURBO EXPO 1997, 97-GT-86, 1997.
15. He L., Chen T., Wells R.G., Li Y.S., Ning W. Analysis of Rotor-Rotor and Stator-Stator Interferences in Multi-Stage Turbomachines // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002, GT-2002-30355, 2002.
16. Kato D., Imanari K. Effects of Airfoil Clocking on Aero-Performance and Unsteady Blade Loading in a High-Speed Axial Compressor // Proceedings of the International Gas Turbine Congress IGTHA2003, paper TS-058, Tokyo, Japan, 2003.
17. Stading J., Friedrichs J., Waitz T., Dobriloff C., Becker B., Gummer V. The Potential of Rotor and Stator Clocking in a 2.5-stage Low-speed Axial Compressor // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2012, Paper GT2012-68353, Copenhagen, Denmark, June 2012.
18. Mileshin V.I., Brailko I.A., Savin N.M., Kozhemyako P.G. Numerical and experimental analysis of rotor and stator clocking effect by example of model high loaded two stage compressor on $\pi_c^* = 3,7$. Proceedings of ISABE International Conference, Busan, South Korea, ISABE-2013-1131.
19. Mileshin V.I., Savin N., Druzhinin Ya., Kozhemyako P.G. Numerical and Experimental Studies of Reynolds Number and Stator Clocking Effect on Performance of a High-loaded Two-stage Compressor with 3.7 Total Pressure Ratio // Proceedings of ASME Turbo Expo Conference, 2016, Seoul, South Korea, GT2016-56567, 2016.
20. Mileshin V.I., Druzhinin I.A. Numerical investigation of rotor and stator clocking effect applied to a rig-model of high loaded two-stage compressor // Proceedings of ETC11 Conference, Madrid, Spain, ETC174, 2015.

References

1. Savin N.M., Saren V.E. Effects of stator clocking in system of rows stator-rotor-stator of the subsonic axial compressor // Unsteady aerodynamics, aeroacoustics and aeroelasticity of turbomachines. Dordrecht, Springer, 2006. P. 581–601.
2. Savin N.M., Saren V.E. Gasdynamic effects of tangential bowing of stator vanes in a subsonic stage of axial compressor // Turbomachines aeroelasticity aeroacoustics unsteady aerodynamics. TORUS PRESS, 2006. P. 201–214.
3. Mileshin V.I., Kozhemyako P.G., Orekhov I.K., Fateev V.A. Experimental and numerical study of two first highly-loaded stages of compressors as a part of HPC and separate test unit // Proceedings of ICAS Congress, paper ICAS 2012-474, Brisbane, Australia, 2012.
4. Mileshin V., Savin N., Kozhemyako P., Druzhinin Ya. Numerical and experimental analysis of radial clearance influence on rotor and stator clocking effect by example of model high loaded two stage compressor // Proceedings of ASME Turbo 2014, GT2014-26345, 2014. Dusseldorf, Germany.

-
5. Mileshein V.I., Brailko I.A., Savin N.M. i dr. Raschetno-eksperimental'nyi analiz kloking-effekta rotorov i statorov na primere vysokonagruzhennogo dvukhstupenchatogo kompressora na $\pi_k^* = 3,7$ [Calculated and experimental analysis of rotor and stator clocking effect of the high loaded two stage compressor with $\pi_k^* = 3,7$]. Nauchno-tekhnicheskii kongress po dvigatelestroeniiu (NTKD-2014). Abstracts, Part 1. Moscow, 2014. P. 26.
 6. Druzhinin Ia.M., Mileshein V.I., Kozhemiako P.G., Semenkin V.G. Raschetno-eksperimental'noe issledovanie vliianie chisla Reinol'dsa i klokinga rotorov i statorov na kharakteristiki vysokonagruzhennogo dvukhstupenchatogo kompressora na stepen' szhatiia 3,7 [Calculated and experimental study of effects of Reynolds number and rotor and stator clocking on the characteristics of the high loaded two stage compressor with compression ratio 3,7]. Abstracts 16-oi mezhdunarodnoi konferentsii «Aviatsiia i kosmonavtika». Moscow: MAI, 2017. P. 90.
 7. Mileshein V.I., Druzhinin Ia.M. Chislennoe issledovanie kloking-effekta rotorov i statorov v dvukhstupenchatom vysokonagruzhennom kompressore [Numerical study of rotor and stator clocking effect in the high loaded two stage compressor]. Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaiia tekhnika. 2018. No 54. P. 90–105.
 8. Barankiewicz W., Hathaway M. Effects of Stator Indexing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor // Proceedings of ASME TURBO EXPO 1997, 97-GT-496, 1997.
 9. Key N., Lawless P., Fleeter S. An Experimental Study of Vane Clocking Effects on Embedded Compressor Stage Performance // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2008, GT2008-51087, 2008.
 10. Key N., Lawless P., Fleeter S. An Investigation of the Flow Physics of Vane Clocking Using Unsteady Flow Measurements // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2008, GT2008-51091, 2008.
 11. Layachi M., Bolcs A. Effect of the Axial Spacing between Rotor and Stator with Regard to the Indexing in an Axial Compressor // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2001, 2001-GT-0592, 2001.
 12. Huang H., Yang H., Feng G., Wang Z. Fully Clocking Effect in a Two-Stage Compressor // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003, GT2003-38867, 2003.
 13. Saren V.E., Savin N.M., Dorney D.J., Sondak D.L. Experimental and Numerical Investigation of Airfoil Clocking and Inter-Blade-Row Gap Effects on Axial Compressor Performance. AIAA-98-3413, 1998.
 14. Hsu S.T., Wo A.M. Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial Use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking // Proceedings of ASME TURBO EXPO 1997, 97-GT-86, 1997.
 15. He L., Chen T., Wells R.G., Li Y.S., Ning W. Analysis of Rotor-Rotor and Stator-Stator Interferences in Multi-Stage Turbomachines // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002, GT-2002-30355, 2002.
 16. Kato D., Imanari K. Effects of Airfoil Clocking on Aero-Performance and Unsteady Blade Loading in a High-Speed Axial Compressor // Proceedings of the International Gas Turbine Congress IGTHA2003, paper TS-058, Tokyo, Japan, 2003.
 17. Stading J., Friedrichs J., Waitz T., Dobriloff C., Becker B., Gummer V. The Potential of Rotor and Stator Clocking in a 2.5-stage Low-speed Axial Compressor // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2012, Paper GT2012-68353, Kopenhagen, Denmark, June 2012.
 18. Mileshein V.I., Brailko I.A., Savin N.M., Kozhemyako P.G. Numerical and experimental analysis of rotor and stator clocking effect by example of model high loaded two stage compressor on $\pi_c^* = 3,7$. Proceedings of ISABE International Conference, Busan, South Korea, ISABE-2013-1131.
 19. Mileshein V.I., Savin N., Druzhinin Ya., Kozhemyako P.G. Numerical and Experimental Studies of Reynolds Number and Stator Clocking Effect on Performance of a High-loaded Two-stage Compressor with 3.7 Total Pressure Ratio // Proceedings of ASME Turbo Expo Conference, 2016, Seoul, South Korea, GT2016-56567, 2016.
 20. Mileshein V.I., Druzhinin Ia.M. Numerical investigation of rotor and stator clocking effect applied to a rig-model of high loaded two-stage compressor // Proceedings of ETC11 Conference, Madrid, Spain, ETC174, 2015.
-