

УДК 533.9

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОСА И ЗАКРУТКИ ВХОДНОГО ПОТОКА НА ТЕЧЕНИЕ В РОТОРЕ ТРАНСЗВУКОВОГО КОМПРЕССОРА

© 2021 г. М. У. Сохайл^{a,*}, Х. Р. Хамдани^{b,**}, К. Парвез^{b,***}

^a Dept. Aerospace and Aeronautics, Institute of Space Technology, Islamabad, Pakistan

^b Aerospace and Aeronautics, Institute of Space Technology, Islamabad, 46000, Pakistan

*E-mail: engr.mu.sohail@gmail.com

**E-mail: hraza@hotmail.com

***E-mail: khalidparvez2009@hotmail.com

Поступила в редакцию 17.01.2020 г.

После доработки 17.03.2020 г.

Принята к публикации 21.06.2020 г.

Характеристики и устойчивость работы трансзвукового осевого компрессора с неравномерным потоком на входе представляют собой, особенно в последнее время, важную проблему при проектировании и эксплуатации турбовентиляторных двигателей с малой степенью двухконтурности. Как в военных, так и в гражданских самолетах извилистые каналы создают значительные искажения и закрутку потока на входе в компрессор. Более того, неравномерность входного потока зачастую воздействует на газотурбинные установки самолетов, приводя к возрастным деформациям двигателя. Сильная закрутка и скос входного потока ухудшают аэродинамические характеристики и запас по помпажу и увеличивают нагрузки на лопатки ротора. В настоящей работе исследуется поле течения в зазоре между лопатками и корпусом ротора трансзвукового компрессора турбовентиляторного двигателя с малой степенью двухконтурности при неравномерности потока в окружном направлении. Численное моделирование выполнено при помощи пакета Ansys CFX с использованием одномерной модели средней линии и кода динамического расчета компрессора газотурбинного двигателя Dynamic Turbine Engine Compressor Code (DYNTECC). Для расчета характеристик многоступенчатого компрессора в системе, включающей камеру сгорания турбинного двигателя, применяются различные математические модели. В настоящей работе мы ограничиваемся расчетом течения в одной ступени компрессора с закрученным потоком на входе. Результаты расчетов показывают, что закрутка потока в попутном направлении несколько расширяет диапазон устойчивой работы компрессора, а закрутка во встречном направлении уменьшает его.

Ключевые слова: массовый расход, трансзвуковой компрессор турбовентиляторного двигателя, запас по помпажу, диапазон устойчивости, численное моделирование, одномерный код динамического расчета компрессора газотурбинного двигателя

DOI: 10.31857/S0568528121010138

ОБОЗНАЧЕНИЯ

P_{OR}	Давление торможения на входе	U	Скорость лопатки
T_{OR}	Температура торможения на входе	m_b^0	Массовый расход на входе в ротор
P_s	Статическое давление на входе	$\bar{\omega}_R$	Потери давления в решетке лопаток
T_s	Статическая температура на входе	$\bar{\omega}_{min}$	Минимальные потери на профиль
		ξ	Угол отклонения потока

При анализе работы турбомашин используют как абсолютную систему координат, связанную с корпусом турбины, так и относительную, вращающуюся вместе с ее ротором. Скорость потока в абсолютной системе координат называют абсолютной скоростью, а скорость в относительной

системе координат – относительной скоростью. Поток газа входит в ротор с абсолютной скоростью под углом α_1 ; вычитая векторно скорость лопаток, получим относительную скорость на входе, направленную под углом β_1 . После поворота в роторе скорость потока на выходе по отношению к лопаткам становится равной β_2 . Совершая векторное сложение, получим абсолютную скорость на выходе из ротора, направленную под углом α_2 .

Искажение равномерности потока на входе в двигатель может иметь множество разнообразных эффектов на характеристики и устойчивость работы компрессора. С появлением летательных аппаратов с низким уровнем заметности (типа Stealth) в практику авиационной промышленности вошли значительные изменения в конфигурации воздухозаборников авиационных двигателей. Требования к увеличению двухконтурности турбовентиляторных двигателей и уменьшению суммарной длины компоновки, предъявляемые как военной, так и гражданской авиацией, привели к неопределенностям, связанным с засасыванием неравномерного входного потока и закруткой потока на входе в двигатель. Ранее при оценке устойчивости работы компрессора закрутка и скос потока на входе не рассматривались как отдельные факторы, так как полагалось, что их вклад в характеристики входного потока в плоскости аэродинамического взаимовлияния невелик. В то же время закрутка потока ранее рассматривалась как широко распространенный фактор искажения входного потока, в частности, на стадии разработки истребителя “Торнадо”. Однако в наше время ввод в практику турбовентиляторных двигателей с очень высокой степенью двухконтурности и применение S-образных заборников заставляют рассматривать по отдельности различные виды закрученных течений. Неравномерности распределений окружной и радиальной компонент в плоскости аэродинамического взаимовлияния принято называть закруткой и скосом потока. Из-за увеличения или уменьшения местного угла наклона лопатки по отношению к компонентам скорости могут измениться нагрузки на лопатку. Различные закрученные течения подразделяют на четыре категории. Это объемная закрутка с тесно закрученными вихрями, спаренная закрутка и закрутка поперечного течения. Принадлежность к тому или иному типу течения определяется углом закрутки, т.е. углом между осевой компонентой скорости (в направлении z) и тангенциальной компонентой скорости (в направлении θ). Течение с объемной закруткой перед компрессором имеет постоянный угол закрутки и вращается в одном окружном направлении. На входе закрутка обладает единственным вихрем, направление которого либо совпадает с направлением вращения ротора (попутная закрутка), либо противоположно ему (встречная закрутка) [1, 2].

Многие экспериментальные исследования, выполненные в основном применительно к “Торнадо”, показали, что использование направляющих аппаратов на входе в компрессор может уменьшить искажение течения на входе благодаря возникновению тангенциальной компоненты скорости, разворачивающей поток в нужном направлении. Изменяемые направляющие аппараты еще более улучшают условия на входе, придавая входному потоку нужный угол. Однако вследствие роста шумности, веса и длины двигателя, а также проблем с обледенением, использование направляющих аппаратов на входе в двигатель не всегда рекомендуется. Проведенное исследование влияния искаженного закрученного входного течения на характеристики компрессора низкого давления двухкаскадного двухступенчатого турбовентиляторного двигателя показало, что увеличение угла закрутки приводит к уменьшению перепада давлений в компрессоре, массового расхода и изэнтропического к.п.д [3]. Исследование геометрических параметров извилистого (S-образного) реактивного двигателя обнаружило наличие интенсивных вихрей в коротких каналах в плоскости аэродинамического взаимовлияния [4]. Двойные и парные закрученные течения были исследованы при помощи теории параллельных компрессоров, причем была обнаружена существенная зависимость между закрученностью течения и изменениями полного давления. Для изучения влияния течений с двойной закруткой, объемной закруткой и парной закруткой на характеристики компрессора турбовентиляторного двигателя F106 были использованы одномерный анализ по средней линии профиля, теория параллельных компрессоров и трехмерный анализ в рамках уравнений Эйлера [5]. Влияние закрутки потока на характеристики многоступенчатого компрессора исследовалось на основе трехмерной модели 3-D TEACC (Turbine Engine Analysis Compressor Code) для решения нестационарных сжимаемых трехмерных уравнений Эйлера, совместно с моделью, учитывающей кривизну линий тока. Исследование показало, что при попутной закрутке потока нагрузка на лопатки компрессора существенно возрастает. Однако данная модель ограничена в применении трансзвуковыми и сверхзвуковыми течениями, когда массовая сила, действующая на лопатки ротора, независима от кривизны линий тока [6]. В связи с этим для изучения трехмерных эффектов искажения потока в окружном направлении на характеристики компрессора был использован нестационарный код

CSTALL. Обнаружено, что даже единичное искажение может вызвать помпаж компрессора. Таким образом, недостаточно учесть связь массовой силы с исправленным массовым расходом [7]. В последнее время вошла в применение трехмерная вычислительная модель, в которой к трехмерным уравнениям Эйлера добавлены члены, учитывающие турбулентный теплоперенос и вязкость, что позволяет преодолеть слабые места моделей TEACC и CSTALL [8].

1. ФИЗИЧЕСКАЯ ПРОБЛЕМА

Трансзвуковой компрессор Rotor 67, разработанный в НАСА, представляет собой первую ступень двухступенчатого турбовентиляторного двигателя. Благодаря высоким значениям массового расхода и расчетного перепада давлений, он широко исследован в аэрокосмической промышленности. В работе [9], выполненной в Исследовательском центре им. Льюиса НАСА, метод лазерной анемометрии использован для экспериментальных измерений в трансзвуковом осевом роторе применительно к геометрии Rotor 67 с расчетным значением зазора между лопастями и корпусом 1.016 мм. В работе [1] исследованы искажения потока, создаваемые закруткой, и их неблагоприятное воздействие на характеристики ротора компрессора турбовентиляторного двигателя. Был рассмотрен случай Rotor 67 с радиальным зазором 0.6 мм при наличии объемной закрутки потока и его наклона к лопаткам. Эти факторы уменьшают массовый расход и таким образом ухудшают рабочие характеристики компрессора. К настоящему времени нет опубликованных работ с детальным анализом влияния объемной окружной закрутки и скоса входного потока на диапазон устойчивой работы и запас по помпажу компрессора Rotor 67.

В настоящей работе представлены результаты исследования первой ступени ротора трансзвукового высокоскоростного двухступенчатого турбовентиляторного двигателя низкой степени двухконтурности при помощи одномерной модели средней линии и кода динамического расчета компрессора газотурбинного двигателя DYNTECC. Этот двигатель широко используется в ближнемагистральных самолетах, как гражданских, так и военных. Для одноступенчатого трансзвукового компрессора Rotor 67 характерно засасывание сильно искаженного и наклоненного потока воздуха. Данный компрессор исследуется для создания базы данных в рамках более широкого проекта “Развитие систем идентификации для анализа трансзвуковых осевых компрессоров”. В данной работе рассмотрено искажение входного потока окружной объемной закруткой при углах закрутки 5°, 7°, 10°, 15°, 20° и 25° и больших углах скоса потока (85°, 80°, 75° и 70°) ввиду практической значимости этих случаев. Основное внимание уделено эксплуатационной пригодности двигателя при наличии входного потока, искаженного окружной объемной закруткой, причем рассматривается ротор трансзвукового компрессора в отсутствие входного направляющего аппарата и лопаток статора.

2. ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ МОДЕЛЬ

Трансзвуковой компрессор Rotor-67 состоит из 22 лопаток, имеющих передние и задние кромки радиусом 25.7 и 24.25 см соответственно (рис. 1). Строятся трехмерные грубая, средняя, подробная и сверхподробная сетки. Анализ зависимости решений от сетки проводится на сетках, имеющих от 0.4 до 1.6 млн узлов. Результаты показали, что подробная гексаэдральная сетка с 0.96 млн узлов обеспечивает приемлемое согласование расчетных и экспериментальных данных. Трехмерные стационарные уравнения Навье–Стокса для сжимаемого газа решаются с использованием K - ϵ модели турбулентности. На выходной границе ротора задается среднее статическое давление, а на входной границе задаются полное давление 101325 Па, полная температура 288.15 К и направление потока, соответствующие расчетной скорости вращения 16043 оборотов в минуту. Существование постоянного угла закрутки на входе в двигатель является главной характеристикой чисто объемного закрученного течения. Таким образом, граничные условия на входе имеют следующий вид для течений с попутной и встречной закруткой и при наличии скоса потока в полярных либо декартовых координатах

$$\left\{ \begin{array}{l} V_z = \cos\alpha \\ V_r = 0 \\ V_\theta = V_z \times \text{tg}(\pm\alpha) \end{array} \right\} \quad (2.1)$$

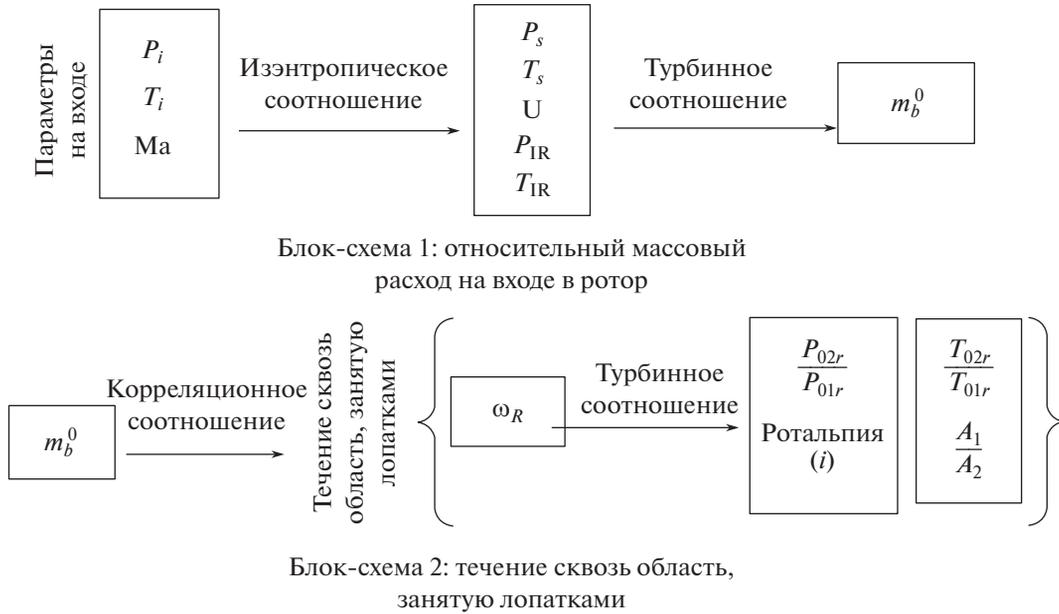


Рис. 1. Блок-схема динамического расчета компрессора газотурбинного двигателя (DYNTЕСС); (а) Блок-схема 1: относительный массовый расход на входе в ротор; (б) Блок-схема 2: течение сквозь область, занятую лопатками.

Одномерная модель DYNTЕСС

В модели DYNTЕСС, применяемой для последовательного расчета характеристик многоступенчатого компрессора и камеры сгорания газотурбинного двигателя, конечно-разностным методом решаются одномерные уравнения Навье–Стокса (массы, энергии и импульса). Модель обеспечивает адекватные результаты при минимальном количестве данных о роторе компрессора. Приведенная ниже система уравнений описывает течение в области, занятой лопатками ротора, и течение вне этой области.

На рис. 1 первая блок-схема относится к течению в области, занятой лопатками ротора, на входе которой задаются полное давление на входе P_i и полная температура на входе T_i , угол наклона потока и число Маха. Этих данных достаточно, чтобы определить статическое давление P_s , статическую температуру T_s , скорость лопатки U , относительное полное давление на входе P_{IR} , относительную полную температуру на входе T_{IR} и относительный массовый расход m_b^0 на входе в ротор [10, 11]. Именно относительные полное давление P_{IR} и температура T_{IR} играют роль полных параметров во вращающемся течении в решетке лопаток [10]. Далее, под относительным числом Маха M_R понимается число Маха, вычисленное по местной скорости звука при температуре окружающей среды. Коэффициент потерь полного давления в решетке лопаток $\bar{\omega}_R$ рассчитывается по корреляционным соотношениям, как показано на блок-схеме 2 на рис. 1.

$$P_{IR} = P_s \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M_R^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \tag{2.2}$$

$$T_{IR} = T_s \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M_R^2 \right) \tag{2.3}$$

$$m_b^o = m^o \frac{\sqrt{T_{IR}}}{P_{IR} A} \tag{2.4}$$

Таким образом,

$$\rho = \frac{P_o \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M_R^2 \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{RT_o \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M_R^2 \right)^{-1}} \tag{2.5}$$

$$m^o = \frac{P_o \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_R^2\right)^{-\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)}}{RT_o \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_R^2\right)^{-1}} \times A \times M_R \sqrt{\gamma RT} \quad (2.6)$$

где A – площадь, перпендикулярная потоку;

$$m_b^o = M_R \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_R^2\right)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (2.7)$$

Для расчета течения в области, занятой лопатками ротора компрессора, необходимы данные о площади, перпендикулярной потоку, относительном полном давлении и отношении температур. В осевых компрессорах длина лопатки и площадь кольца между валом и корпусом уменьшаются в пределах ступени, в результате чего возрастает плотность газа по мере его сжатия и сохраняется постоянная осевая скорость. Поле течения в трансзвуковом компрессоре трехмерное. Таким образом, коэффициент потерь полного давления $\bar{\omega}_R$ требуется рассчитывать численно. Численный метод был использован для расчета трех составляющих потерь давления, а именно, потерь давления на профиле лопатки компрессора $\bar{\omega}_p$, вторичных потерь $\bar{\omega}_{sec}$ и ударно-волновых потерь $\bar{\omega}_{sh}$ [12]. Следовательно,

$$\bar{\omega}_t = \bar{\omega}_p + \bar{\omega}_{sec} + \bar{\omega}_{sh} \quad (2.8)$$

Для расчета потерь давления на профиле лопатки рассчитываются функция отклонения потока и минимальные потери давления на профиле $\bar{\omega}_{min}$ [13].

$$\bar{\omega}_p = f(\xi) \bar{\omega}_{min} \quad (2.9)$$

$$\bar{\omega}_{min} = \bar{\omega}_{ref} f_{Re} \left[1 + \frac{(i_{min} - i_{ref})^2}{R_{stall}^2}\right] \quad (2.10)$$

$$i_{min} = i_{ch} + (i_{stall} - i_{ch}) \frac{R_{ch}}{R_{ch} + R_{stall}} \quad (2.11)$$

Следующее уравнение используется для расчета вторичных потерь на лопатке по модели Хоуэлла [14]

$$\bar{\omega}_{sec} = \sigma \left(\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}\right)^2 \times C_D \quad (2.12)$$

Ударно-волновые потери на лопатках компрессора в первичном и вторичном течениях моделируются при помощи следующего неизэнтропического уравнения [15, 16]

$$\bar{\omega}_{sh} = 1 - \frac{\left[\frac{(\gamma+1) Ma_e^2}{(\gamma-1) Ma_e^2 + 2}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left[\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)\gamma}\right]^{\frac{1}{\gamma-1}}}{1 - \left[1 + \frac{(\gamma-1)}{2} Ma_1^2\right]^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}}} \quad (2.13)$$

Относительные потери давления на лопатках компрессора определяются по формуле [17]

$$\bar{\omega}_r = \frac{1 - \left(\frac{P_{2R}}{P_{01r}}\right)}{1 - \left(\frac{P_s}{P_{1R}}\right)} \quad (2.14)$$

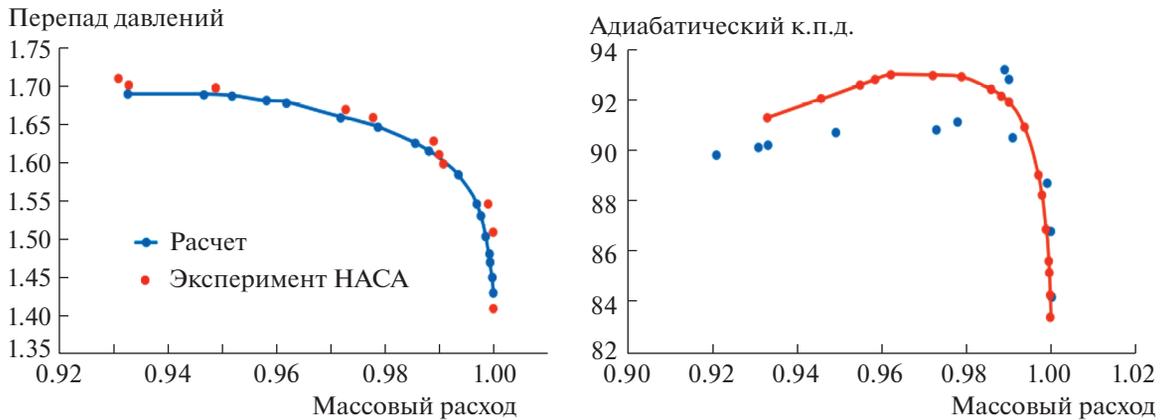


Рис. 2. Трехмерные характеристики [18].

При помощи этого уравнения относительное полное давление в осевом трансзвуковом компрессоре определяется следующим образом

$$\frac{P_{2R}}{P_{1R}} = 1 - \varpi_r \left(\frac{P_s}{P_{1R}} \right) \frac{P_{02r}}{P_{01r}} = 1 - \varpi_r \left(\frac{P_s}{P_{01r}} \right) \quad (2.15)$$

Ротальпия представляет собой термодинамическую характеристику сжимаемой жидкости, которая остается постоянной вдоль линий тока. Она сохраняется на лопатках ротора и статора, но не в ступени в целом

$$i = h - w_r u_\theta \quad (2.16)$$

Здесь u_θ – тангенциальная компонента абсолютной скорости. Далее, конкретный вид уравнения сохранения ротальпии зависит от использования относительной и абсолютной скоростей. Через относительную скорость ротальпия выражается следующим образом:

$$\nabla(\rho i u_R) = -\nabla(\rho w_R u_\theta u_R) - \nabla(\rho \cdot u) + \nabla(\tau \cdot u) + \nabla(\lambda \nabla T) + S_H \quad (2.17)$$

Отношение температур в потоке, проходящем сквозь область, занятую лопатками ротора имеет вид:

$$\frac{T_{2R}}{T_{1R}} = 1 + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2C_p T_{R1}} \quad (2.18)$$

3. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

3.1. Валидация

Трехмерное численное моделирование течений в одноступенчатом трансзвуковом компрессоре было выполнено, начиная с условий, соответствующих запиранью потока, с постепенным повышением среднего статического давления на выходе до условий, близких к срыву потока. Таким образом, была получена рабочая характеристика ротора компрессора. Режим, близкий к срыву, соответствовал последнему случаю устойчивой работы устройства Rotor 67. На рис. 2а и 2б представлена трехмерная характеристика, связывающая нормализованный массовый расход, перепад давлений и адиабатический к.п.д. компрессора при расчетной скорости вращения и радиальном зазоре 1.016 мм. Результаты показывают удовлетворительное согласование между расчетными и экспериментальными результатами, полученными в НАСА [9, 18, 19]. В расчетном режиме численные результаты лишь на 0.3% отличаются от экспериментальных результатов.

3.2. Течения с попутной закруткой

На рис. 3а–3в представлены трехмерная характеристика, запас по помпажу и диапазон устойчивости ротора компрессора при углах попутной закрутки 5°, 7°, 10°, 15°, 20° и 25°; эти данные позволяют выбрать оптимальные рабочие условия. Полученные результаты показывают, что по-

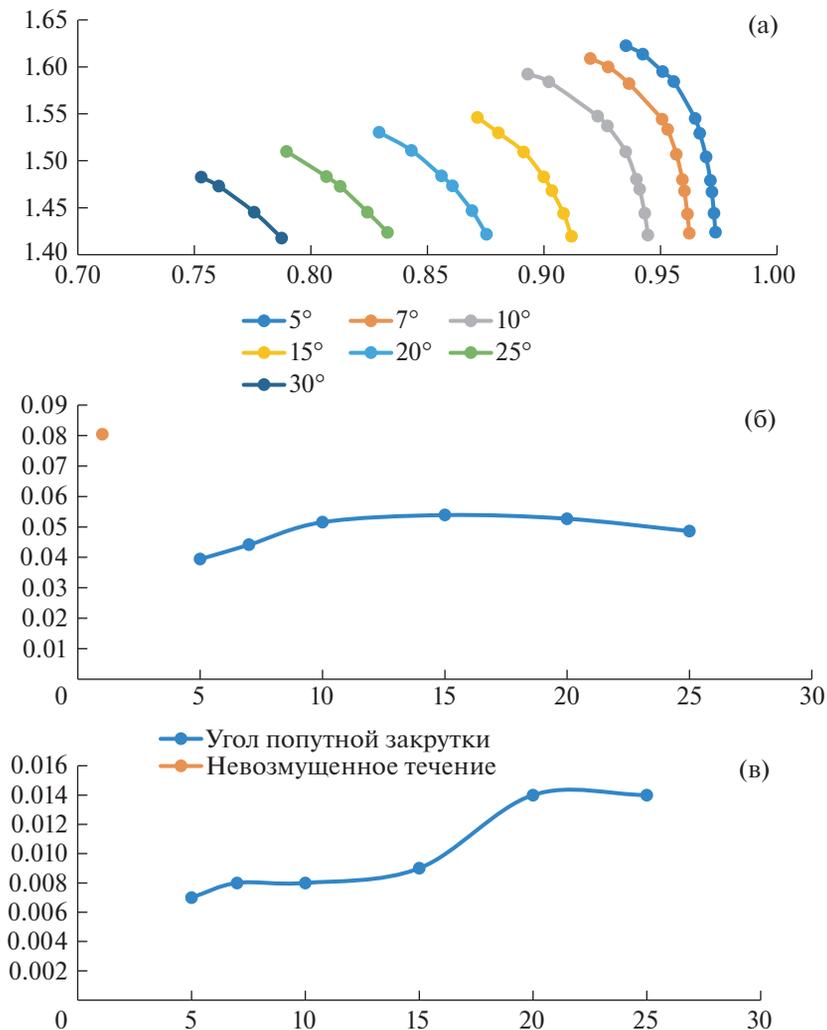


Рис. 3. Характеристики течения с попутной закруткой; (а) Трехмерная характеристика течения; (б) Сравнение запаса по помпажу; (в) Сравнение запаса устойчивости.

путная закрутка увеличивает запас по помпажу и диапазон устойчивости трансзвукового компрессора турбовентиляторного двигателя до известного предела. Начиная с угла попутной закрутки 25° эти характеристики ухудшаются.

На рис. 4а показана нагрузка на лопатку ротора на расстоянии, равном 80% ее размаха, в режиме, близком к срыву потока, при расчетной скорости вращения. Для лучшей визуализации результатов масштабы на рисунках выбраны в пределах от 0 до 1. Точки 0 и 1 соответствуют передней и задней кромкам. Кривая, соединяющая верхние точки давления, соответствует стороне сжатия, а кривая, соединяющая нижние точки давления, — стороне разрежения лопатки ротора. На передней кромке лопатки пиковая нагрузка соответствует точке торможения, где газ тормозится на короткий промежуток времени. Можно видеть, что давление в точке торможения на лопатке ротора компрессора максимально при угле попутной закрутки 5°, уменьшаясь при дальнейшем увеличении закрутки. При попутной закрутке в 5° наблюдается внезапный рост статического давления на стороне разрежения лопатки примерно на 50% длины хорды. В то же время увеличение угла попутной закрутки до 25° приводит к более раннему росту давления по длине хорды, что способствует торможению потока и росту энтропии.

На рис. 4б представлено распределение по размаху относительного числа Маха на передней кромке в предотрывном режиме и при расчетной скорости вращения. Результаты показывают, что при угле попутной закрутки 5° число Маха равно примерно 0.55 и оно уменьшается с увеличением угла закрутки. При угле закрутки 25° имеет место резкое падение числа Маха у передней

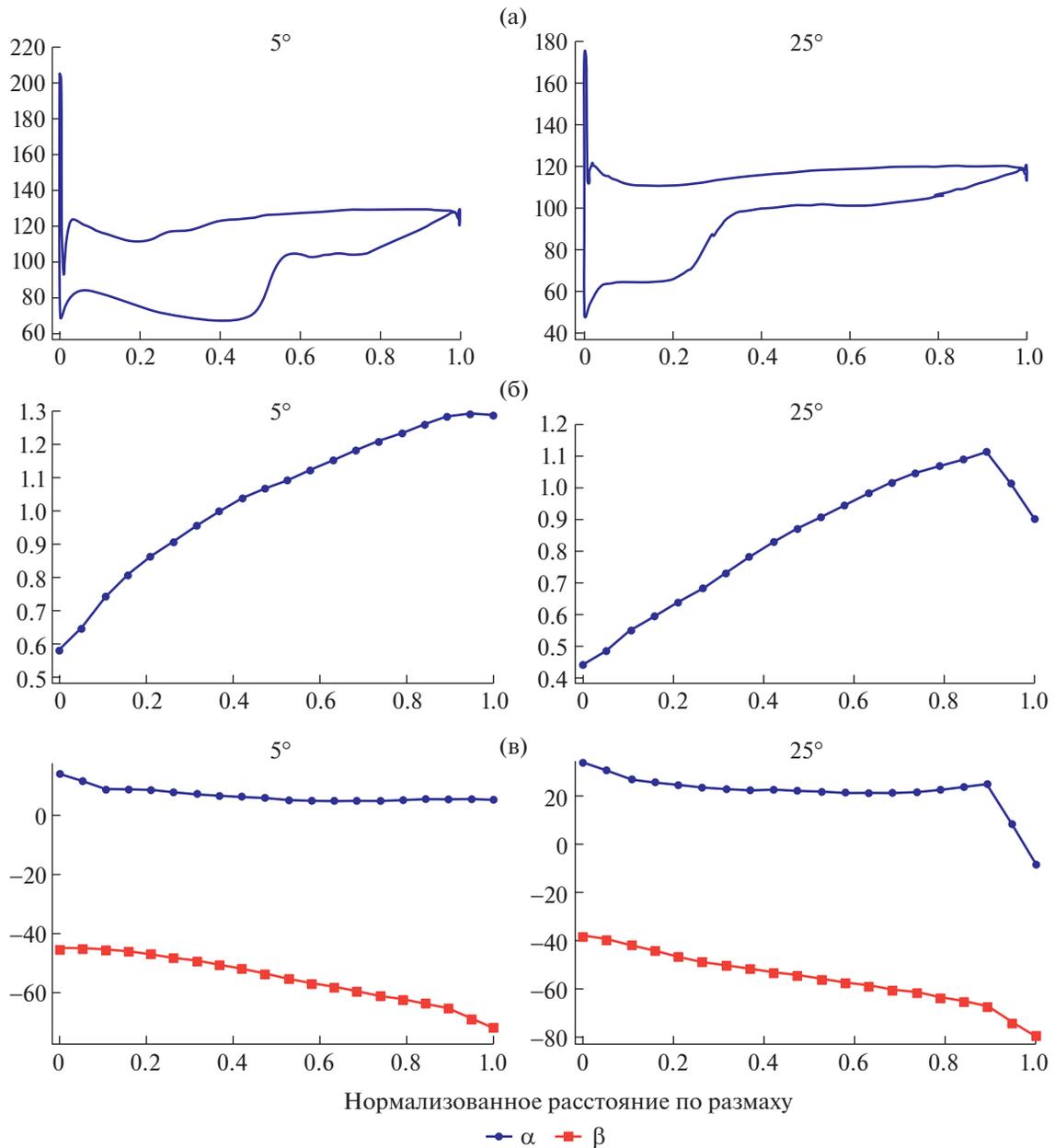


Рис. 4. Течение с попутной закруткой в условиях, близких к срыву потока; (а) Нагрузка на лопатку на расстоянии, равном 80% размаха; (б) Относительное число Маха на расстоянии, равном 80% размаха; (в) Распределение углов α и β по размаху на передней кромке лопатки; (г) Картина векторов скорости на расстоянии, равном 80% размаха.

кромки, что свидетельствует о наличии ударных волн при больших углах закрутки входного течения. Обычно окружная неравномерность потока считается более серьезной, так как она существенно влияет на угол наклона. В отсутствие входного направляющего аппарата поток, поступающий в компрессор, обычно обладает известным уровнем закрученности. В определенных рабочих условиях эта закрутка может увеличиться, приводя к значительному искажению входного потока.

На рис. 4в представлены распределения абсолютного угла α и относительного угла β по размаху для различных профилей. Результаты показывают, что первый из этих углов не меняется существенно по размаху, за исключением области в окрестности зазора между лопатками и корпусом. В то же время вследствие искаженности входного течения, связанного с закруткой, относи-

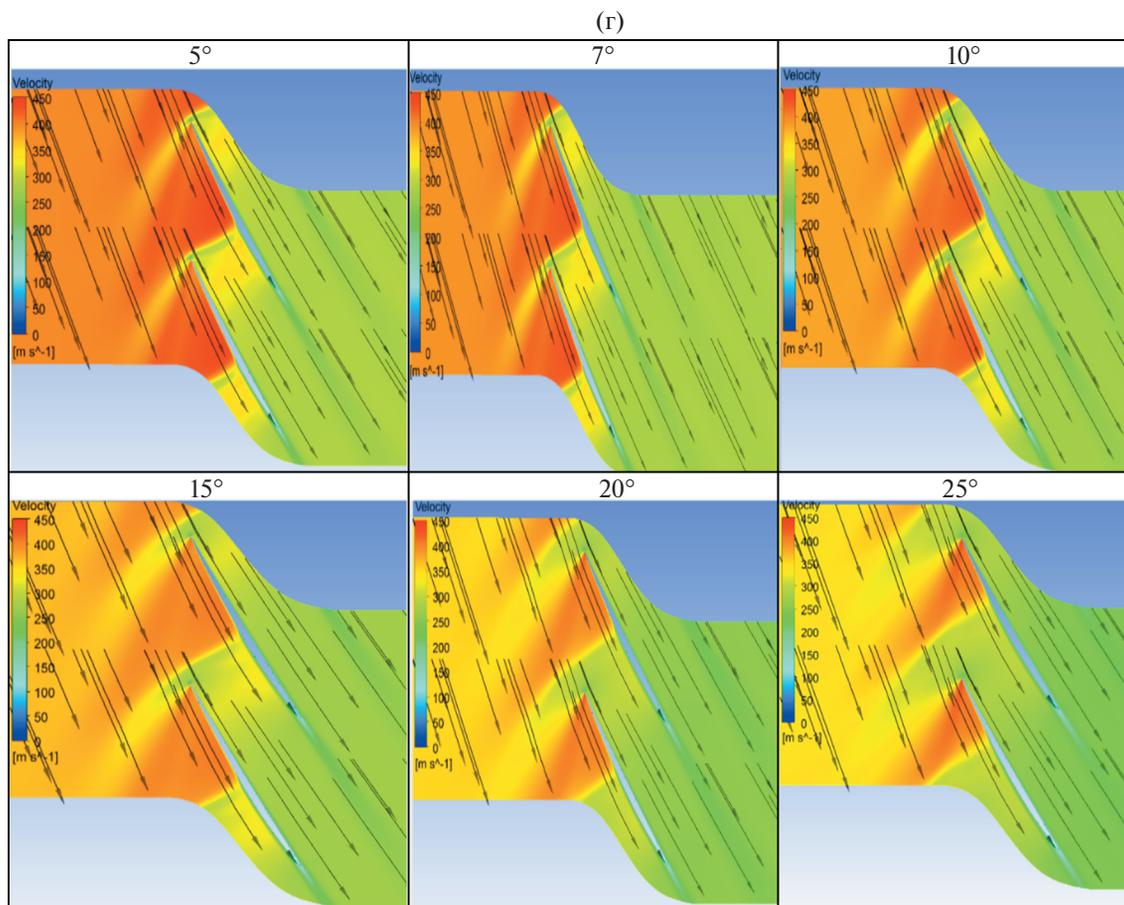


Рис. 4. Окончание.

тельный угол β меняется значительно. Он уменьшается при увеличении закрутки потока, что повышает устойчивость и эффективность работы компрессора.

На рис. 4г показано образование сильных наклонных ударных волн в области передней кромки лопатки при больших углах закрутки, что приводит к внезапному падению относительного числа Маха на передней кромке, как показано на рис. 4б, и отрыву потока.

3.3. Течения со встречной закруткой

На рис. 5а–5в представлены трехмерная характеристика ротора и значения запаса по помпажу и диапазона устойчивости для углов встречной закрутки 5° , 7° , 10° , 15° , 20° и 25° , которые позволяют определить оптимальные рабочие условия. Результаты показывают, что встречная закрутка несколько увеличивает запас по помпажу при углах закрутки, меньших 10° , но при дальнейшем увеличении угла закрутки запас уменьшается. Что касается диапазона устойчивости трансзвукового компрессора турбовентиляторного двигателя, он уменьшается из-за наличия встречной закрутки.

На рис. 6а и 6б для случая встречной закрутки приведены данные по нагрузке на лопатку ротора на расстоянии 80% от размаха лопатки при расчетной скорости вращения и распределения по размаху относительного числа Маха на передней кромке лопатки ротора. Результаты показывают, что давление в точке торможения на лопатке ротора максимально при угле встречной закрутки 5° и оно уменьшается при больших углах закрутки. При угле встречной закрутки 5° на стороне разрежения лопатки наблюдается резкий рост статического давления на расстоянии примерно 10% длины хорды. При больших углах встречной закрутки статическое давление растет дальше по хорде, что приводит к увеличению интенсивности течения у оконечности лопатки и уменьшению энтропии. На рис. 6в приведены распределения абсолютного угла α и относи-

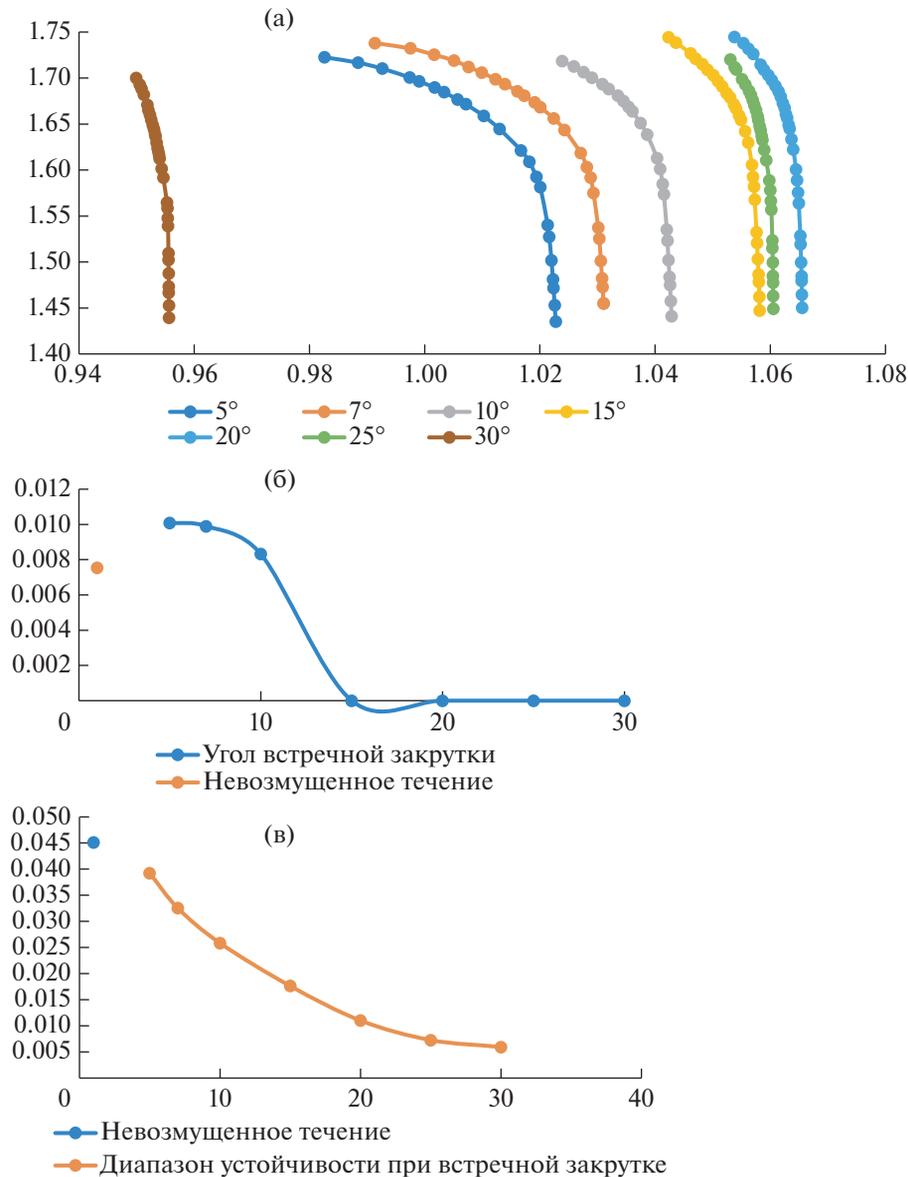


Рис. 5. Характеристики течения со встречной закруткой; а) Трехмерная характеристика течения; (б) Сравнение запаса по помпажу; (в) Сравнение запаса устойчивости.

тельного угла β по размаху лопатки для различных углов встречной закрутки. Результаты показывают, что относительный угол β значительно меняется по размаху под действием закрутки входного потока, увеличиваясь с ростом угла встречной закрутки. Это приводит к ухудшению устойчивости и рабочих характеристик компрессора.

На рис. 6г показано образование слабых наклонных ударных волн на передней кромке лопатки при увеличении угла встречной закрутки, что приводит к увеличению относительного числа Маха на передней кромке, как показано на рис. 6б. На задней кромке лопатки при больших углах встречной закрутки образуются области весьма малых скоростей.

3.4. Скос потока

На рис. 7а представлена трехмерная характеристика в случае скоса потока. Результаты показывают, что с увеличением угла наклона массовый расход уменьшается, что приводит к падению

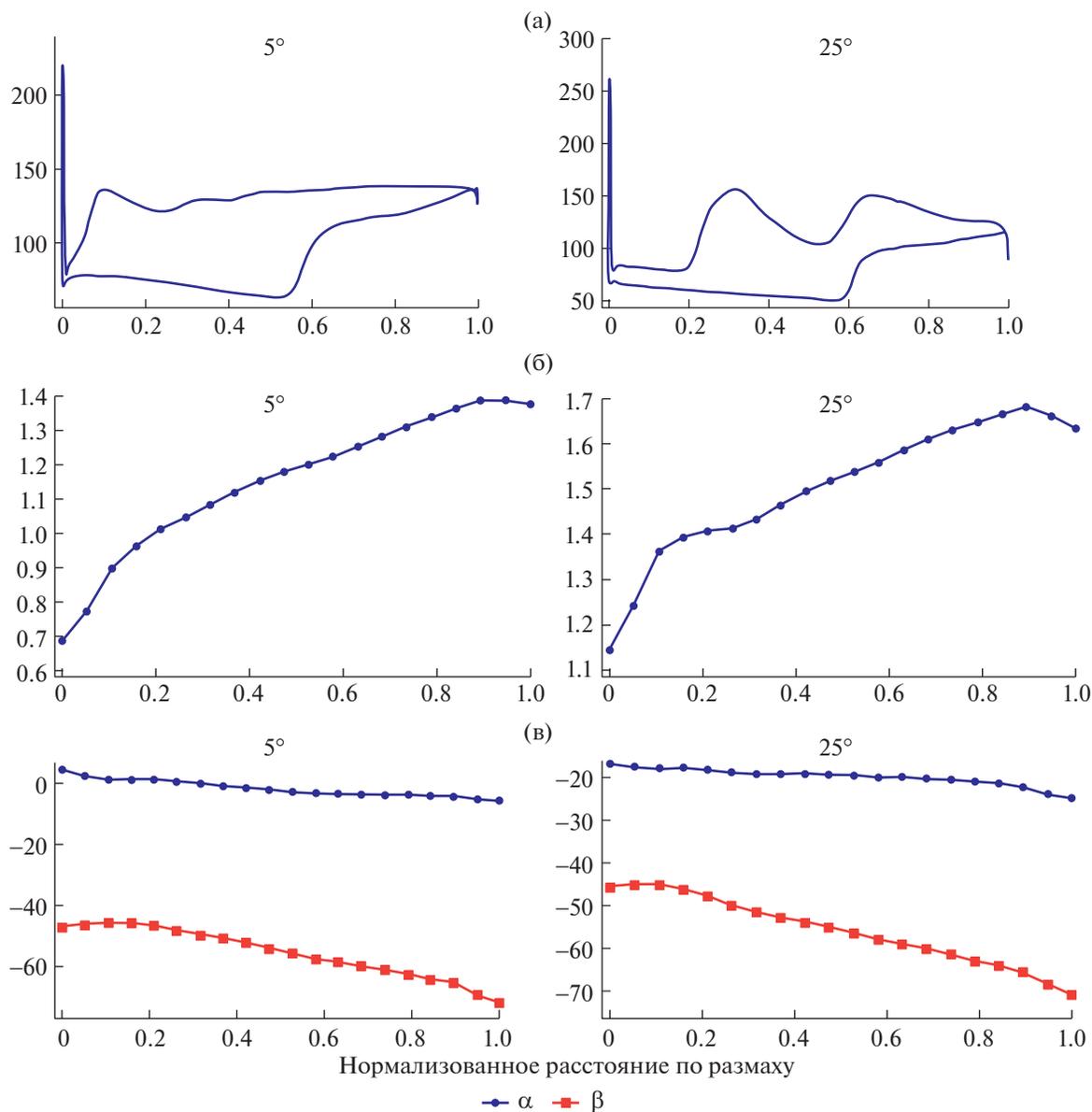


Рис. 6. Течение со встречной закруткой; (а) Нагрузка на лопатку на расстоянии, равном 80% размаха; (б) Относительное число Маха на расстоянии, равном 80% размаха; (в) Распределения углов α и β по размаху на передней кромке лопатки; (г) Картина векторов скорости на расстоянии, равном 80% размаха.

эффективности ротора и уменьшению запаса по помпажу. На рис. 7б приведены данные по давлению на расстоянии 80% от размаха лопатки. Здесь точки 0 и 1 соответствуют передней и задней кромкам. Кривая, соединяющие верхние точки давления, соответствует стороне сжатия лопаткам ротора компрессора, а кривая, соединяющая нижние точки, – стороне разрежения. На передней кромке пиковые нагрузки имеют место в точке торможения, где протекающий газ затормаживается на короткий промежуток времени. Результаты показывают, что отрыв пограничного слоя происходит при большем, чем в нормальных условиях, угле наклона. Образование первых ударных волн на передней кромке лопатки и забирание внутрь второй ударной волны с задней кромки приводят к отрыву пограничного слоя. На рис. 7в и 7г представлены распределение по размаху относительного числа Маха на передней кромке лопатки и картина векторов скорости на расстоянии 80% от размаха лопатки. Результаты показывают, что при угле схода потока 85° число Маха равно примерно 0.6, убывая при меньших углах схода, например при 70°. На задней же кромке лопатки число Маха убывает с увеличением угла схода, что указывает на наличие

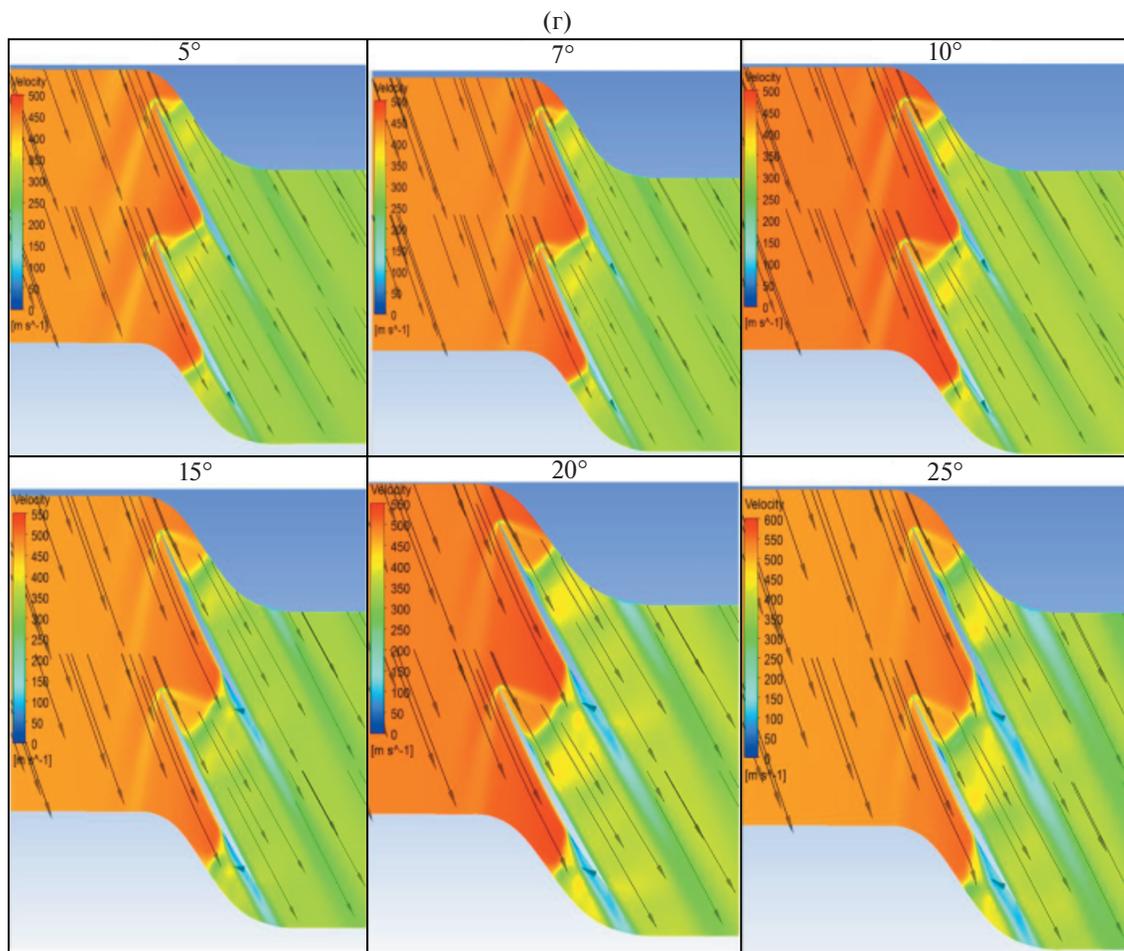


Рис. 6. Окончание.

ударных волн при этих больших углах. На рис. 7г сильные ударные волны видны при угле скоса 70° . Это может привести к отрыву потока с передней кромки лопатки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изучены влияние искаженного входного потока на рабочие характеристики и устойчивость ротора компрессора турбовентиляторного двигателя. Выполнено численное моделирование течения в роторе при наличии окружающей неравномерности и скоса входного потока. По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

Модель динамического расчета компрессора газотурбинного двигателя Dynamic Turbine Engine Compressor Code (DYNTECC) может использовать одномерную модель средней линии и определять характеристики ступени компрессора, не прибегая к трехмерной характеристике.

Встречная закрутка входного течения уменьшает диапазон устойчивости ротора трансзвукового компрессора. Она смещает трехмерную характеристику компрессора вправо и вверх. В то же время попутная закрутка входного течения расширяет диапазон устойчивости компрессора и его запас по помпажу, смещая трехмерную характеристику влево и вниз.

В противоположность попутной закрутке, при встречной закрутке ротор компрессора вырабатывает более высокий перепад давления благодаря большей проделанной работе. При этом растет относительное число Маха и, следовательно, устойчивость компрессора снижается.

При наличии скоса потока, когда значение абсолютного угла выше, чем нормальное осевое направление, наблюдается отрыв пограничного слоя. Также наблюдаются образование ударных

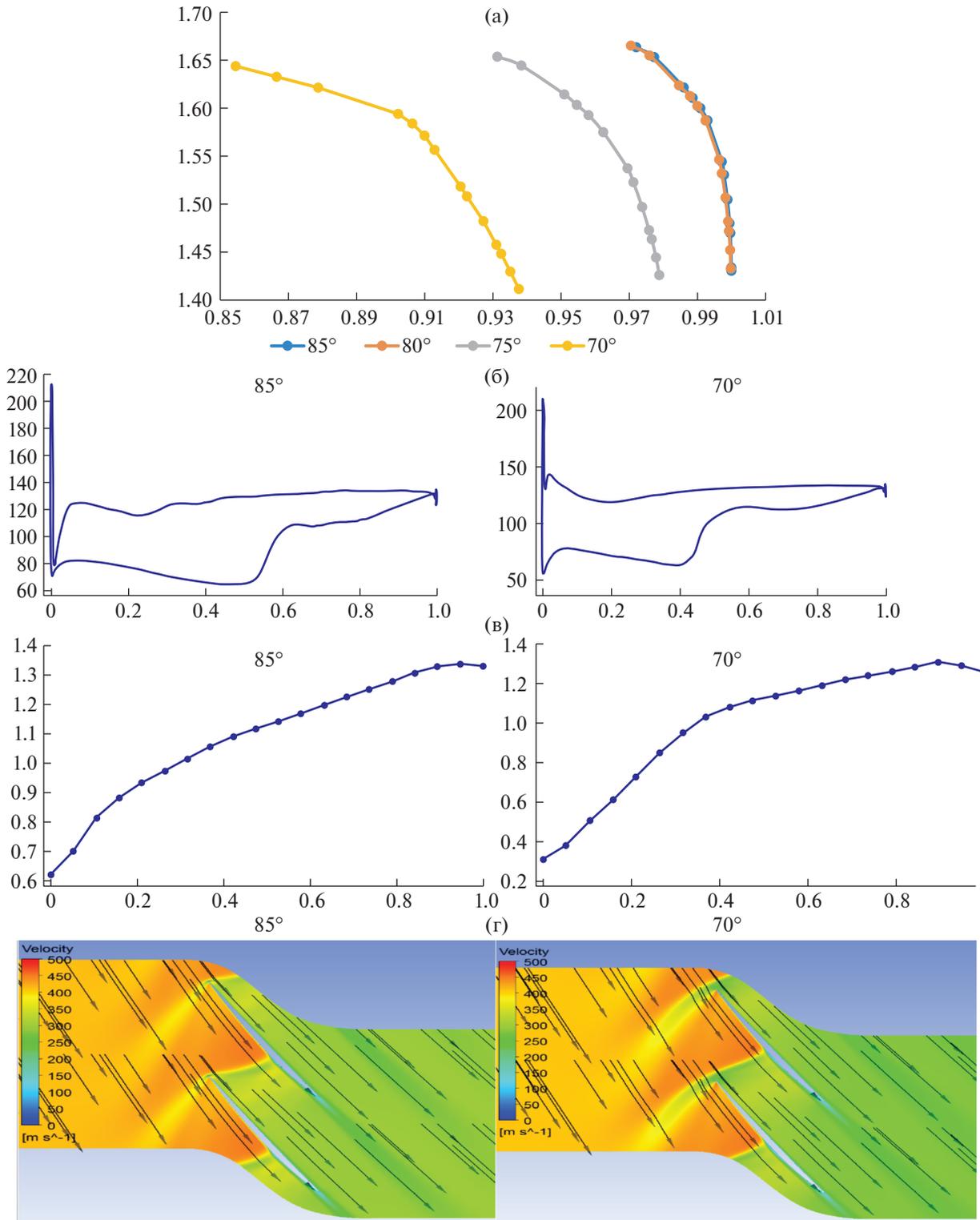


Рис. 7. Течение при наличии скоса входного потока; (а) Нагрузка на лопатку на расстоянии, равном 80% размаха; (б) Относительное число Маха на расстоянии, равном 80% размаха; (в) Распределения углов α и β по размаху на передней кромке лопатки; (г) Картина векторов скорости на расстоянии, равном 80% размаха.

волн на передней кромке лопатки и засасывание внутрь второй ударной волны с задней кромки лопатки. Это приводит к отрыву пограничного слоя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Mehdi A.* Effect of swirl distortion on gas turbine operability. School of Engineering Power and Propulsion Department, Cranfield Univ., 2014.
2. *Sheoran Y., Bouldin B.* Inlet flow angularity descriptors proposed for use with gas turbine engine / Proc. Soc. Automotive Engineer (SAE) Techn. Conf., 2002.
3. *Pazur W., Fottner L.* The influence of inlet swirl distortions on the performance of a jet propulsion two-stage axial compressor // J. Turbomachinery. 1991. V. 113. P. 233–240.
4. *Loeper K.M., King P.I.* Numerical investigation of geometric effects on performance of S-ducts / IAA 2009-713, 47th AIAA Aerospace Sci. Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, Orlando, Florida, January, 2009.
5. *Davis M., Hale A.* A parametric study on the effects of inlet swirl on compression system performance and operability using numerical simulations / GT2007-27033, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air, Montreal, Canada, May 2007.
6. *Hale A., O'Brien W.* A three-dimensional turbine engine analysis compressor code (TEACC) for steady-state inlet distortion // ASME J. Turbomachinery. 1999. P. 422–430.
7. *Chima R.* A three-dimensional unsteady CFD mode of compressor stability // ASME J. Turbomachinery. 2006. P. 1157–1168.
8. *Jin Guo, Jun Hu.* A three-dimensional computational model for inlet distortion in fan and compressor // Journal of Power and Energy. 2017.
9. *Strazisar A.J.* Laser anemometer measurements in a transonic axial-flow fan rotor // NASA Scientific and Technical Division, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, 1989.
10. *Smith S.L.* One-dimensional mean line code technique to calculate stage-by-stage compressor characteristics // University of Tennessee, Knoxville, 1999.
11. *Pinto Nivea R., Afzal A., Vinson L., D'Souza Ansari Z.* A review of state of art archives of computational methods in engineering // Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery, 2016.
12. *Hu J.F., Zhu X.Ch., OuYang H., Qiang X.Q., Du Zh.H.* Performance prediction of transonic axial compressor based on streamline curvature method // J. Mech. Sci. Technology. 2011. V. 12. P. 3037–3045.
13. *Templalexis I., Pilidis P., Pachidis V., Kotsiopoulos P.* Development of a 2D compressor streamline curvature code / SME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, Barcelona, Spain, 2006.
14. *Schwenk C., Lewis G.W., Hartman M.J.* A preliminary analysis of the magnitude of shock losses in transonic compressors // NASA Paper, 1957.
15. *Swan W.C.* A practical method of predicting transonic compressor performance // J. Eng. Power. 1961. P. 322–330.
16. *Fredrick N.J.* Investigation of the effects of inlet swirl on compressor performance and operability using a modified parallel compressor model // The University of Tennessee, Knoxville, 2010.
17. *Aungier R.H.* Axial-flow compressor: A strategy for aerodynamic design and analysis / ASME, New York, 2003.
18. *Sohail M.U., Hamdani H.R., Parvez K.* CFD analysis of tip clearance effects on the performance of transonic axial compressor // Fluid Dynamics. 2020. V. 55. № 1. P. 133–144.
19. *Sohail M.U., Hassan M., Hamdani H.R., Parvez Kh.* Effects of ambient temperature on the performance of turbofan transonic compressor by CFD analysis and artificial neural networks // Engineering, Technology & Applied Science Research. 2019. V. 9. № 5. P. 4640–4648.
20. *Bouldin B., Sheoran Y.* Impact of complex swirl patterns on compressor performance and operability using parallel compressor analysis ISABE2007-1140 / 18th International Symposium on Air Breathing Engines, Beijing, China, September 2007.
21. *Davis M., Beale D., Sheoran Y.* Integrated test and evaluation techniques as applied to an inlet swirl investigation using the F109 gas turbine engine / GT2008-50074, ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, Berlin, Germany, June 2008.
22. *Miller G.R., Lewis G.W., Hartmann M.J.* Shock losses in transonic rotor rows // J. Eng. Power. 1961. P. 235–242.
23. *Bouldin Y.S.B.* Impact of complex swirl patterns on compressor performance and operability using parallel compressor analysis / ISABE2007-1140, 18th International Symposium on Air Breathing Engines, Beijing, China, 2007.