

Влияние нестационарных неравномерных возмущений температуры торможения на газодинамическую устойчивость течения в многоступенчатом осевом компрессоре одноконтурного ТРД

Арутюнов Г.С., [Краснов С.Е.](#)

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

На газодинамическую устойчивость течения в компрессоре ГТД оказывают влияние не только возмущения полного давления, но и возмущения температуры торможения. Температурные возмущения образуются во внешнем потоке и попадают на вход в компрессор через воздухозаборник двигателя. В данной статье для численного моделирования влияния температурных возмущений на газодинамическую устойчивость используется двухмерная модель двигателя. Рассмотрен одноконтурный ТРД с компрессором, состоящим из каскадов низкого и высокого давления. Изложены результаты параметрического исследования зависимости величины критического подогрева от ширины области с повышенной температурой торможения, от величины приведенных оборотов и от скорости нарастания температурных возмущений. Исследован процесс прохождения и изменения размера области с повышенной температурой по тракту компрессора, сопровождающийся индуцированием возмущений полного давления и окружной компоненты скорости. Рассмотрены физические процессы для каждого случая и определены величины критического подогрева.

Ключевые слова: одноконтурный ТРД, газодинамическая устойчивость, возмущения температуры торможения, возмущения полного давления, трансформация возмущений по тракту двигателя, расчетная модель двигателя

Influence of non-steady non-uniform total temperature disturbances on the gas-dynamic stability of the flow in a dual axial compressor of turbojet

Arytyunov G.S., [Krasnov S.E.](#)

CIAM, Moscow

The stability of the flow in the gas turbine compressor is influenced not only by perturbations of the full pressure, but also by total temperature disturbances. Temperature disturbances are formed in the external flow and enter the compressor through the air intake. In this article, a two-dimensional engine model is used to numerically simulate the effect of temperature disturbances. A two-shaft gas turbine with low pressure and high pressure compressors is considered. In this article the results of parametric study of dependence of critical heating value on width of zone with increased total temperature, on corrected rpm, and on rate of temperature disturbance increase are presented. Process of passing of the temperature disturbances through the compressor and transformation of the domain with increased temperature are investigated, along with disturbances of total pressure and circumferential velocity induced by this domain. Physical processes are considered for each case, critical heating values are defined.

Keywords: turbojet, gas-dynamic stability, total temperature disturbances, total pressure disturbances, transformation of disturbances passing through the engine, computation model of engine

Введение

При прогнозировании устойчивости работы двигателя в условиях эксплуатации на стадии его проектирования и при оценке достаточности запасов устойчивости по результатам стендовых испытаний особые трудности вызывает вопрос обеспечения устойчивости при воздействии на двигатель нестационарных и неравномерных тепловых возмущений. Причинами этих возмущений могут служить полет в зоне пожара, попадание в воздухозаборник выхлопных газов у самолетов вертикального или укороченного взлета и посадки и др. В зависимости от условий полета эти возмущения сопровождаются неоднородностью полного давления, формирующейся по тем или иным причинам в канале воздухозаборника.

Проведение целенаправленных экспериментальных исследований чрезвычайно затруднено сложностью явлений, протекающих в двигателе в процессе потери газодинамической устойчивости. Это обстоятельство обуславливает необходимость максимального привлечения методов математического моделирования, основанных на решении полной системы уравнений газовой динамики. Подобные методы развиваются уже много лет. Первоначально для исследования влияния стационарных тепловых возмущений на границу устойчивой работы компрессора была использована модель параллельных компрессоров, оказавшаяся весьма плодотворной применительно к стационарной окружной неравномерности полного давления. Однако при тепловой окружной неравномерности расчеты с привлечением модели параллельных компрессоров не дают удовлетворительной сходимости полученных результатов с экспериментальными данными, в особенности при узких зонах подогрева (ширина зоны с повышенной температурой торможения («горячей» зоны) в сечениях по тракту компрессора $\varphi_{гор} < 180^\circ$).

Дальнейшее развитие методов математического моделирования позволило решить задачу о распространении малых неоднородных стационарных возмущений течения по тракту компрессора [1]. Известны работы, в которых рассматривается математическая модель многих параллельных компрессоров. Учет эффектов, обуславливаемых различной скоростью распространения изоэнтропических и неизоэнтропических волн, включение в модель дополнительных технологических объемов в полостях и лабиринтных уплотнениях, а также привлечение некоторых эмпирических зависимостей позволили получить хорошее совпадение экспериментальных и расчетных результатов. Необходимо, однако, подчеркнуть, что в этих работах задача об устойчивости не решается.

В то же время реальные тепловые возмущения, возникающие при эксплуатации самолета, всегда существ-

венно нестационарны и неравномерны по сечению, в силу чего выдвигается требование создания математической модели, учитывающей эти основные свойства возмущений. Авторами [2] ранее была создана подобная модель, предназначенная для исследования газодинамической устойчивости течения в одноконтурном ГТД при нестационарных и неравномерных по окружности возмущениях полного давления и температуры торможения. В модели предусмотрено включение системы автоматического регулирования. Расчеты показали хорошее совпадение ряда количественных и качественных показателей с экспериментальными данными.

В настоящей работе представлены результаты расчетных исследований влияния некоторых факторов (ширины «горячей» зоны, режима работы двигателя и др.) на величину критического уровня температуры торможения и данные трансформации возмущений по газовоздушному тракту двигателя.

Несмотря на то, что данная работа была выполнена в середине 1980-х годов, она сохраняет актуальность и в настоящее время.

Объект исследования. Расчетная сетка

Расчетное исследование проведено на математической модели одноконтурного турбореактивного двигателя. В расчетную область включен весь газовоздушный тракт двигателя с прилегающим к нему цилиндрическим входным каналом. Метод построения расчетной сетки и аппроксимации уравнений газовой динамики подробно описан в [2]. Напомним, что вся расчетная область разделяется на ряд последовательных элементов в осевом направлении, а по окружности – на несколько совершенно одинаковых сегментов, количество которых выбирается, с одной стороны, по заданной величине углового масштаба пульсаций полного давления и, с другой стороны, из необходимости достаточно подробного описания поля параметров входных воздействий.

К выделенным таким образом ячейкам применяются уравнения газовой динамики в интегральной форме (уравнения неразрывности и энергии и две проекции уравнения количества движения). Аппроксимация уравнений по методу потоков [3] дает в результате систему обыкновенных дифференциальных уравнений высокого (до 600...800) порядка, которая численно решается методом Рунге – Кутты. Результатом интегрирования являются нестационарные параметры течения в узлах расчетной сетки (тангенциальная (c_{θ}) и осевая (c_x) составляющие скорости потока, давление (p) и температура (T)). Во время расчета переходного процесса проверяется его устойчивость: если в проточной части компрессора возникают отрицательные скорости потока, локализованные в каком-либо месте по окружности,

то режим работы двигателя считается неустойчивым при возмущениях заданного вида.

Для настоящего расчетного исследования в качестве прототипа использован типичный двухвальный одно-контурный двигатель. Компрессор низкого давления (КНД) двигателя описан характеристиками двух групп ступеней, а компрессор высокого давления (КВД) – трех групп. Эти характеристики получены расчетом с идентификацией расчетных и экспериментальных суммарных характеристик каскадов. Турбина двигателя описана полностью экспериментальными характеристиками двух ее ступеней.

Расчетная сетка для двигателя, принятая в настоящем исследовании, изображена на рис. 1. В тангенциальном (окружном) направлении расчетная область разделена на восемь ячеек.

Предельные уровни тепловых возмущений

С помощью созданной математической модели возможно решение широкого круга задач газодинамической устойчивости двигателя при воздействии на него различного рода возмущений потока. Объем настоящей статьи не позволяет рассмотреть весь комплекс происходящих при этом физических явлений. Поэтому ограничимся рядом хотя и частных, но весьма актуальных для практики задач о влиянии нестационарных неоднородных тепловых возмущений на газодинамическую устойчивость двигателя. Рассмотрим сначала влияние размеров зоны с повышенной температурой торможения (так называемой горячей зоны) на величину критического подогрева.

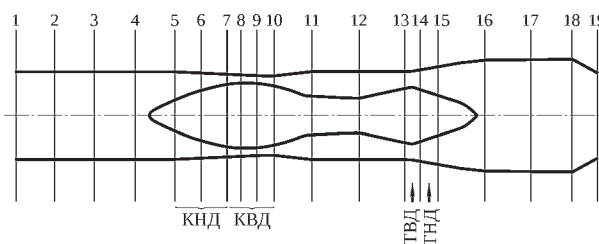


Рис. 1. Расчетная сетка двигателя

Размеры зоны задавались в диапазоне $\varphi_{\text{теп}} = 45 \dots 360^\circ$ ($\varphi_{\text{теп}}$ – ширина зоны с повышенной температурой торможения в месте задания входных граничных условий). Температура торможения в этой зоне принималась равномерно возрастающей со скоростью $dT^*/dt = 2000$ и 2500 К/с на режимах работы двигателя с относительной приведенной частотой вращения ротора низкого давления $\bar{n}_{1\text{пр}} = 70, 90$ и 100% .

В качестве критической температуры, или критического подогрева, принято значение температуры торможения в месте задания входных возмущений (сечение 1 на рис. 1) в момент появления отрицательной осевой скорости потока внутри компрессора.

На рис. 2 показаны зависимости $\Delta T_{\text{кр}}^* = \tilde{T}_{\text{кр}}^* - T_0^*$ от размеров «горячей» зоны в месте задания возмущений. Здесь $\tilde{T}_{\text{кр}}^*$ – температура торможения в «горячей» зоне, а T_0^* – начальная температура. Из этих графиков следует, что величина критического подогрева минимальна в случае, когда размер «горячей» зоны $\varphi_{\text{гор}} = 135 \dots 180^\circ$, что согласуется как с некоторыми оценками, основанными на самых общих физических рассуждениях, так и с рядом экспериментальных данных.

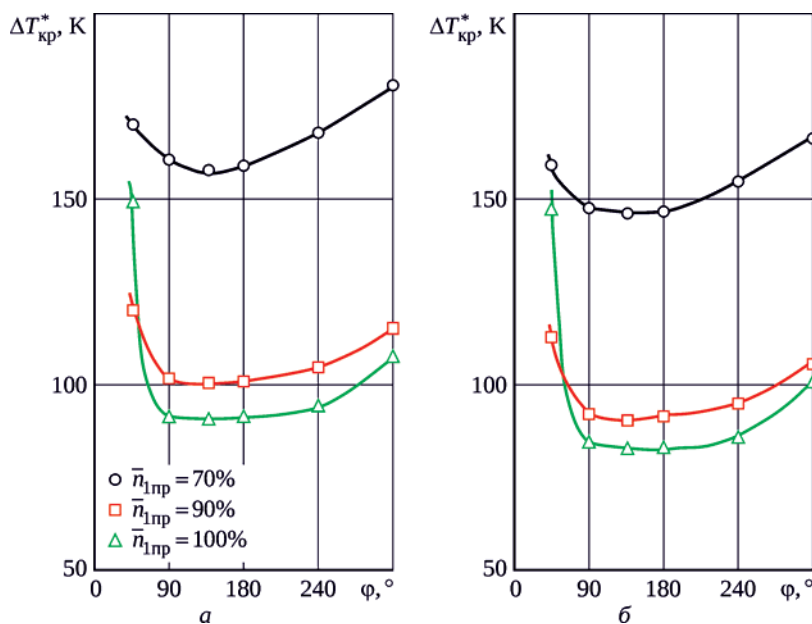


Рис. 2. Предельные уровни неравномерных нестационарных тепловых возмущений со скоростью изменения температуры торможения 2500 К/с (а) и 2000 К/с (б) на различных режимах работы двигателя

Влияние на газодинамическую устойчивость течения в ГТД нестационарных тепловых возмущений, сосредоточенных в узкой зоне

Особый интерес вызывает вопрос о влиянии на газодинамическую устойчивость течения в ГТД тепловых возмущений, сосредоточенных в узкой зоне ($\varphi_{\text{теп}} \leq 60^\circ$). Некоторые экспериментальные данные свидетельствуют о понижении чувствительности двигателя к возмущениям такого рода. Для объяснения этого эффекта используется понятие запаздывания образования отрыва потока на лопатках компрессора. Величина запаздывания при этом берется по результатам экспериментальных исследований нестационарного обтекания изолированного профиля, применение которых для решетки профилей не вполне обоснованно [4].

В настоящей работе решение задачи о двухмерном нестационарном течении в газоздушном тракте силовой установки позволило без привлечения дополнительных предположений исследовать вопрос о влиянии тангенциальной протяженности теплового возмущения на газодинамическую устойчивость течения в двигателе. На рис. 3,а показана трансформация во входном канале

двигателя теплового возмущения, характеризуемого в первом сечении шириной $\varphi_{\text{теп}} = 45^\circ$ и скоростью его изменения 2500 К/с на режиме с $\bar{n}_{1\text{пр}} = 90\%$ в момент времени $t = 0,048$ с после начала воздействия. Из рисунка следует, что в сечении непосредственно перед компрессором происходит значительное расширение «горячей» зоны (до 80°). Для объяснения этого явления рассмотрим приведенное на этом же рисунке распределение других параметров потока во входном канале. Из рис. 3,в следует, что взаимодействие неоднородного потока с двигателем индуцирует неравномерность давления, распространяющуюся вверх по потоку от компрессора на расстояние порядка 0,5 диаметра канала. При этом в «горячей» зоне давление повышенное, что приводит к появлению непосредственно перед компрессором значительной тангенциальной составляющей скорости (см. рис. 3,б). Наибольшие отклонения потока от осевого направления наблюдаются в местах максимального градиента давления. Такая картина течения перед компрессором согласуется с известными экспериментальными данными [5].

Характер распределения тангенциальной составляющей скорости по сечению указывает на то, что происходит вытекание воздуха из «горячей» зоны через обе

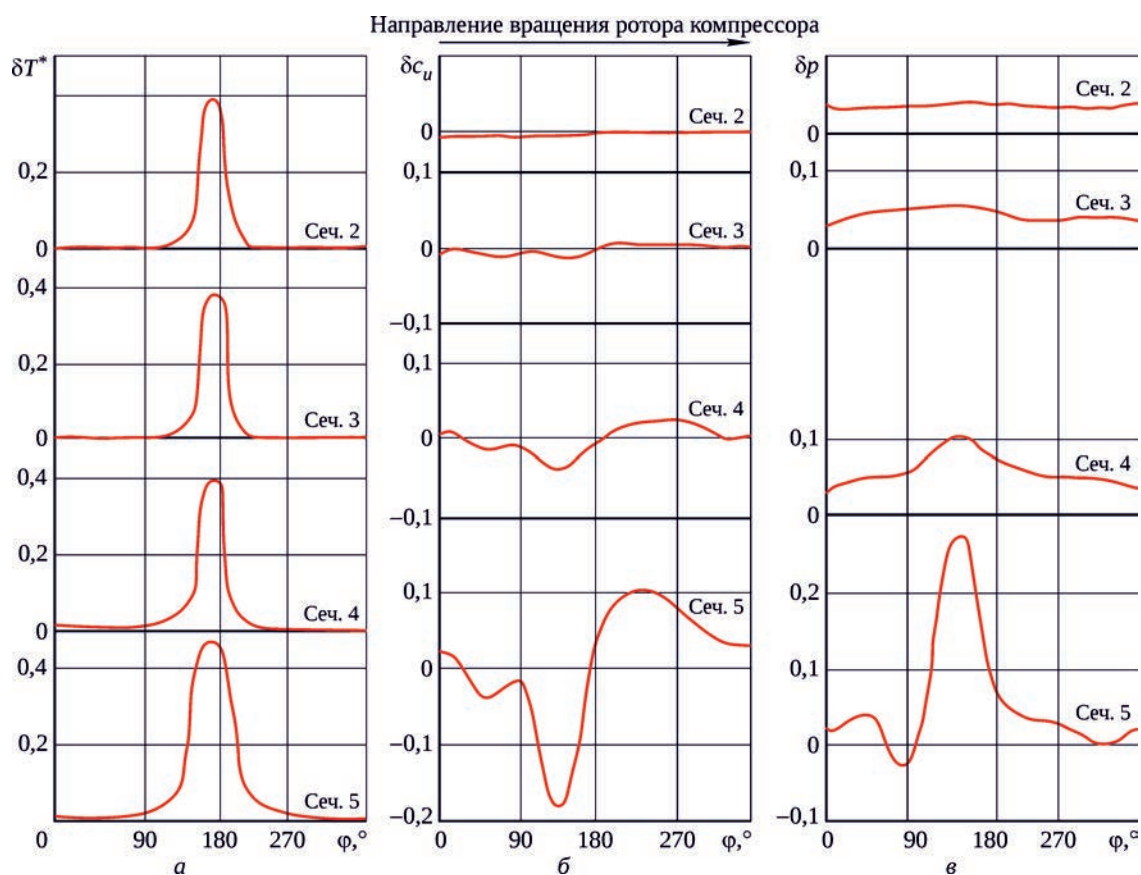


Рис. 3. Неравномерность температуры торможения, тангенциальной составляющей скорости и давления во входном канале двигателя при воздействии теплового возмущения со скоростью 2500 К/с, заданного в зоне с $\varphi_{\text{теп}} = 45^\circ$ на режиме $\bar{n}_{1\text{пр}} = 90\%$

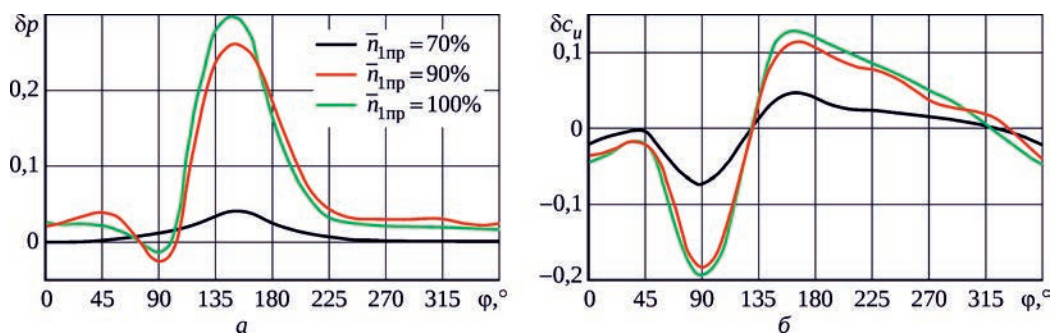


Рис. 4. Распределение давления и тангенциальной составляющей скорости по окружности перед компрессором при $\varphi_{\text{теп}} = 45^\circ$ и $dT^*/dt = 2500$ К/с в момент времени $t = 0,048$ с на различных режимах

ее границы. В результате ширина теплового возмущения во входном канале увеличилась с 45° в месте задания граничных условий до 80° перед компрессором (сечение 5). Соответственно фактический уровень подогрева $\delta\tilde{T}^* = \tilde{T}^*/T_0^* - 1$ уменьшился с 0,42 до 0,3.

Влияние исходного режима работы двигателя на величину критического подогрева при тепловых возмущениях шириной $\varphi_{\text{теп}} = 45^\circ$

Результаты расчетов показывают заметное влияние исходного режима работы двигателя на величину критического подогрева. Наиболее сильно этот эффект выражен при тепловых возмущениях малой протяженности по окружности. В этом случае зависимость критического подогрева от приведенной частоты вращения ротора низкого давления носит существенно немонотонный характер: при увеличении $\bar{n}_{1\text{пр}}$ с 70 до 90% критический подогрев ($\Delta T_{\text{кр}}^*$), полученный при $dT^*/dt = 2500$ К/с, уменьшается на 50 К, а при дальнейшем увеличении $\bar{n}_{1\text{пр}}$ до 100% $\Delta T_{\text{кр}}^*$ возрастает на 30 К (см. рис. 2).

Причины этого явления следует искать в особенностях трансформации течения во входном канале и его взаимодействия с компрессором. На рис. 4, а показано распределение давления в сечении непосредственно перед компрессором для трех режимов работы двигателя в один и тот же момент времени $t = 0,048$ с при скорости повышения температуры торможения в первом сечении $dT^*/dt = 2500$ К/с и ширине зоны $\varphi_{\text{теп}} = 45^\circ$. С увеличением $\bar{n}_{1\text{пр}}$ максимальная амплитуда индуцированной неравномерности давления возрастает с $\delta p = 3,5\%$ ($\bar{n}_{1\text{пр}} = 70\%$) до $\delta p = 30\%$ ($\bar{n}_{1\text{пр}} = 100\%$), в результате чего значительно увеличивается тангенциальная составляющая скорости (см. рис. 4, б). Слева от «горячей» зоны тангенциальная составляющая скорости направлена против вращения ротора компрессора, а справа – по вращению, что приводит к расширению зоны подогрева. Размер «горячей» зоны непосредственно перед компрессором $\varphi_{\text{гор}} = 70^\circ$ при $\bar{n}_{1\text{пр}} = 70\%$ и $\varphi_{\text{гор}} = 80^\circ$ при $\bar{n}_{1\text{пр}} = 90$ и 100%, тогда как во входном

сечении было задано $\varphi_{\text{теп}} = 45^\circ$. Растекание зоны с повышенной температурой наблюдается и при больших ее размерах ($\varphi_{\text{теп}} = 90 \dots 180^\circ$), однако в этом случае оно выражено значительно слабее.

Таким образом, для режимов работы двигателя с $\bar{n}_{1\text{пр}} = 70 \dots 90\%$ понижение его чувствительности к тепловым возмущениям, сосредоточенным в узкой зоне, по сравнению со случаем, когда $\varphi_{\text{теп}} = 90 \dots 180^\circ$, может быть объяснено растеканием «горячей» зоны перед компрессором. В то же время понижение величин предельного подогрева в этом диапазоне режимов работы независимо от значения $\varphi_{\text{теп}}$ соответствует уменьшению запасов устойчивости компрессора высокого давления с ростом $\bar{n}_{1\text{пр}}$ (в расчетах первоначальная неустойчивость течения всегда формировалась в последних ступенях КВД). Этому же закону соответствует и изменение чувствительности двигателя при $\bar{n}_{1\text{пр}} = 100\%$ к тепловым возмущениям, занимающим значительную часть сечения ($\varphi_{\text{теп}} = 90 \dots 180^\circ$).

Однако увеличение $\Delta T_{\text{кр}}^*$ при $\varphi_{\text{теп}} = 45^\circ$ и изменение $\bar{n}_{1\text{пр}}$ от 90 до 100% растеканием перед компрессором объяснить нельзя, так как в обоих случаях ширина «горячей» зоны перед компрессором одинакова и составляет 80° . По-видимому, такое явление может быть объяснено сложными физическими процессами, протекающими в компрессоре при значительных мгновенных рассогласованиях режимов работы ступеней. Основываясь на результатах расчетных исследований, показавших, что неустойчивость возникала в последних ступенях компрессора, рассмотрим распределение параметров потока в контрольных сечениях КВД.

Несмотря на одинаковый уровень температуры торможения перед компрессором, в сечении за КНД на режиме с $\bar{n}_{1\text{пр}} = 100\%$ уровень подогрева в «горячей» зоне на 20% меньше, а ее ширина на 10° больше по сравнению со случаем, когда $\bar{n}_{1\text{пр}} = 90\%$ (рис. 5). Индуцированная неравномерность полного давления в этом сечении составляет $\Delta\bar{\sigma}_0 = 0,08$ при $\bar{n}_{1\text{пр}} = 100\%$, а на режиме с $\bar{n}_{1\text{пр}} = 90\%$ значение $\Delta\bar{\sigma}_0 = 0,05$. Здесь $\Delta\bar{\sigma}_0$ – параметр окружной неравномерности полного давления, определяемый следующим образом:

$$\Delta \bar{\sigma}_0 = 1 - \left(\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p^*(\varphi) d\varphi \right)_{p^* < p_{cp}^*} / (p_{cp}^* (\varphi_2 - \varphi_1)).$$

Увеличение неравномерности полного давления в сечении за КНД при одном и том же уровне подогрева перед компрессором может быть объяснено большей крутизной характеристик КНД на режиме с $\bar{n}_{1np} = 100\%$.

В первой и второй группах ступеней компрессора высокого давления происходит дальнейшее ослабление тепловой неравномерности при почти неизменной ее ширине. В то же время характер изменения полей полного давления вдоль тракта КВД значительно различается на рассматриваемых режимах (см. рис. 5). Так, на режиме $\bar{n}_{1np} = 90\%$ происходит дальнейшее увеличение неравномерности полного давления до $\Delta \bar{\sigma}_0 = 0,06$ перед последней группой ступеней КВД, а на режиме $\bar{n}_{1np} = 100\%$ – ее ослабление до $\Delta \bar{\sigma}_0 = 0,05$. Как известно, наличие свободного объема за компрессором способствует выравниванию давления в его последних ступенях, вследствие чего они работают в неблагоприятных условиях. В рассматриваемом случае действительно происходит значительное выравнивание неравномерности полного давления и температуры торможения за КВД.

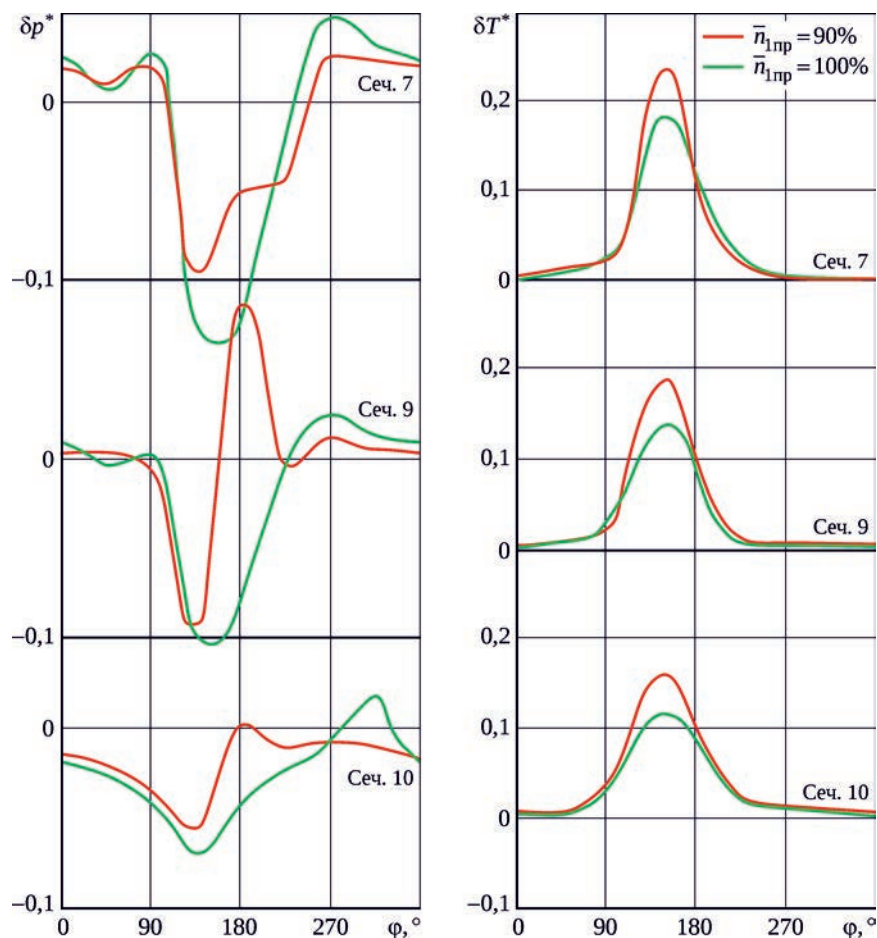


Рис. 5. Тангенциальное распределение полного давления и температуры торможения по тракту КВД при $\varphi_{теп} = 45^\circ$ и $dT^*/dt = 2500$ К/с в момент времени $t = 0,048$ с на различных режимах

Так, полученная из расчетов ширина «горячей» зоны в этом сечении на режиме с $\bar{n}_{1np} = 90\%$ составила 113° , а на режиме с $\bar{n}_{1np} = 100\%$ – 126° ; при этом окружная неравномерность полного давления в обоих случаях понизилась до величины $\Delta \bar{\sigma}_0 = 0,02$.

Таким образом, при воздействии на двигатель нестационарных тепловых возмущений, сосредоточенных в узкой зоне ($\varphi_{теп} < 90^\circ$), согласование режимов работы групп ступеней компрессора исследованного одноконтурного двигателя приводит к меньшей неравномерности параметров потока перед последней группой ступеней на режиме с $\bar{n}_{1np} = 100\%$ по сравнению с режимом $\bar{n}_{1np} = 90\%$, вследствие чего и происходит значительное увеличение уровня критического подогрева ($\Delta T_{кр}^*$) при $\bar{n}_{1np} = 100\%$.

Трансформация по тракту компрессора нестационарных тепловых возмущений шириной $\varphi_{теп} \geq 95^\circ$

При ширине «горячей» зоны $\varphi_{теп} = 90 \dots 360^\circ$ критический уровень температуры торможения непрерывно уменьшается с ростом приведенной частоты вращения

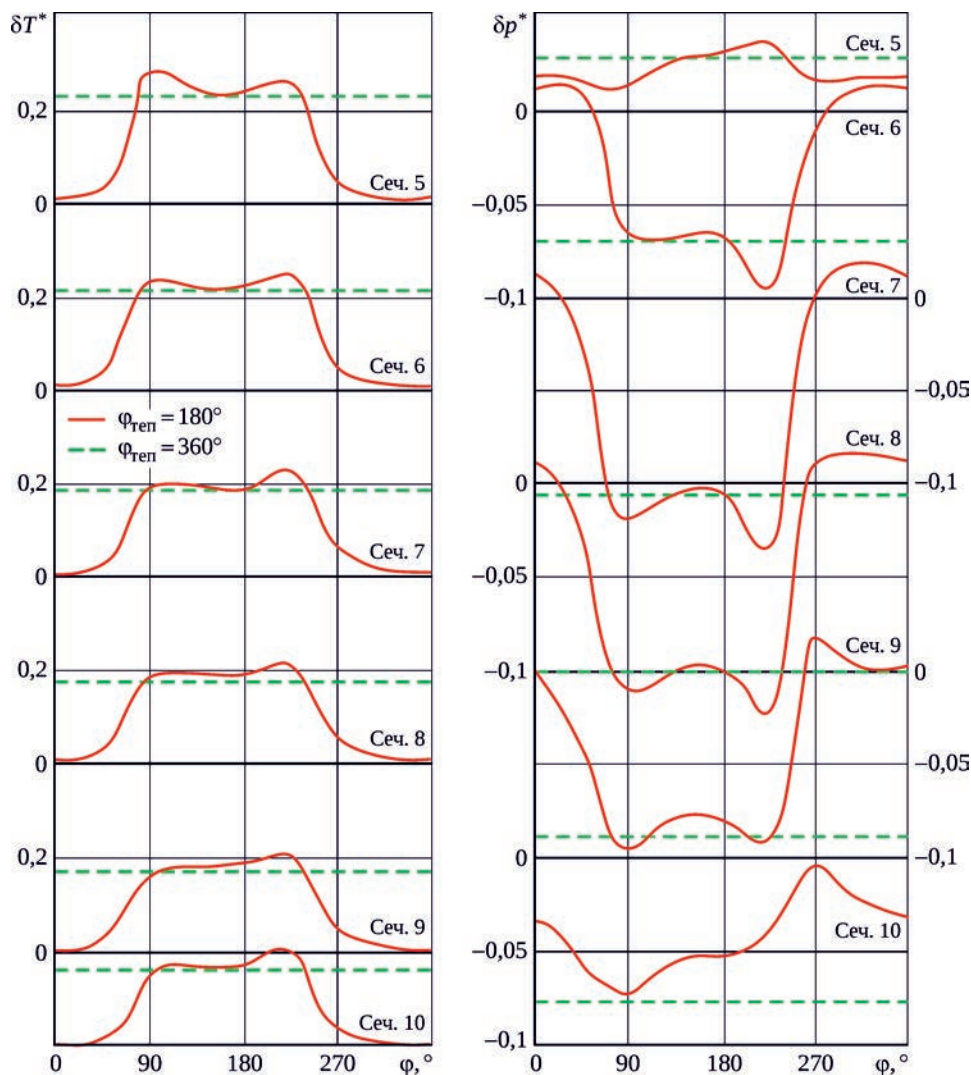


Рис. 6. Тангенциальное распределение температуры торможения и полного давления по длине компрессора в момент времени $t = 0,036$ с после начала действия возмущения с параметрами $\varphi_{\text{теп}} = 180$ и 360° и $dT^*/dt = 2500$ К/с на режиме $\bar{n}_{1\text{пр}} = 90\%$

ротора низкого давления (см. рис. 2), что связано с уменьшением суммарного запаса устойчивости всего компрессора. На постоянном режиме работы двигателя изменение ширины «горячей» зоны в диапазоне $90 \dots 270^\circ$ (и, соответственно, уменьшение неравномерности температуры) мало сказывается на величине критического подогрева.

Сравнение приведенного на рис. 6 тангенциального распределения параметров потока по длине компрессора при тепловом возмущении шириной 180° и полностью одномерном воздействии показывает, что в случае тепловой неравномерности возникают области течения, в которых группы ступеней работают в более неблагоприятных условиях, чем при равномерном тепловом возмущении.

Так, при воздействии окружающей неравномерности температуры уменьшение коэффициента скорости достигает величин $\delta\lambda = -0,12 \dots -0,34$. Существенно также

и то обстоятельство, что в последней группе ступеней происходит значительное выравнивание неравномерности полного давления. При равномерном возмущении потеря газодинамической устойчивости определяется смещением линии рабочих режимов к границе устойчивой работы компрессора.

Выше, в третьем параграфе, показано, что растеканием узкой «горячей» зоны во входном канале в значительной степени определяется уровень критического подогрева. Однако с увеличением ширины зоны $\varphi_{\text{теп}}$ от 90 до 180° ее растекание перед компрессором уменьшается. Так, при $\varphi_{\text{теп}} = 90, 135$ и 180° (в сечении 1) ширина «горячей» зоны непосредственно перед первой ступенью компрессора составила соответственно $\varphi_{\text{гор}} = 110, 150$ и 180° . При дальнейшем увеличении ширины зоны с повышенной температурой торможения в сечении 1 ($\varphi_{\text{теп}} = 270^\circ$) ширина «горячей» зоны перед компрессором даже уменьшается до $\varphi_{\text{гор}} = 255^\circ$.

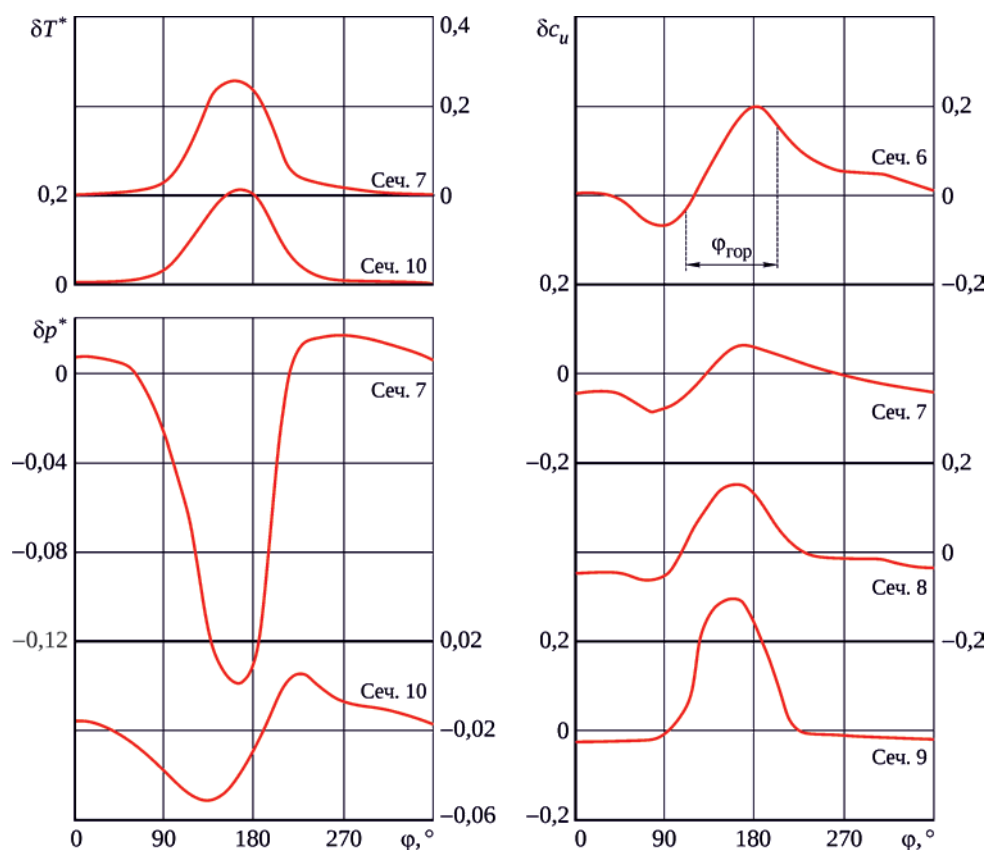


Рис. 7. Распределение по окружности температуры торможения и полного давления за КНД (сечение 7) и за КВД (сечение 10) и тангенциальной составляющей скорости по тракту компрессора в момент времени $t = 0,036$ с после начала действия возмущения с параметрами $\varphi_{\text{теп}} = 180^\circ$ и $dT^*/dt = 2500$ К/с

Качественное объяснение этого эффекта заключается в том, что при больших значениях $\varphi_{\text{теп}}$ происходит взаимное влияние условий на правой и левой границах «горячей» зоны.

При прохождении тепловой неравномерности через лопаточные венцы компрессора происходит некоторое расширение ее размеров по окружности. Для значений $\varphi_{\text{теп}} \geq 135^\circ$ это расширение практически незаметно, тогда как при $\varphi_{\text{теп}} = 45$ и 90° оно составляет 30 и 10° соответственно. Физические процессы, управляющие растеканием «горячей» зоны в компрессоре, отличны от процессов, происходящих во входном канале.

Сопоставление расположения зон с повышенной температурой торможения и пониженным полным давлением по тракту компрессора (рис. 7) показывает, что, несмотря на почти полное их совпадение в первых ступенях компрессора, в последующих ступенях наблюдается значительное смещение их в тангенциальном направлении, достигающее к выходу из компрессора 45° . Это явление согласуется с общими физическими представлениями, основанными на характере распространения изоэнтропических и неизоэнтропических возмущений.

Отвлекаясь от сложных процессов, происходящих при взаимодействии нестационарного неравномерного

потока с лопаточными венцами компрессора, можно представить следующую упрощенную картину течения: повышенная температура торможения перед компрессором приводит к образованию зоны с пониженным давлением за первой группой ступеней. Эта зона распространяется вниз по потоку со скоростью звука, в то время как температура торможения, являясь характеристикой частицы, переносится со скоростью потока, в результате чего происходит смещение зоны пониженного давления в направлении, противоположном вращению ротора. В то же время форма распределения в окружном направлении тангенциальной составляющей скорости по тракту компрессора (см. рис. 7) указывает на то, что уже за первой группой ступеней максимальное отклонение направления потока от исходного (стационарного) не совпадает с границами «горячей» зоны. При этом явно прослеживается движение газа в «горячей» зоне в окружном направлении по вращению ротора ($\delta c_u > 0$), что приводит к выравниванию поля температур у левой границы зоны и увеличению градиента температуры у правой границы; это качественно согласуется с некоторыми экспериментами.

В результате взаимодействия изоэнтропических и неизоэнтропических возмущений, распространяющихся с разной скоростью вдоль компрессора, в сечении за

компрессором зоны повышенной температуры торможения и пониженного полного давления смещены друг относительно друга примерно на 45° . При этом, как следует из рис. 7, мгновенное согласование режимов работы групп ступеней таково, что за КНД в «горячей» зоне полное давление понижено, а все смещение рассматриваемых зон происходит в КВД.

Заключение

Проведенное расчетное исследование газодинамической устойчивости течения в многоступенчатом осевом компрессоре одноконтурного двухвального турбореактивного двигателя при воздействии нестационарных неравномерных по окружности тепловых возмущений позволило установить следующее.

1. Взаимодействие тепловой неоднородности с двигателем индуцирует неравномерность давления, распространяющуюся вверх по потоку от компрессора на расстояние порядка 0,5 диаметра цилиндрического канала. В «горячей» зоне давление повышено, что приводит к появлению непосредственно перед компрессором значительной тангенциальной составляющей скорости и расширению зоны с повышенной температурой торможения. Это расширение наиболее заметно

при малых размерах зоны неравномерности, не превышающих по окружности 90° .

Понижение чувствительности двигателя к возмущениям, сосредоточенным в узкой зоне, шириной $\sim 45^\circ$, объясняется значительным растеканием «горячей» зоны перед компрессором и, следовательно, уменьшением фактического уровня подогрева.

2. При работе двигателя на максимальном режиме ($\bar{n}_{\text{тр}} = 100\%$) тепловое возмущение, сосредоточенное в узкой зоне, индуцирует перед КВД меньшую, чем на пониженных режимах работы, неравномерность полного давления, что приводит к еще большему повышению величин критического подогрева.

3. Расширение «горячей» зоны по тракту компрессора обусловлено различной скоростью распространения изоэнтропических и неизоэнтропических возмущений, в результате чего за компрессором в случае $\varphi_{\text{теп}} = 90^\circ$ зоны повышенной температуры торможения и пониженного давления смещаются друг относительно друга примерно на 45° . При этом максимальное отклонение направления потока от стационарного не совпадает с границами «горячей» зоны, а в самой зоне направление потока совпадает с направлением вращения ротора, что приводит к выравниванию поля температур у левой границы и увеличению градиента температуры у правой границы «горячей» зоны.

Литература

1. Кукинов А.Г. О малых колебаниях газа в осевом компрессоре. М., 1971. 31 с. (Труды ЦАГИ ; вып. 1320).
2. Арутюнов Г.С., Краснов С.Е., Ольштейн Л.Е. Математическое моделирование газодинамической устойчивости ТРДФ при внешних возмущениях давления и температуры на установившихся и переходных режимах // Газодинамика воздушно-реактивных двигателей : сб. статей под ред. В.Т. Митрохина, В.Л. Эпштейна. ЦИАМ, 1984. (Труды ЦИАМ ; № 1093). С. 155–169.
3. Прямое численное моделирование течений газа : (Численный эксперимент в газовой динамике) : сборник статей / АН СССР, Вычислительный центр ; отв. ред. О.М. Белоцерковский. М. : ВЦ АН СССР, 1978. 176 с.
4. Лехт М., Вейер Х.Б. О неустановившихся аэродинамических нагрузках на лопатки ротора трансзвукового компрессора при стационарном возмущении на входе // Нестационарные течения в турбомашинах : сб. статей / пер. с англ. и франц. В.П. Вахомчика и И.А. Сигнаевской ; под ред. Г.Ю. Степанова. М. : Мир, 1979. (Механика. Новое в зарубежной науке / ред. серии: А.Ю. Ишлинский, Г.Г. Черный ; вып. 19). С. 283–295.
5. Гинзбург С.И., Сусленников Л.А. Исследование неравномерного по окружности течения перед осевой компрессорной ступенью // Лопаточные машины и струйные аппараты : сб. статей. Вып. 5. М. : Машиностроение, 1971. С. 55–76.

References

1. Kukinov A.G. O malykh kolebaniyakh gaza v osevom kompressore [On small oscillations of gas in an axial compressor]. Moscow: TsAGI, 1971. 31 p. (Proceedings of TsAGI. Issue 1320).
2. Arutiunov G.S., Krasnov S.E., Ol'shtein L.E. Matematicheskoe modelirovanie gazodinamicheskoi ustoichivosti TRDF pri vneshnikh vozmushcheniyakh davleniya i temperatury na ustanovivshikhsia i perekhodnykh rezhimakh. Gazodinamika vozduшно-reaktivnykh dvigatelei [Mathematical modeling of surge margin of afterburning turbojet engines under external pressure and temperature perturbations in steady and transient modes. Gas dynamics of airbreathing jet engines].

Collection of articles edited by V.T. Mitrokhin, V.L. Epstein. Moscow: CIAM, 1984. (Proceedings of CIAM. No. 1093). P. 155–169.

3. Priamoe chislennoe modelirovanie techenii gaza (Chislennyi eksperiment v gazovoi dinamike) [Direct numerical simulation of gas flows (Numerical experiment in gas dynamics)]. Collection of articles. USSR Academy of Sciences, Computing Center. Editor – O.M. Belotserkovskii. Moscow: CC of the USSR Academy of Sciences, 1978. 176 p.
4. Lecht M., Weyer H.B. On the unsteady aerodynamic rotor blade loading in a transonic axial flow compressor with steady-state inlet distortion // L'aéroélasticité dans les Turbomachines: sommaire : symposium IUTAM-ATTAG (Paris, 18–23 Octobre 1976). Paris : Société française des mécaniciens, 1976. (Revue Française de Mécanique (R.F.M.) ; 1976. Numéro spécial (Bull. S.F.M.)).
5. Ginzburg S.I., Suslennikov L.A. Issledovanie neravnomernogo po okruzhnosti techeniia pered osevoi kompressornoii stupen'iu. Lopatochnye mashiny i struinye apparaty [Investigation of the circumferentially non-uniform flow before the axial compressor stage. Turbomachines and jet apparatuses]. Collection of articles. Issue 5. Moscow: Mashinostroenie [Machine Engineering], 1971. P. 55–76.

Материалы получены редакцией 03.02.2022