

УДК 621.452.3.034.04:004.94

doi: 10.32620/akt.2022.4sup1.10

С. А. ЕВСЕЕВ

ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СПОСОБА ПОДАЧИ ГОРЯЧИХ ГАЗОВ УСТРОЙСТВА ВОСПЛАМЕНЕНИЯ НА ЗАПУСК КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПРИ ПОМОЩИ ТРЕХМЕРНОГО КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В данной работе представлены результаты численного моделирования течения газа в жаровой трубе кольцевой камере сгорания газотурбинного двигателя. Численное моделирование выполнялось в расчетном комплексе ANSYS Fluent 2022 R1 в котором реализовано численное решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS), скорости диссипации определялись с помощью пристеночной функции Enhanced Wall Treatment. Для задач численного моделирования была построена расчётная полиэдральная (Polyhedral) сетка. Целью расчетов являлось оценка влияние способа подачи горячих газов воспламенителя на запуск камеры сгорания. В статье не рассматривается работа самого воспламенителя (его воспламенение, горение и характер течения в нем), а только его основная задача – генерация факела (газа) с заданной температурой. Все расчеты проводились для двух температур газа на выходе из патрубка воспламенителя 800 и 1200 °С и температурой на входе в камеру сгорания минус 20 °С. В расчетной модели на входе в патрубок воспламенителя задавался расход газа с температурой, которая была взята с эксперимента. При работе камеры в области низких температур, малых скоростей и давлений на входе существенное влияние оказывает степень испарения топлива и смешение его паров с воздухом. Поэтому с увеличением расхода воздуха через камеру происходит расширение пределов срыва пламени. При дальнейшем увеличении расхода воздуха процессы испарения топлива и его выгорания в зоне обратных токов завершаются, и срыв пламени в основном определяется лишь температурой в зоне обратных токов, и границы устойчивого горения сужаются с ростом скорости потока, что характерно для горения однородной смеси. В результате проведенных расчетов установлено, что пробивка и распространение тепла при использовании патрубков воспламенителя с большим диаметром (12 мм) в выходном сечении, выше, чем в отверстиях с меньшим диаметром (8 мм). В вариантах, в которых подвод горячих газов происходит в плоскости форсунки показывают лучшее распространение тепла в зоне обратных токов чем, когда подвод горячих газов осуществляется между форсунками. Так же для анализа результатов расчета был предложен критерий, который показывает оптимальные условия для воспламенения смеси.

Ключевые слова: воспламенитель; воспламенение; зона обратных токов; камера сгорания; запуск двигателя; модель турбулентности; газотурбинный двигатель; компьютерное моделирование; ANSYS Fluent.

Введение

Эффективность запуска газотурбинных двигателей (ГТД) во всем диапазоне их эксплуатационных параметров является одним из факторов, определяющих их надежность и безопасность полета.

Учитывая, что эксплуатация ГТД выполняется в широком диапазоне температур и давления окружающей среды, а также необходимость обеспечения возможности их перезапуска в высотных условиях, к конструкции системы запуска современных ГТД предъявляются достаточно противоречивые требования. Так, они должны обеспечивать возможность надежного запуска в диапазоне температур окружающего воздуха и топлива от минус 30°С до +50°С как на земле, так и на крейсерской высоте полета летательного аппарата. При этом, необходимо учи-

тывать не только изменение температур, но и давления окружающей среды.

Одним из ответственных узлов ГТД, определяющим их основные характеристики является камера сгорания (КС). Несмотря на накопленный ведущими мировыми производителями ГТД многолетний опыт проектирования, окончательно проблема обеспечения надежности запуска ГТД не решена. При этом, существующие конструкции системы запуска не всегда обеспечивают возможность перезапуска ГТД, что приводит к необходимости смены высоты полета и, как следствие, снижению уровня его безопасности.

Используя современные методы вычислительной аэрогидродинамики (ВАГД) позволяют сократить сроки проведения проектных и доводочных работ по поиску оптимальной конструкции КС [1-4].

Однако, их применение требует построения корректных расчетных проектов в специализированных программных продуктах и оценки их верификации. Наличие таких проектов позволит обеспечить решение оптимизационных задач, связанных с проектированием КС газотурбинных двигателей нового поколения, обладающих высоким уровнем надежности на всех режимах работы ГТД.

Объектом исследования является течение газа в КС (сектор 1/6) газотурбинного двигателя с патрубком факельного воспламенителя (рис. 1).

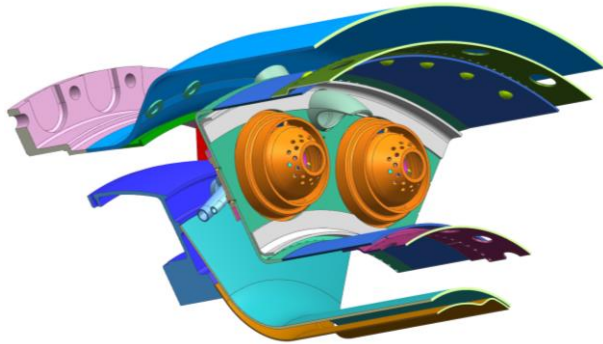


Рис. 1. Геометрия одногорелочного сектора КС с патрубком факельного воспламенителя

1. Численный метод и граничные условия

Эффективность работы пускового воспламенителя факельного типа определяется температурой, глубиной проникновения его факела внутрь жаровой трубы (ЖТ) и место расположения его в камере относительно фронтального устройства ЖТ. Процесс воспламенения топливоздушной смеси в КС ГТД включает три различные стадии (рис. 2). Первая стадия – это образование ядра пламени, размеры и температура которого достаточна для распространения пламени. Вторая фаза представляет собой этот процесс распространения пламени ядра на всю первичную зону КС. Третья стадия реализуется только в трубчатых и трубчато-кольцевых камерах, заключается в перебросе пламени в соседнюю жаровую трубу. Неудача одной из стадий воспламенения приводит к не запуску двигателя.

Осознание стадийности процесса воспламенения помогло пролить свет на ряд аномалий, наблюдавшихся при запуске двигателей, например, почему в одном случае увеличение энергии разряда позволяет улучшить характеристики запуска, а в другом не дает никакого эффекта. Это объясняется тем, что в первом случае лимитирующей была первая стадия, а в другом – вторая или третья.

Целью данной работы является анализ влияния способа подачи горячих газов устройства воспламенения на запуск камеры сгорания.

Данная работа охватывает вторую стадию процесса воспламенения. В работе не рассматривается работа самого воспламенителя (его воспламенение, горение и характер течения в нем), а только его основная задача – генерация факела (газа) с заданной температурой. Поэтому в расчетной модели на входе в патрубок воспламенителя задавался расход газа с температурой, которая была взята с эксперимента (рис. 3).

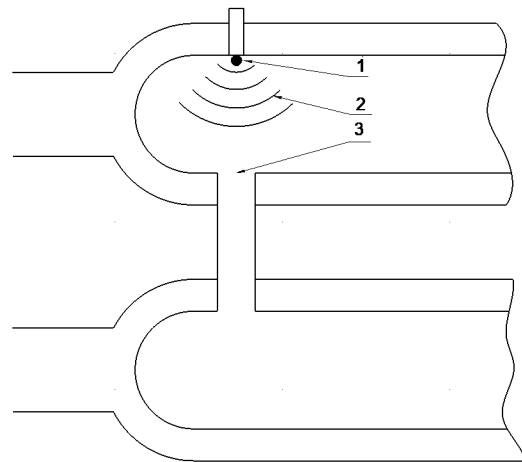


Рис. 2. Три стадии процесса воспламенения

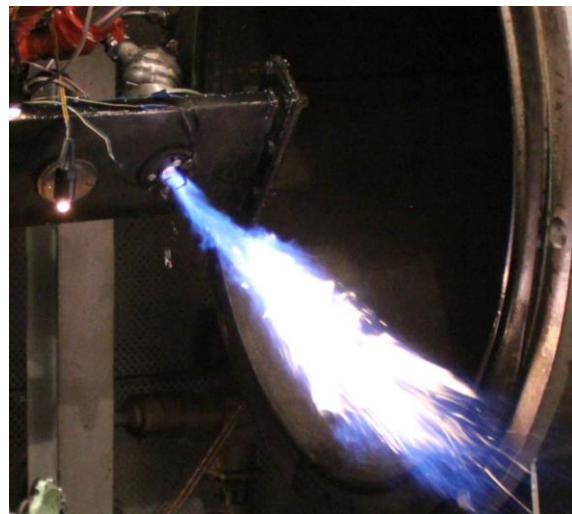


Рис. 3. Замер температуры факела на воспламенителе в условиях эксперимента

1.1. Физико-математическая постановка задачи

Для моделирования течения газа в исследуемой области использовался программный комплекс ANSYS Fluent 2022 R1, в котором реализовано численное решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS), включающих уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности), уравнения сохранения количества движения и энергии. Для замыкания системы осредненных по Рей-

нольдсу уравнений использовалась Realizable $k-\epsilon$ модель [5] турбулентности Лаундера-Сполдинга. Дискретизация дифференциальных уравнений в частных производных осуществляется методами конечных (контрольных) объемов.

Граничные условия на твердой стенке для нахождения сдвиговых напряжений, кинетической энергии турбулентности (ТКЕ) и скорости диссипации ТКЕ определялись с помощью пристеночной функции (Enhanced Wall Treatment).

1.2. Построение расчетной сетки

Для задач численного моделирования течений жидкости и газа можно использовать различные типы расчетных сеток, включая криволинейные блочно-структурированные сетки, тетраэдральные сетки, гибридные сетки, состоящие из тетраэдров с призматическими слоями вблизи тел с граничными условиями прилипания, общие неструктурированные сетки, состоящие из тетраэдров (tetrahedral), призм, пирамид и гексаэдров (hexahedral), полиэдральные сетки (polyhedral), состоящие из невыпуклых многогранных ячеек с произвольным числом граней. Для геометрически сложных расчетных областей удобнее использовать тетраэдрические расчетные сетки: их построение гораздо менее трудоёмко. Однако из-за принципиальной несогласованности с направлением течения тетраэдрические сетки обеспечивают меньшую точность расчёта (частично этот недостаток можно компенсировать увеличением порядка точности схемы аппроксимации конвективных членов и вычислением градиентов по значениям в узлах ячеек).

Кроме того, при одинаковом разрешении тетраэдрическая сетка (tetrahedral) имеет значительно больше элементов по сравнению с гексаэдрической (hexahedral) и полиэдральные сетки (Polyhedral) (рис. 4).

В соответствии с изложенными выше принципами расчетных сеток была построена полиэдральная (Polyhedral) сетка для анализа влияния способа подачи горячих газов устройства воспламенения на запуск камеры сгорания.

Расчётная сетка с учетом течения газа в пристеночных областях (в пограничных слоях) завихрителей, а также патрубка воспламенителя со значением « $u+$ » равным 37, что в свою очередь удовлетворяет требованиям ($30 < \langle u+ \rangle < 300$) для выбранной модели турбулентности ($k-\epsilon$ Realizable) и составляет ~16 млн. ячеек (рис. 5).

Коэффициент последовательного роста толщины пограничного слоя составил 1,2.

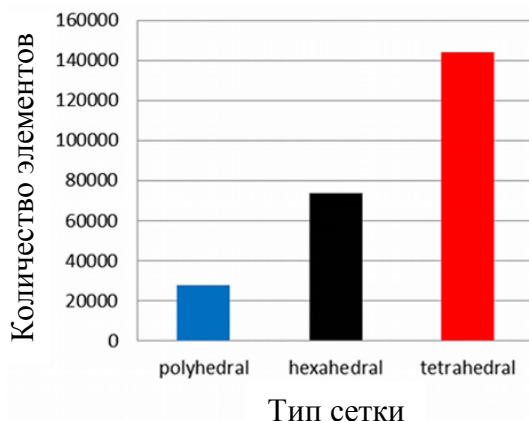


Рис. 4. Сравнительная диаграмма количества элементов от типа сетки

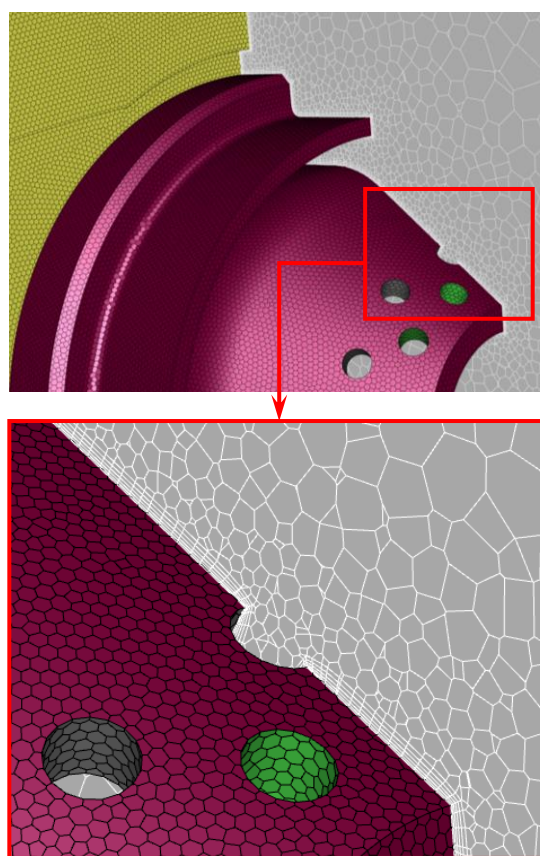


Рис. 5. Численная сетка

1.3. Граничные условия

На рис. 6 показана условная схема задания граничных условий.

На входной границе (IN) задавался массовый расход воздуха G_w , полная температура T^* , интенсивность турбулентности и отношение турбулентной вязкости к динамической вязкости.

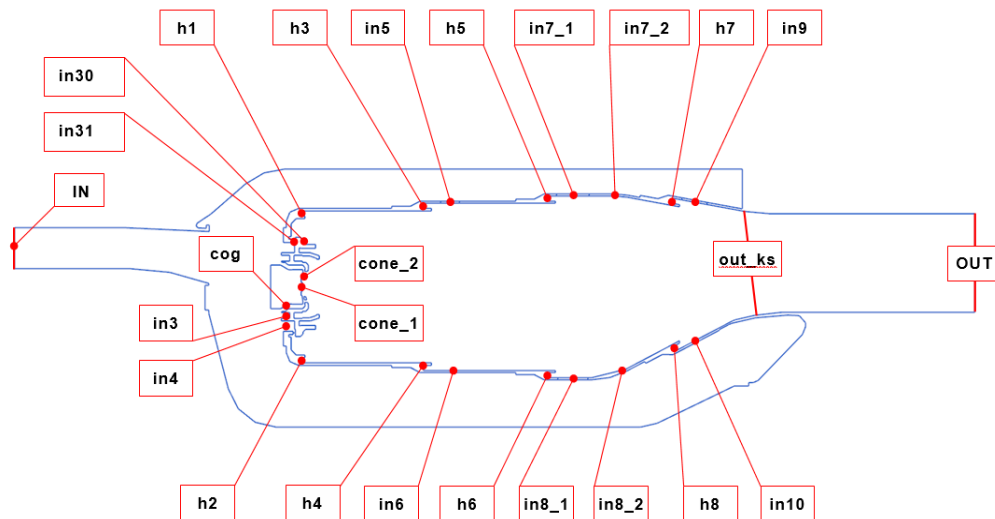


Рис. 5. Условная схема задания граничных условий

На выходной границе (OUT) – избыточное давление, полная температура возвратного течения, интенсивность турбулентности возвратного течения и отношение турбулентной вязкости к динамической вязкости возвратного течения.

Также были построены поверхности («h» и «in») для контроля расхода воздуха через систему послынного охлаждения жаровой трубы.

На боковых гранях (Periodic) задавался тип граничных условий Rotational-periodic.

1.4. Численный метод решения

Настройки решателя программы ANSYS Fluent, реализующие численный метод решения управляющих уравнений, следующие:

1. Solver (Решатель) – Segregated (Раздельный).
2. Gradient Option (Метод вычисления градиентов) – Node-Based (Метод вычисления градиентов по значениям в узлах является более точным, чем метод вычисления градиентов по значениям в центрах ячеек).
3. Pressure-Velocity Coupling (Метод коррекции давления по скорости) – Coupled (Двойной решатель).
4. Equations (Решаемые уравнения) – Flow (4 уравнения), Turbulence (2 уравнения), Energy (1 уравнение).
5. Under-Relaxation (Коэффициенты нижней релаксации) [6] – по умолчанию.

2. Результаты исследований

Решалась задача численного моделирования течения газа в и кольцевой камере сгорания ГТД.

При расчете была применена ранее верифицированная на ГП «Ивченко-Прогресс» 3D методика расчета камер сгорания [4].

При проведении испытаний исходного варианта на режиме $N = 0$, $M = 0$, $t = 15^\circ\text{C}$ (рис. 7 и таблицах 1 и 2), камера сгорания имела положительный результат розжига, но при изменении режима и температуры (минус 20°C) на входе в КС, розжиг отсутствовал. Для решения этой задачи была выполнена серия 3D расчетов.

Результаты и анализ расчетов исходного варианта и вариантов доработок представлены на рисунках 7 – 9 и таблицах 1 и 2.

Для равных условий обработки и анализа результатов были построены вспомогательные поверхности и точки на них (рис. 6). Так же для анализа был предложен критерий «К» который представлен в таблицах 1 и 2 и показывает оптимальные условия для воспламенения смеси.

Все расчеты проводились для двух температур газа на выходе из патрубка воспламенителя 800 и 1200°C .

Анализируя результаты расчетов 3D моделирования течения газа в ЖТ исходного варианта (рис. 7) видно, что газы, выходящие с патрубка воспламенителя, сносятся и практически не попадают в зону обратных токов (ЗОТ), а значит условия недостаточны для испарения и воспламенения топливовоздушной смеси (ТВС).

Вариант – 1 и вариант – 2 похожи по своей конструкции между собой и отличаются направлением подачи горячих газов от воспламенителя. Вариант – 1 против часовой стрелки, вариант – 2 по часовой стрелки, если смотреть со стороны выхода КС на ее фронтальное устройство (по полету). Также расчет этих вариантов был выполнен с разными диаметрами отверстий

в выходном сечении патрубка воспламенителя ($d = 8$ и 12 мм). Задачей конструкции этих вариантов была направить часть воздуха на завихритель. Из результатов расчета видно, что часть горячего газа попадает как в четверть № 2, так и четверть № 3 (рис. 6). Что в свою очередь увеличивает испарение ТВС, как следствие розжиг КС. Результаты и анализ этих двух вариантов представлены на рисунке 8 и таблицах 1 и 2.

Вариант – 3 по конструкции похож на варианты 1 и 2, но задача данной конструкции направить поток горячих газов перед завихрителем непосредственно в ЗОТ. Расчет был выполнен для разных диаметров отверстий в выходном сечении патрубка воспламенителя ($d = 8$ и 12 мм). Результаты и анализ этого варианта представлены на рисунке 8 и таблицах 1 и 2.

Вариант – 4 и вариант – 5 похожи по своей конструкции и отличаются между собой только местом подачи горячих газов. Вариант – 4 в сечении по форсунки, а вариант – 5 между форсунками. Эти 2 варианта были выполнены по системе «Циклон». Но как видно с результатов расчета, большая часть газов сдувается и практически не попадает в ЗОТ. Для реализации

системы «Циклон» нужна высота минимум $5 - 7$ входных диаметров, а в данной системе $2,5$. Увеличивать высоту наружного кольцевого канала в нашем случае невозможно. Результаты и анализ варианта – 4 представлен на рисунке 8, а варианта – 5 на рисунке 9 и оба варианта представлены в таблицах 1 и 2.

Вариант – 6 и вариант – 7 похожи по своей конструкции между собой, отличаются только местом подвода горячих газов от воспламенителя. Вариант – 6 между форсунками, а вариант – 7 в сечении по форсунки. Эти варианты также были просчитаны с разными диаметрами отверстий в выходном сечении патрубка воспламенителя ($d = 8$ и 12 мм). Анализируя результаты расчета можно сказать, что вариант – 6 имеет не большую пробивку и часть воздуха сносится, а в варианте – 7 имеет более глубокую пробивку и хорошие рассеивание тепла в ЗОТ, что в свою очередь увеличивает испарение и как следствие розжиг ТВС. Результаты и анализ этих двух вариантов представлены на рисунке 9 и таблицах 1 и 2.

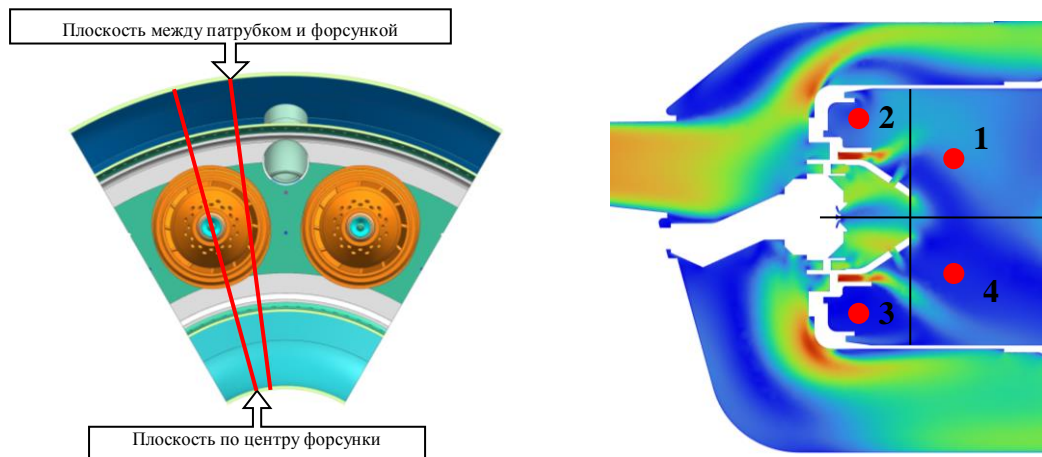
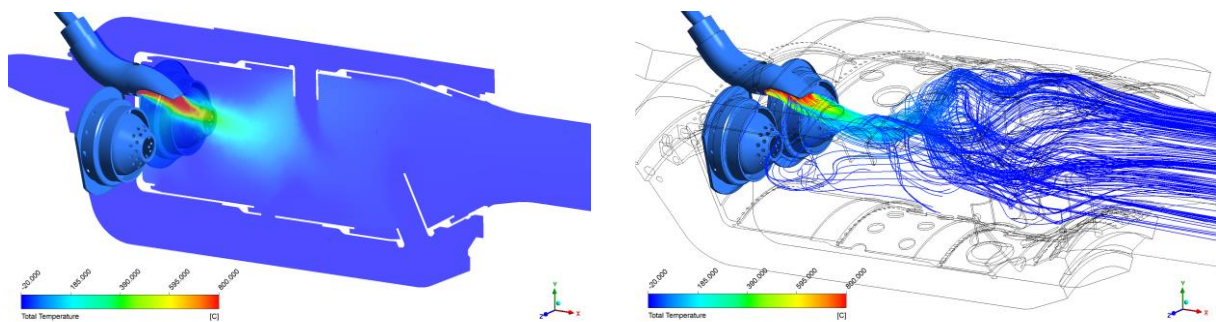
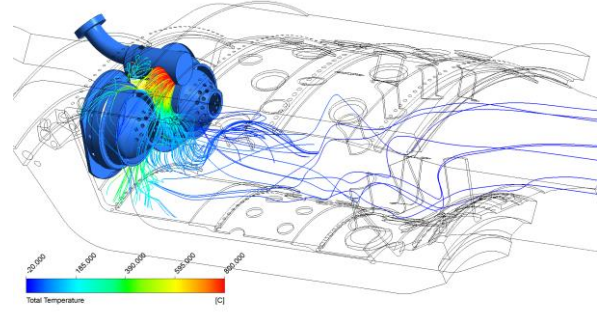
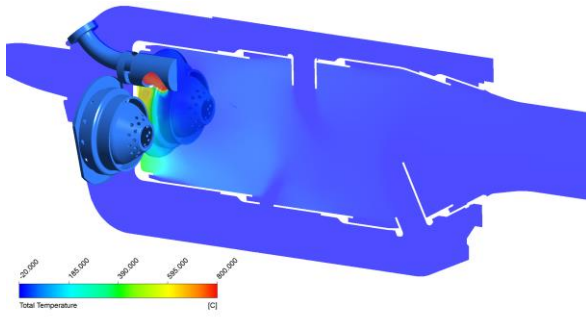


Рис. 6. Вспомогательные поверхности и точки на этих поверхностях

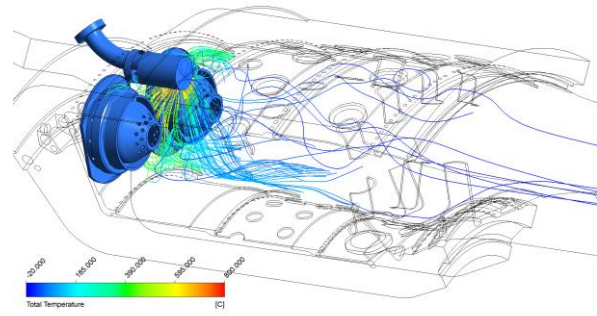
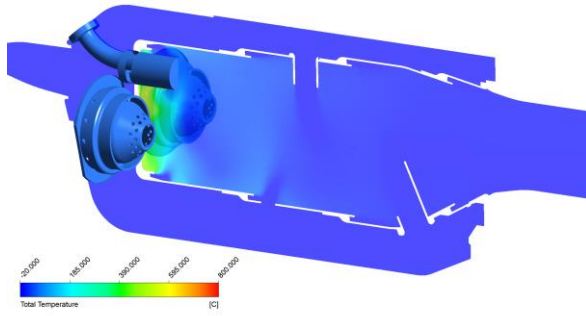


Исходный вариант

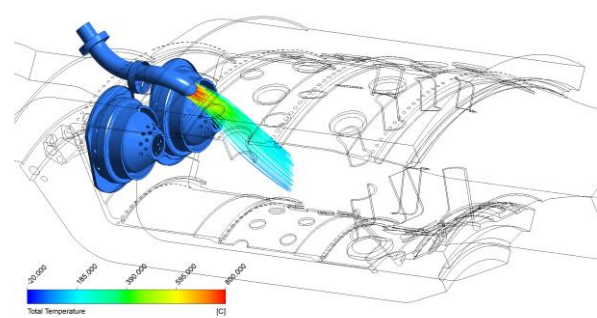
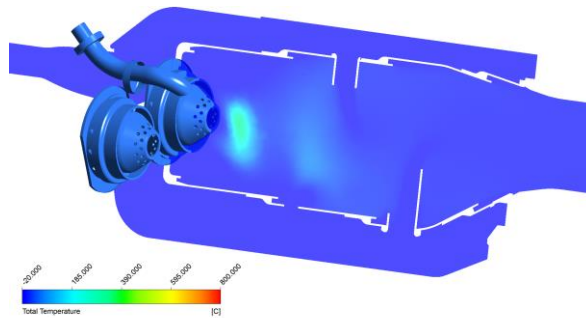
Рис. 7. Изолинии и линии тока полной температуры газа в меридиональном сечении камеры сгорания



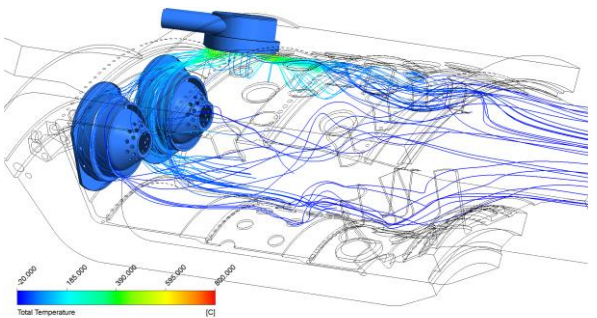
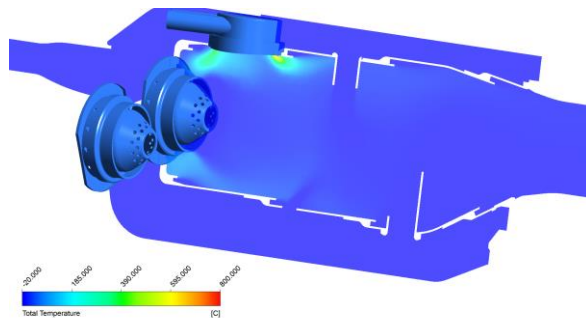
Вариант – 1



Вариант – 2

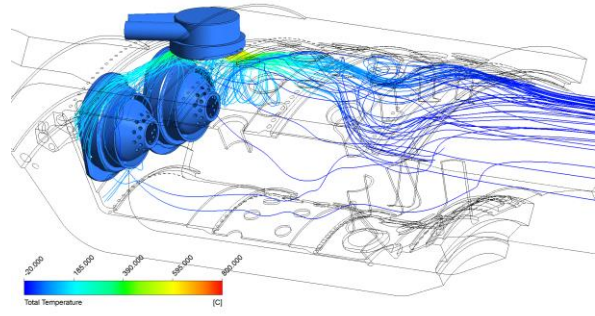
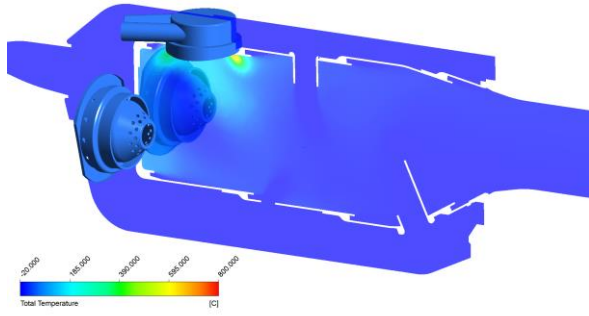


Вариант – 3

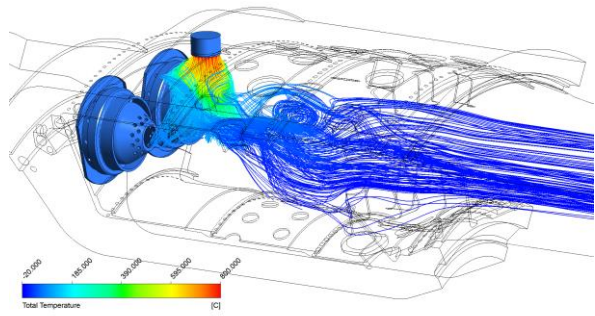
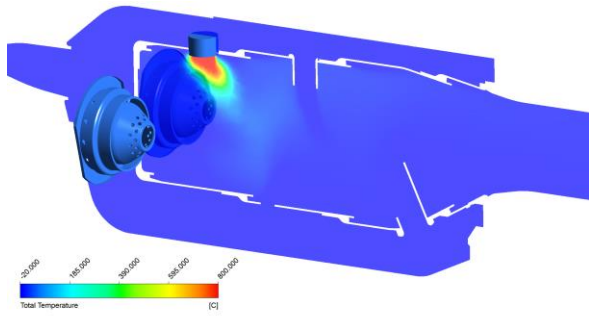


Вариант – 4

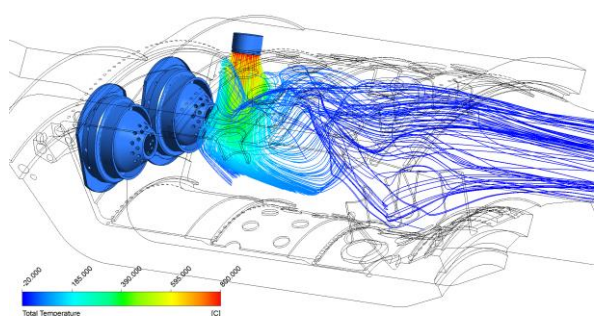
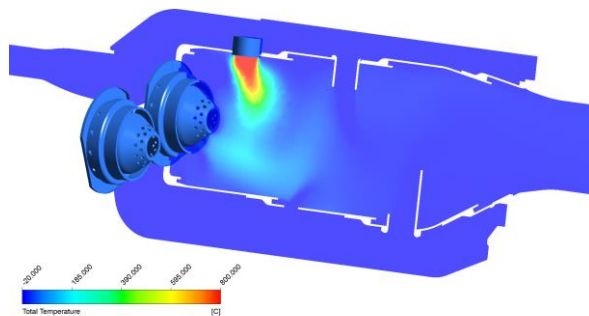
Рис. 8. Изолинии и линии тока полной температуры газа в меридиональном сечении камеры сгорания



Вариант – 5



Вариант – 6



Вариант – 7

Рис. 9. Изолинии и линии тока полной температуры газа в меридиональном сечении камеры сгорания

Таблица 1

Расчетные значения температуры газа в зонах (четвертях), плоскости форсунки

Номер варианта	t*г.в., °C	Плоскость по центру форсунки							
		Основная зона (1 и 4 четверть)				Вспомогательная зона (2 и 3 четверть)			
		t*max. осн.з., °C	V, м/с	Четверть	K = t*+273/V	t*max. осн.з., °C	V, м/с	Четверть	K = t*+273/V
Исходный вариант	1200	39.00	6.00	1	52.00	-2.82	1.20	2	225.15
	800	38.00	5.46	1	56.96	-1.47	1.60	2	169.71
Исходный вариант N=0, M=0, t=15C	1200	74.40	2.40	1	144.75	22.78	1.30	2	227.52
	800	64.80	2.72	1	124.19	24.00	1.00	2	297.00
Вариант-1 (d = 8 мм-90° против часовой стрелки)	1200	200.00	54.70	4	8.65	382.00	20.50	3	31.95
	800	157.00	52.25	4	8.23	127.80	11.77	3	34.05
Вариант-1 (d = 12 мм-90° против часовой стрелки)	1200	69.63	6.93	4	49.44	526.45	38.35	3	20.85
	800	45.90	7.74	4	41.20	296.50	33.40	3	17.05
Вариант-2 (d = 8 мм-90° по часовой стрелки)	1200	99.76	16.70	4	22.32	374.00	14.50	3	44.62
	800	67.70	18.60	4	18.32	166.00	18.40	2	23.86
Вариант-2 (d = 12 мм-90° по часовой стрелки)	1200	176.40	5.87	1	76.56	378.40	21.00	3	31.02
	800	92.00	20.00	4	18.25	264.00	16.30	3	32.94
Вариант-3 (d = 8 мм-90°)	1200	13.88	4.35	4	65.95	203.00	47.36	3	10.05
	800	9.70	6.34	4	44.59	119.32	38.60	3	10.16
Вариант-3 (d = 12 мм-90°)	1200	21.35	5.10	4	57.72	51.60	27.60	3	11.76
	800	19.30	8.35	4	35.01	193.00	38.50	3	12.10
Вариант-4 (циклон - по форсунке)	1200	15.00	5.60	4	51.43	300.00	53.80	2	10.65
	800	-1.30	7.90	4	34.39	144.50	45.80	2	9.12
Вариант-5 (циклон - между форсунками)	1200	6.70	4.67	4	59.89	221.00	43.80	2	11.28
	800	2.00	5.84	4	47.09	155.00	37.65	2	11.37
Вариант-6 (d = 8 мм - между форсунками)	1200	95.60	13.40	4	27.51	50.00	9.20	2	35.11
	800	20.00	6.70	4	43.73	-16.00	7.80	2	32.95
Вариант-6 (d = 12 мм - между форсунками)	1200	221.00	20.60	1	23.98	28.45	13.20	2	22.84
	800	82.00	16.50	1	21.52	16.00	12.40	2	23.31
Вариант-7 (d = 8 мм - по форсунке)	1200	552.30	125.00	1	6.60	135.60	43.00	3	9.50
	800	333.00	87.50	1	6.93	90.40	36.70	3	9.90
Вариант-7 (d = 12 мм - по форсунке)	1200	177.00	30.00	1	15.00	16.00	17.60	3	16.42
	800	148.00	20.00	4	21.05	-5.00	17.50	3	15.31

Таблица 2

Расчетные значения температуры газа в зонах (четвертях), плоскости между патрубком и форсункой

Номер варианта	t*г.в., °C	Плоскость между патрубком и форсункой							
		Основная зона (1 и 4 четверть)				Вспомогательная зона (2 и 3 четверть)			
		t*max. осн.з., °C	V, м/с	Четверть	K = t*+273/V	t*max. осн.з., °C	V, м/с	Четверть	K = t*+273/V
Исходный вариант	1200	109.00	22.40	1	17.05	31.00	2.40	3	126.67
	800	91.00	21.50	1	16.93	14.00	2.00	3	143.50
Исходный вариант N=0, M=0, t=15C	1200	100.80	11.50	1	32.50	46.00	1.30	3	245.38
	800	93.60	11.80	1	31.07	36.00	1.50	3	206.00
Вариант-1 (d = 8 мм-90° против часовой стрелки)	1200	77.00	36.00	4	9.72	366.00	19.80	3	32.27
	800	19.30	35.46	4	8.24	181.60	7.75	3	58.66
Вариант-1 (d = 12 мм-90° против часовой стрелки)	1200	41.45	23.63	4	13.31	526.00	20.88	3	38.27
	800	22.00	13.16	4	22.42	265.30	16.00	3	33.64
Вариант-2 (d = 8 мм-90° по часовой стрелки)	1200	99.50	19.00	4	19.61	477.00	4.00	3	187.50
	800	53.00	26.00	1	12.54	313.00	10.60	3	55.28
Вариант-2 (d = 12 мм-90° по часовой стрелки)	1200	107.20	20.28	1	18.75	414.80	7.00	3	98.26
	800	86.00	16.70	4	21.50	262.00	5.75	3	93.04
Вариант-3 (d = 8 мм-90°)	1200	28.20	8.64	4	34.86	239.00	49.32	3	10.38
	800	18.50	7.00	4	41.64	150.80	39.00	3	10.87
Вариант-3 (d = 12 мм-90°)	1200	148.26	44.40	4	9.49	50.60	14.80	3	21.86
	800	103.75	48.00	4	7.85	241.00	35.65	3	14.42
Вариант-4 (циклон - по форсунке)	1200	18.60	10.26	1	28.42	160.00	14.68	3	29.50
	800	1.35	7.00	1	39.19	88.00	19.80	3	18.23
Вариант-5 (циклон - между форсунками)	1200	16.80	27.00	1	10.73	238.00	36.50	2	14.00
	800	4.00	24.70	1	11.21	187.00	34.00	2	13.53
Вариант-6 (d = 8 мм - между форсунками)	1200	165.00	31.86	4	13.75	46.00	9.55	2	33.40
	800	46.00	7.20	4	44.31	-15.00	7.40	2	34.86
Вариант-6 (d = 12 мм - между форсунками)	1200	519.00	40.50	1	19.56	30.00	10.00	2	30.30
	800	198.00	31.20	1	15.10	18.40	8.20	2	35.54
Вариант-7 (d = 8 мм - по форсунке)	1200	105.00	26.00	4	14.54	124.50	36.50	3	10.89
	800	82.60	23.00	4	15.46	80.30	32.00	3	11.04
Вариант-7 (d = 12 мм - по форсунке)	1200	97.00	17.00	1	21.76	14.60	7.70	3	37.35
	800	109.00	26.47	1	14.43	-5.40	10.33	3	25.91

Выводы

По результатам численных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Варианты 2 и 7 показали удовлетворительный результат как по пробивке, так по распространению тепла и течения газов в зоне обратных токов.

2. Также было отмечено, что у патрубков с большим диаметром в выходном сечении, пробивка и распространение тепла выше, чем в отверстиях с меньшим диаметром.

3. В вариантах, в которых подвод горячих газов происходит в плоскости форсунки показывают лучшее распространение тепла в зоне обратных токов.

ков чем, когда подвод горячих газов осуществляется между форсунками.

Литература

1. Gosman, A. D. *Aspects of computer simulation of liquid-fueled combustors [Text]* / A. D. Gosman, E. Loannides // *Journal of Energy*. – 1983. – Vol. 7, no. 6. – P. 482–490. DOI: 10.2514/3.62687.

2. Al-Hamdan, Q. Z. *Modeling and simulation of a gas turbine engine for power generation [Text]* / Q. Z. Al-Hamdan, M. S. Ebaid // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2006. – Vol. 128, iss. 2. – P. 302–311. DOI: 10.1115/1.2061287.

3. Camporeale, S. M. *A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in simulink [Text]* / S. M. Camporeale, B. Fortunato, M. Mastrovito // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2006. – Vol. 128, iss. 3. – P. 506–517. DOI: 10.1115/1.2132383.

4. Yevsieiev, S. *Increasing Accuracy of the Gas Temperatures Pattern Calculation for GTE Combustor Using CFD [Text]* / S. Yevsieiev, D. Kozel, I. Kravchenko // *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering* – 2020. – Vol. 188. – P. 440–450 DOI: 10.1007/978-3-030-66717-7_37.

5. Костюк, В. Е. *Анализ точности численных оценок перепада давления на ЖТ, распределения расхода воздуха по отверстиям ЖТ, коэффициентов расхода отверстий ЖТ и неравномерности поля температур на выходе КС, достигнутой другими авторами, а также использованных ими методических приёмов. Выполнение тестовых численных расчётов коэффициента расхода отверстия в тонкой стенке на сетках с различным разрешением и анализ их точности. Формирование выводов и гипотез: Рабочие материалы этапа № 1. ТС № 65 от 28.12.2009 [Текст]* / В. Е. Костюк, Е. И. Кирилш, А. А. Конопленко. – Харьков, 2009. – 159 с.

6. *Механика жидкости и газа [Текст]* / С. И. Аверин, А. Н. Минаев, В. С. Швыдкий и др. – М.: *Металлургия*, 1987. – 304 с.

Energy, 1983, vol. 7, no. 6, pp. 482–490. DOI: 10.2514/3.62687.

2. Al-Hamdan, Q. Z., Ebaid, M. S. Modeling and simulation of a gas turbine engine for power generation. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2006, vol. 128, iss. 2, pp. 302–311. DOI: 10.1115/1.2061287.

3. Camporeale, S. M., Fortunato, B., Mastrovito, M. A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in simulink. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2006, vol. 128, iss. 3, pp. 506–517. DOI: 10.1115/1.2132383.

4. Yevsieiev, S., Kozel, D., Kravchenko, I. *Increasing Accuracy of the Gas Temperatures Pattern Calculation for GTE Combustor Using CFD*. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering* – 2020, vol. 188. pp. 440–450. DOI: 10.1007/978-3-030-66717-7_37.

5. Kostyuk, V. E., Kirilash, E. I., Konoplenko, A. A. *Analiz tochnosti chislennykh otsenok perepada davleniya na ZhT, raspredeleniya raskhoda vozdukhа po otverstiyam ZhT, koeffitsientov raskhoda otverstii ZhT i neravnomernosti polya temperatur na vykhode KS, dostignutoi drugimi avtorami, a takzhe ispol'zovannykh imi metodicheskikh priemov. Vypolnenie testovykh chislennykh raschetov koeffitsienta raskhoda otverstiya v tonkoi stenke na setkakh s razlichnym razresheniem i analiz ikh tochnosti. Formirovanie vyvodov i gipotez: Rabochie materialy etapa № 1. TS № 65 ot 28.12.2009* [An analysis of the accuracy of numerical estimates of the pressure difference across the flame tube, the distribution of air flow over the openings of the flame tube, the flow coefficients of the openings of the flame tube, and the unevenness of the temperature field at the exit of the combustion chamber, achieved by other authors, as well as the methods used by them. Test numerical calculations of the flow coefficient of the hole in the thin wall on grids with different resolutions and analysis of their accuracy. Formation of conclusions and hypotheses: Working materials of stage No. 1. Technical information No. 65 of 12.28.2009]. Kharkov, 2009. 159 p.

6. Aверин, С. И., Минаев, А. Н., Швыдкий, В. С., Ярошенко, Ю. Г. *Механика жидкости и газа* [Fluid and gas mechanics]. Moscow, Metallurgy Publ., 1987. 304 p.

References

1. Gosman, A. D., Loannides, E. Aspects of computer simulation of liquid-fueled combustors. *Journal of*

Надійшла до редакції 20.04.2022, розглянута на редколегії 8.08.2022

АНАЛІЗ ВПЛИВУ СПОСОБУ ПОДАЧІ ГАРЯЧИХ ГАЗІВ ПРИСТРОЮ ЗАПАЛЮВАЧА НА ЗАПУСК КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ТРИВИМІРНОГО КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

С. А. Євсєєв

У цій роботі представлені результати чисельного моделювання течії газу в жаровій трубі кільцевої камери згоряння газотурбінного двигуна. Чисельне моделювання виконувалося в розрахунковому комплексі ANSYS Fluent 2022 R1, в якому реалізовано чисельне рішення середніх по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса

(RANS), швидкість дисипації визначалася за допомогою пристійної функції Enhanced Wall Treatment. Для завдань чисельного моделювання була побудована розрахункова поліедральна (Polyhedral) сітка. Метою розрахунків була оцінка впливу способу подачі гарячих газів запалювача на запуск камери згоряння. У статті не розглядається робота самого запалювача (його займання, горіння та характер течії в ньому), а лише його основне завдання – генерація факела (газу) із заданою температурою. Всі розрахунки проводилися для двох температур газу на виході з патрубку запальника 800 і 1200 °С та температурою на вході в камеру згоряння мінус 20 °С. У розрахунковій моделі на вході в патрубок запалювача задавалися витрата газу з температурою, яка була взята з експерименту. При роботі камери в області низьких температур, малих швидкостей та тисків на вході істотно впливає ступінь випаровування палива та змішування його парів з повітрям. Тому зі збільшенням витрати повітря процеси випаровування палива та його вигорання у зоні зворотних потоків завершуються, і зрив полум'я переважно визначається лише температурою у зоні зворотних потоків, і межі стійкого горіння звужуються зі зростанням швидкості потоку, що притаманно горіння однорідної суміші. В результаті проведених розрахунків встановлено, що пробивання та розповсюдження тепла при використанні патрубків запальника з великим діаметром (12 мм) у вихідному перерізі вище, ніж в отворах з меншим діаметром (8 мм). У варіантах, в яких підведення гарячих газів відбувається в площині форсунки показують краще поширення тепла в зоні зворотних потоків ніж підведення гарячих газів в яких здійснюється між форсунками. Також для аналізу результатів розрахунку був запропонований критерій, який показує оптимальні умови для займання суміші.

Ключові слова: запалювач; займання; зона зворотного потоку; камера згоряння; запуск двигуна; модель турбулентності; газотурбінний двигун; комп'ютерне моделювання; ANSYS Fluent.

INFLUENCE ANALYSIS OF THE METHOD OF SUPPLY OF IGNITION DEVICE HOT GASES ON THE COMBUSTION CHAMBER START WITH THE HELP OF THREE-DIMENSIONAL COMPUTER SIMULATION

Serhii Yevsieiev

This paper presents the results of a numerical simulation of the gas flow in the flame tube of an annular combustion chamber of a gas turbine engine. Numerical simulation was performed in the ANSYS Fluent 2022 R1 computational complex, in which the numerical solution of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS) was implemented, the dissipation rates were determined using the Enhanced Wall Treatment near-wall function. For numerical simulation problems, a computational polyhedral mesh was built. The purpose of the calculations was to evaluate the effect of the method for supplying igniter hot gases to the start of the combustion chamber. The article does not address the operation of the igniter itself (its ignition, combustion, and the flow in it), but only its main task is the generation of a flame (gas) with a given temperature. All calculations were carried out for two gas temperatures, 800 and 1200 °C, at the outlet of the igniter nozzle, and a temperature of minus 20 °C at the inlet to the combustion chamber. In the calculation model, at the inlet to the igniter nozzle, the gas flow rate was set with a temperature taken from the experiment. When the chamber operates in the region of low temperatures, low velocities and pressures at the inlet, the degree of fuel evaporation and the mixing of its vapors with air have a significant effect. Therefore, with an increase in air flow through the chamber, the limits of flame blow-off expand. With a further increase in air flow, the processes of fuel evaporation and its burnout in the reverse current zone are completed, and flameout is mainly determined only by the temperature in the reverse current zone, and the boundaries of stable combustion narrow with increasing flow rate, which is typical for combusting a homogeneous mixture. The calculations found that the penetration and spread of heat when using igniter nozzles with a large diameter (12 mm) in the outlet section are higher than those in holes with a smaller diameter (8 mm). In the variants where the supply of hot gases is in the plane of the nozzle, a better distribution of heat in the zone of reverse currents is shown than where the supply of hot gases is carried out between the nozzles. Also, to analyze the results of the calculation, a criterion was proposed that shows the optimal conditions for the ignition of the mixture.

Keywords: igniter; ignition; reverse flow zone; the combustion chamber; engine start; turbulence model; gas turbine engine; computer simulation; ANSYS Fluent.

Евсеев Сергей Анатольевич – инженер - конструктор 1 категории расчетно-экспериментального отдела камер сгорания, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Serhii Yevsieiev – engineer - designer of the 1st category of the Calculation and Experimental Department of Combustion Chambers, SE "Ivchenko-Progress", Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: yevsyeyevsa@gmail.com, EvseevSA@ivchenko-progress.com, ORCID: 0000-0001-5231-0826.