

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ИЖЕВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ М.Т. КАЛАШНИКОВА»

На правах рукописи

УДК 533 : 534.24

Чернова Алена Алексеевна

**ВНУТРЕННЯЯ ГАЗОДИНАМИКА И ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ  
СТРУКТУРА ЛОКАЛЬНЫХ  
ПРОСТРАНСТВЕННО-ВРЕМЕННЫХ ЗОН С ПОВЫШЕННЫМ  
ТЕПЛООБМЕНОМ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Специальность 1.1.9 — Механика жидкости, газа и плазмы

Диссертация на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Научный консультант:  
доктор технических наук, профессор  
Борис Яковлевич Бендерский

Ижевск — 2021

# Оглавление

<b>Сокращения и обозначения</b>	<b>5</b>
<b>Введение</b>	<b>9</b>
<b>1 Проблемы исследований внутрикамерных процессов в КС ЭУ</b>	<b>20</b>
1.1 Течения реализуемые в проточных трактах ЭУ . . . . .	20
1.2 Экспериментальные исследования внутрикамерных процессов в КС ЭУ . . . . .	26
1.2.1 Стендовая отработка . . . . .	27
1.2.2 Модельные стенды . . . . .	29
1.2.3 Исследования течений в каналах . . . . .	33
1.2.4 Исследования процессов теплообмена . . . . .	34
1.3 Теоретические исследования внутрикамерных процессов в ЭУ .	36
1.4 Выводы по главе 1 . . . . .	45
<b>2 Методы численного решения задач газодинамики и теплооб- мена в КС ЭУ</b>	<b>46</b>
2.1 Физическая постановка сопряженной задачи теплообмена . . . .	46
2.2 Режимы работы ЭУ . . . . .	49
2.3 Физические особенности внутрикамерных процессов, протекающих в проточных трактах КС ЭУ . . . . .	51
2.4 Подходы к математическому моделированию внутрикамерных процессов . . . . .	59
2.5 Методы приближенного решения многомерной сопряженной за- дачи теплообмена . . . . .	64
2.5.1 Тестирование расчетных схем и алгоритмов . . . . .	68
2.5.2 Методы дискретизации по времени . . . . .	73

2.5.3	Алгоритмы деформации расчетной сетки . . . . .	77
2.6	Влияние модели турбулентности на характеристики пристеночного течения в КС . . . . .	78
2.7	Сеточная сходимость . . . . .	86
2.7.1	Валидация расчетных схем и алгоритмов . . . . .	88
2.8	Выводы по главе 2 . . . . .	95
<b>3</b>	<b>Методы оценки теплофизических параметров в КС ЭУ</b>	<b>97</b>
3.1	Инженерные методики оценки внутрикамерных параметров в ЭУ . . . . .	97
3.2	Методы топологии и теория катастроф в газовой динамике . . .	99
3.2.1	Основные понятия топологии . . . . .	100
3.2.2	Теория катастроф . . . . .	107
3.3	Обобщенный подход к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы с соплоподводом . . . . .	109
3.3.1	Алгоритм построения матрицы взаимовлияния конструктивных и рабочих параметров ЭУ на реализуемый в КС тепловой режим . . . . .	113
3.4	Выводы по главе 3 . . . . .	115
<b>4</b>	<b>Численные исследования процесса теплообмена в проточных трактах КС ЭУ на стационарном участке работы установки в рамках квазистационарного подхода</b>	<b>116</b>
4.0.1	Обоснование корректности допущения о свойствах рабочего газа . . . . .	116
4.1	Особенности рабочих процессов в проточных трактах КС ЭУ . .	119
4.1.1	Внутрикамерные процессы в КС с утопленным соплом . . . . .	120
4.1.2	Газодинамика и теплообмен в заманжетных полостях . .	144
4.1.3	Внутрикамерные процессы в КС ЭУ с многосопловыми крышками . . . . .	148

4.2	Влияние формы канала массоподвода на рабочие процессы в ПО КС ЭУ . . . . .	173
4.2.1	ЭУ с утопленным соплом . . . . .	174
4.2.2	Многосопловая ЭУ . . . . .	186
4.3	Влияние изменения геометрии канала массоподвода на теплообмен в предсопловом объеме многосопловой ЭУ . . . . .	193
4.3.1	Четырехсопловая ЭУ с цилиндрически-щелевым каналом массоподвода . . . . .	193
4.3.2	Четырехсопловая ЭУ с торцевой поверхностью массоподвода . . . . .	200
4.4	Выводы по главе 4 . . . . .	203
<b>5</b>	<b>Нестационарные газодинамические и теплофизические процессы в КС ЭУ</b>	<b>207</b>
5.1	Нестационарные внутрикамерные процессы в многосопловой КС на стационарном участке работы ЭУ . . . . .	207
5.1.1	Четырехсопловая ЭУ с цилиндрическо-щелевым каналом массоподвода . . . . .	208
5.1.2	Четырехсопловая ЭУ с торцевой поверхностью массоподвода . . . . .	221
5.2	Исследование внутрикамерных процессов в ПО КС ЭУ при работе установки на переходных режимах . . . . .	229
5.2.1	Выводы по главе 5 . . . . .	249
<b>6</b>	<b>Методика оценки интенсивности теплообмена в локальных пространственно-временных зонах КС ЭУ</b>	<b>252</b>
6.1	Методика оценки конвективного теплообмена в локально-пространственных зонах вблизи конструкции КС ЭУ . . . . .	265
6.2	Выводы по главе 6 . . . . .	270
	<b>Заключение</b>	<b>271</b>
	<b>Литература</b>	<b>273</b>

## Сокращения и обозначения

КС – камера сгорания;

НДС – напряженно-деформируемое состояние;

ПО – предсопловой объем;

П

ПУС – поворотное управляющее сопло;

ТЗ – техническое задание;

ТЗМ – теплозащитные материалы;

ТЗП – теплозащитное покрытие;

ТТ – технические требования;

ТТХ – тактико-технические характеристики;

FSI - fluid structure iteration (жидко-структурное взаимодействие);

$a$  – скорость звука;

$\mathbf{b}$  - тензор внутренних напряжений;

$C_i$  – модельные коэффициенты;

$c$  - теплоемкость;

$c_p$  - теплоемкость газа (продуктов сгорания) при постоянном давлении;

$c_v$  - теплоемкость газа (продуктов сгорания) при постоянном объеме;

$D_{ij}$  - диффузионные компоненты;

$d$  – диаметр камеры.

$E = c_v T + 0.5 U_i^2$  - полная удельная энергия;

$e_0$  - начальное положение поверхности массоподвода;

$e$  - площадь поверхности массоподвода;

$F$  - объемная сила (плотность распределения объемных сил), площадь;

$F_1, F_2$  – весовые функции;

$F_*$  - площадь минимального сечения;

$f_\beta$  - диссипативный член;

$G$  – массовый расход газа;

$H = E + p/\rho = c_p T + 0.5U_i^2 = h + 0.5U_i^2$  - полная энтальпия;  
 $h$  - удельная энтальпия;  
 $I$  - инвариант первого порядка;  
 $II$  - инвариант второго порядка;  
 $k = \frac{\rho U_i'' U_j''}{2\bar{\rho}}$  - удельная кинетическая энергия турбулентного движения;  
 $k_g$  - отношение расхода газа, поступающего из надсоплового зазора к расходу газа, поступающего из основного канала.  
 $L$  - длина;  
 $m$  - масса  
 $\dot{m}$  - секундный массовый расход газа;  
 $M_r$  - молекулярная масса;  
 $\vec{n}$  - единичный вектор, направленный по нормали к поверхности;  
 $Nu$  - число Нуссельта;  
 $p$  - давление;  
 $P = \frac{1}{2}\mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3}\mu \delta_{ij} \text{div} \vec{U}$  - тензор напряжений;  
 $p_a$  - давление газа на входной границе расчетной области;  
 $\frac{\nabla p_{sl}}{p}$  - относительный разброс давления от среднего значения вследствие случайных отклонений параметров;  
 $Pr$  - число Прандтля;  
 $\vec{q}$  - вектор плотности теплового поток;  
 $q_{ti} = -\overline{\rho U_i'' h''}$  - турбулентный тепловой поток.  
 $q_{\vec{\phi}}$  - источниковый член для уравнения переноса;  
 $R$  - универсальная газовая постоянная;  
 $\mathbf{r}$  - радиус-вектор точки расчетной области;  
 $r_c$  - радиус цилиндрической части канала (основного канала) массоподвода, отнесенный к радиусу минимального сечения;  
 $r_{sh}$  - радиус щелевого компенсатора поверхности массоподвода, отнесенный к радиусу среза сопла.  
 $\bar{r}_a$  - радиус среза сопла, отнесенный к радиусу минимального сечения сопла.  
 $\bar{r}_{ns}$  - радиус надсоплового зазора, отнесенный к радиусу среза сопла.  
 $Re$  - число Рейнольдса;  
 $S$  - текущая площадь поверхности массоподвода;  
 $s$  - граница области  $\Omega$ ;

$\bar{s}$  - относительная координата вдоль образующей утопленного сопла;  
 $S_0$  - начальная площадь поверхности массоподвода;  
 $S_i$  - компоненты тензора скоростей деформации;  
 $S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$  - тензор скоростей деформаций;  
 $S_{cp}$  - средняя площадь поверхности массоподвода;  
 $Sh$  - число Струхала;  
 $St$  - число Стентона;  
 $T$  - температура;  
 $T_0$  - температура адиабатически и изоэнтропически заторможенного газа;  
 $T_a$  - температура газа на входной границе расчетной области и границе «вдув»;  
 $T_g$  - температура рабочего тела на поверхностях массоподвода;  
 $T_s$  - постоянная Сатерленда газа;  
 $T_{st}$  - температура стенки;  
 $T_{st0}$  - начальная температура стенки;  
 $\Delta T_f$  - случайные изменения температуры горючего вещества в узком диапазоне режима термостатирования;  
 $t$  - время;  
 $t_{eng}$  - время работы ЭУ;  
 $t_f$  - время массоприхода;  
 $t_m$  - время спада давления в КС ЭУ;  
 $t_l$  - время задержки инициации;  
 $t_t$  - время выхода установки на рабочий режим;  
 $U$  - скорость;  
 $U_g$  - скорость газа;  
 $u_i$  - коэффициент в законе горения горючего вещества;  
 $\frac{\nabla u_1}{u_1}$  - относительные отклонения скорости горения от его среднего (формулярного) значения;  
 $u = \frac{de}{dt}$  - скорость горения;  
 $\mathbf{W}_j$  - скорость движения границы контрольного объема;  
 $x, y, z$  - декартовы координаты;  
 $y$  - расстояние до ближайшей стенки;  
 $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи;  
 $\bar{\alpha}$  - безразмерный коэффициент теплоотдачи.

$\beta = p_0 F_* / \dot{m}$  - расходный комплекс;  
 $\beta_i, \gamma, \delta, f_i, \alpha_i, \sigma_i, a_1$  - модельные коэффициенты;  
 $\beta^*$  - диффузионный тензор переноса компонент напряжения;  
 $\gamma$  - показатель адиабаты.  
 $\delta_{ij}$  - символ Кронекера;  
 $\varepsilon = c_\mu k \omega$  - турбулентная диссипация;  
 $\lambda$  - коэффициент теплопроводности;  
 $\lambda_{st}$  - коэффициент теплопроводности материала стенки;  
 $\mu$  - коэффициент динамической вязкости газа, коэффициент расхода;  
 $\mu_0$  - коэффициент динамической вязкости адиабатически и изоэнтропически заторможенного газа;  
 $\mu_{eff}$  - эффективная динамическая вязкость;  
 $\mu_t$  - коэффициент динамической турбулентной вязкости;  
 $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости газа / показатель степени в законе горения;  
 $\Pi$  - периметр поперечного сечения канала массоподвода;  
 $\rho$  - плотность;  
 $\rho_f, \rho_T$  - плотность горючего вещества;  
 $\rho_g$  - плотность газа;  
 $\tau$  - время распространения возмущений;  
 $\tau_2$  - время релаксации газового объема;  
 $\vec{\tau}$  - единичный вектор, направленный по касательной к поверхности;  
 $\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$  - тензор вязких напряжений;  
 $\tau_k$  - колмогоровский масштаб времени;  
 $\widetilde{\tau}_{ti} = \mu \left( \frac{\partial \widetilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial \widetilde{U}_k}{\partial x_k} \delta_{ti}$  - тензор вязких напряжений, осредненный по Фавру;  
 $\widetilde{\tau}_{tij} = \mu_t \left( \frac{\partial \widetilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3}k \bar{\rho} \delta_{ti}$  - осредненный турбулентный тензор напряжений;  
 $\Phi_i$  - объединение эмпирических констант;  
 $\Phi, \Phi_2$  - эмпирические константы;  
 $\Omega$  - область интегрирования;  
 $\omega$  - удельная турбулентная диссипация

## Введение

### **Актуальность темы исследования и степень ее разработанности.**

Энергетические установки представляют собой широкий круг изделий различного назначения, объединенных по принципу функционирования на основе процессов трансформации энергии из одного вида в другой. К данному классу устройств могут быть отнесены как элементы котельного оборудования, камеры сгорания и смешения химической и атомной промышленности, так и различные двигательные установки. При этом работа любых энергетических установок связана как с процессами горения, так и, как следствие, с теплофизическими процессами. Вследствие чего актуальным остается формулирование обобщенных подходов к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в проточных трактах и застойных областях камер сгорания таких устройств.

К классу энергетических установок относятся и реактивные, в том числе ракетные двигатели, для которых одной из приоритетных задач является оптимизация/проектирование конструкции ракетного двигателя с целью повышения его весового совершенства. Также актуальной остается задача существенного улучшения энергетических свойств горючих веществ. Вопросы повышения химической кинетики горючих составов освещены в работах академика РАН Г. В. Саковича, академика РАН В. Е. Панина. В работах показано, что улучшение энергетических свойств горючих смесей химическими методами имеет определенный предел. Поэтому актуальным остается разработка новых видов энергетических установок с конструктивно обусловленным повышением весового совершенства.

Теория и практика проектирования энергетических установок (ЭУ), в том числе твердотопливных ракетных двигателей, рассмотрены в работах академиков РАН А. М. Липанова, Ю. С. Соломонова, В. М. Фомина, В. Е. Алемасова, члена-корреспондента РАН М. И. Соколовского, профессоров Р. Е.

Соркина, Б. А. Райзберга, Б. Т. Ерохина, С. Д. Панина, Д. И. Абугова, Б. В. Орлова, Г. Ю. Мазинга, А. М. Губертова, А. В. Алиева, И. Х. Фахрутдинова, А. В. Котельникова, Б. И. Ларионова, В. Ф. Приснякова, А. А. Шишкова, В. Н. Вилунова, С. Д. Ваулина, Ф. Ф. Спиридонова.

В трудах приведены инженерные методики расчета рабочих процессов в камерах сгорания (КС) силовых энергетических установок, полученные на основании анализа экспериментальных данных для конкретных конструктивных исполнений двигателей. Экспериментальные работы по исследованию теплообмена в камерах сгорания двигателей при их работе на расчетных режимах малочисленны. В инженерных расчетах используются эмпирические зависимости, полученные для иных объектов исследования.

Экспериментальные исследования внутренней газодинамики и теплообмена представлены в работах академиков РАН В. А. Алексеенко, А. С. Коротеева, В. Е. Алемасова, профессоров А. М. Губертова, А. А. Шишкова, В. Н. Емельянова, А. А. Кураева, Б. В. Румянцева, С. Д. Панина, В. И. Терехова и их учеников, а также в работах Б. М. Меламеда, В. Н. Зайковского, В. М. Соболева. Представленные результаты получены для конкретных конструктивных схем камер сгорания и каналов с массоподводом и не могут быть распространены на другие типы конструкций без предварительной валидации. Практически отсутствуют экспериментальные результаты по исследованию нестационарного конвективного теплообмена в проточных трактах и предсопломом объеме (ПО) КС ЭУ.

Методам численного моделирования внутрикамерных процессов в энергетических установках посвящены работы академиков РАН А. М. Липанова, В. Е. Алемасова, профессоров В. М. Дворецкого, Ю. Н. Васенина, А. Д. Рычкова, Г. Р. Шрагера, В. Н. Емельянова, С. А. Исаева, В. А. Тененева, Б. И. Ларионова, В. К. Волкова, А. В. Алиева, А. Ф. Сальникова, М. Ю. Егорова, Ф. Ф. Спиридонова, Г. А. Глебова. Подробно освещены вопросы построения численных методов и алгоритмов решения уравнений газовой динамики, применительно к процессам, протекающим в КС, особое внимание уделено аспектам численного разрешения турбулентных потоков и акустических колебаний, реализующихся в камере сгорания, газоходах и соплах. В работах приводится оценка корректности и целесообразности применения различных моделей газодинамических процессов к исследованию рабочих процессов в КС ЭУ.

Результаты численного моделирования пространственной газодинамики и конвективного теплообмена в проточных трактах КС ЭУ приведены в работах профессоров В. Н. Емельянова, В. А. Тененева, Б. Я. Бендерского, В. К. Волкова, А. В. Алиева, М. Ю. Егорова, Г. А. Глебова. Подробно освещены вопросы возникновения и развития акустических колебаний и продольных колебаний в энергетической установке, также освещены особенности газодинамики в каналах сложных форм, в том числе в каналах с массоподводом. В работах профессора В. Н. Емельянова даны оценки тепловых потоков.

Таким образом, вопросы учета предыстории потока, газодинамической и теплофизической обстановки в проточных трактах и застойных зонах камеры сгорания, включая предсопловой объем, для адекватной оценки тепловых потоков вблизи конструктивных элементов остаются недостаточно изученными, а отсутствие обобщенного подхода к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы с массоподводом является актуальной проблемой.

#### **Объект исследования.**

Объектом исследования является камера сгорания энергетической установки.

#### **Предмет исследования.**

Предметом исследования являются нестационарные пространственные турбулентные сжимаемые течения и конвективный теплообмен в камере сгорания энергетических установок с массоподводящими каналами сложной формы поперечного сечения.

#### **Цель исследования.**

Целью работы являются:

- формирование обобщенного подхода к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы с массоподводом;
- выявление, локализация и анализ трансформации локально-временных зон повышенного конвективного теплообмена на непроницаемых поверхностях камеры сгорания, для определения максимальных плотностей теплового потока.

#### **Задачи исследования.**

1. Построение, реализация, апробация и верификация математических

моделей, описывающих процессы сопряженного теплообмена, протекающие в камере сгорания энергетической установки, включая вопросы оценки корректности используемых допущений, физических и математических моделей.

2. Многовариантное математическое моделирование процессов внутренней газодинамики и сопряженного теплообмена в камере сгорания на стационарном участке работы (в рамках пространственной квазистационарной постановки):

- многосопловой ЭУ различных конструктивных схем;
- ЭУ с утопленным соплом с каналами массоподвода различных форм поперечного сечения;
- в компенсационной (заманжетной) полости КС ЭУ;

3. Численное исследование нестационарной пространственной газодинамики и конвективного теплообмена в КС ЭУ с подвижными поверхностями подвода массы. Уточнение взаимосвязи топологических особенностей структуры потока рабочего газа и распределений плотности теплового потока.

4. Решение нестационарной пространственной задачи сопряженного теплообмена в КС ЭУ при изменении режима ее работы (переходные участки и участки регулирования).

5. Выявление и анализ устойчивых и неустойчивых локальных топологических зон, формирование которых предшествует перестройке потока в исследуемой области без влияния дополнительных возмущающих факторов.

6. Установление связи между конструктивными особенностями камеры сгорания энергетической установки и локальными характеристиками газодинамических и теплофизических процессов, протекающих в ней.

7. Выявление положения и трансформации локальных пространственно-временных зон повышенного теплообмена на основе анализа топологических особенностей структуры потока рабочего газа в КС различных конструктивных схем.

8. Разработка проблемно-ориентированного программного комплекса модульного вида для оценки значений локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в выявленных локальных пространственно-временных зонах повышенного теплообмена в КС для различных конструктивных схем энергетических установок с каналами массоподвода сложных форм.

**Научная новизна** диссертационного исследования и результатов, полу-

ченных лично автором, заключаются в следующем:

1. Впервые выявлены и описаны локальные пространственно-временные топологические зоны повышения тепловых потоков в КС ЭУ различных конструктивных схем.

2. Получены распределения тепловых потоков вблизи теплонапряженных поверхностей камеры сгорания для нестационарного и стационарного режимов работы энергетической установки. Выявлена и показана количественная связь в виде критериальных соотношений между описанными топологическими зонами, их трансформацией и конвективным теплообменом в камере.

3. Для конкретных конструктивных схем энергетических установок, при их работе на стационарном режиме, впервые выявлены и описаны локальные топологические структуры, их расположение и трансформация в зависимости от изменения геометрии канала массоподвода. Получены плотности теплового потока в выявленных пространственных топологических зонах.

4. Впервые для нестационарных режимов работы ЭУ конкретных конструктивных схем выявлены локальные топологические структуры и их трансформация, в том числе описаны локальные топологические неустойчивости, формирование которых предшествует перестройке потока в КС.

5. Впервые проведено сравнение локально-временных топологических зон для квазистационарного и нестационарного режимов работы энергетических установок. Показана корреляция результатов моделирования в рамках квазистационарного подхода с результатами расчетов, выполненных в рамках нестационарного подхода.

6. Впервые на нестационарных режимах работы ЭУ выявлена трансформация топологических особенностей вблизи контактных поверхностей, реализуемая в виде перехода из устойчивой конфигурации в неустойчивую, сопровождаемая резким (в 3.2 и более раза) ростом теплового потока.

7. Впервые при проведении численного эксперимента на нестационарных режимах получены временные зависимости изменения коэффициента теплоотдачи в центральной узловой точке и областях входа потока в патрубки. Построены критериальные уравнения, справедливые для оценки нестационарного теплообмена при  $Sh \geq 7.5$  для оценки числа Нуссельта в центральной особой точке, периферийных седловых точках на сопловом дне и в области входа потока рабочего газа в патрубков.

### **Соответствие паспорту специальности.**

Содержание диссертации соответствует паспорту специальности 1.1.9. «Механика жидкости, газа и плазмы», в частности, следующим областям исследований:

1. Ламинарные и турбулентные течения.
3. Аэродинамика и теплообмен летательных аппаратов.
5. Гидродинамическая устойчивость.

### **Научная значимость работы.**

Предложен обобщенный подход к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы с массоподводом, основанный на применении топологических методов гидродинамики для выявления и описания пространственно-временных зон повышенного теплообмена для последующего прогноза теплового состояния элементов конструкций камеры сгорания энергетической установки.

### **Практическая значимость диссертационной работы.**

Полученные в работе результаты могут быть использованы при проектировании ЭУ для расчета теплового состояния конструктивных элементов и расчета толщины теплозащитных покрытий, что позволит уменьшить сроки проектирования изделий. В частности, полезными для практики являются:

1. Предложенный проблемно-ориентированный программный комплекс модульного вида для оценки значений локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в выявленных локальных пространственно-временных зонах повышенного теплообмена в КС для различных конструктивных схем ЭУ.

2. Применение предложенного обобщенного подхода к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы с массоподводом для оценки интенсивности теплообмена позволяет повысить точность оценки безразмерных чисел Нуссельта в пространственно-временных зонах более чем на 50%, по сравнению с инженерными методами, основанными на применении формул Эккерта и Крауссольда.

3. Впервые для рабочих процессов в КС ЭУ проведен анализ применимости RANS моделей турбулентности для замыкания системы уравнений сохранения. Проведена валидация наиболее распространенных моделей турбулентности применительно к задачам сопряженного теплообмена на известных экспериментальных данных. Даны рекомендации по применению рассмотрен-

ных моделей турбулентности при расчете рабочих процессов в КС ЭУ. Показано, что модель турбулентности SST  $k - \omega$  позволяет получить наиболее близкие к экспериментальным данным локальные распределения коэффициента теплоотдачи: расхождение модели с экспериментальными данными не превышает 8%.

4. Показана возможность корректного применения квазистационарного подхода для исследования газодинамики и конвективного теплообмена в КС ЭУ при работе установки в нестационарных режимах. Выявлены временные диапазоны стабилизации течений рабочего газа в камере при изменении режима работы ЭУ.

5. Выявлено, что применение канала звездообразной формы поперечного сечения с треугольной формой лучей компенсаторов приводит к интенсификации процессов теплообмена вблизи утопленного сопла: показано, что тепловые потоки в области топологических особенностей на входной поверхности утопленного сопла, при применении треугольной формы компенсаторов, возрастают на 47% и более, по сравнению с другими формами компенсаторов.

**Методы исследования, достоверность и обоснованность результатов.** В диссертации используются методы моделирования внутрикамерных процессов в ЭУ, основанные на приближенном решении нестационарной осредненной по Фавру и Рейнольдсу системы уравнений математической физики (система уравнений сохранения, дополненная нестационарным уравнением теплопроводности, уравнением состояния Менделеева-Клапейрона и уравнением Сазерленда), замкнутой двухзонной моделью турбулентности Менгера. Решение полученной системы строится методом контрольных объемов с учетом поправки Rhie-Chow для связывания скорости и давления, дискретизация по времени производится неявным методом Эйлера. Для разрешения невязких потоков применяется противопоточная схема 2-го порядка точности, а для вязких потоков – схема центральных разностей 2-го порядка точности. Система разностных уравнений решается алгебраическим многосеточным методом, для ускорения сходимости которого используется метод сопряженных градиентов.

Достоверность и обоснованность полученных в диссертационной работе результатов обеспечена использованием фундаментальных законов сохранения, выраженных в уравнениях математической физики, применением апро-

бированных методов их решения и подробной верификацией и валидацией численных схем и алгоритмов на экспериментальных данных и теоретических результатах, полученных другими авторами.

### **Положения, выносимые на защиту.**

На защиту выносятся следующие основные результаты и положения:

1. Результаты многовариантного математического моделирования процессов сопряженного теплообмена в камере сгорания на стационарном участке работы (в рамках пространственной квазистационарной постановки):

- - многосопловой ЭУ различных конструктивных схем;
- - ЭУ с утопленным соплом и каналами массоподвода различных форм поперечного сечения;
- - в компенсационной (заманжетной) полости КС ЭУ.

2. Результаты расчета конвективного теплообмена в КС ЭУ различных конструктивных схем с учетом изменения геометрии каналов массоподвода в рамках квазистационарного подхода.

3. Результаты численного исследования пространственной нестационарной газодинамики и конвективного теплообмена в КС многосопловой ЭУ при учете движения поверхности подвода массы. Сопоставление топологических особенностей структуры течения рабочего газа и распределений теплового потока, полученных в рамках нестационарного подхода, с результатами квазистационарных расчетов.

4. Результаты решения нестационарной задачи сопряженного теплообмена в КС ЭУ при изменении режима ее работы (переходные участки и участки регулирования) в рамках пространственной постановки.

5. Проблемно-ориентированный программный комплекс модульного вида для оценки значений локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в выявленных локальных пространственно-временных зонах повышенного теплообмена в КС для различных конструктивных схем ЭУ.

6. Обобщенный подход к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы с массоподводом.

**Апробация работы.** Основные результаты работы многократно исследований докладывались и обсуждались на следующих конференциях и семинарах:

1. XVI Международная конференция по методам аэрофизических исследований ISMAR-2012, Новосибирск, 2012.
2. Всероссийская научно-техническая конференция «Ракетно-космические двигательные установки», Москва, 2013.
3. VIII Международная конференция по внутрикамерным процессам и горению в установках на твердом топливе и ствольных системах (ICOS'2014), Москва, 2014.
4. XXXIII Сибирский теплофизический семинар, посвященный 60-летию Института теплофизики им. С.С.Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, 2017.
5. IX Международная конференция по внутрикамерным процессам и горению в установках на твердом топливе и ствольных системах (ICOS'2017), Москва, 2017.
6. Всероссийская научно-техническая конференция «Ракетно-космические двигательные установки», Москва, 2018.
7. XXV Всероссийский семинар с международным участием по струйным, отрывным и нестационарным течениям, Санкт-Петербург, 2018.
8. XIX Международная конференция по методам аэрофизических исследований ISMAR-2018, Новосибирск, 2018.
9. XXXV Сибирский теплофизический семинар, посвященный 75-летию Заслуженного деятеля науки РФ Терехова Виктора Ивановича, Новосибирск, 2019.
10. IV Всероссийская научная конференция «Теплофизика и физическая гидродинамика», Ялта, 2019.

11. X Международная конференция по внутрикамерным процессам и горению в установках на твердом топливе и ствольных системах (ICOS'2020), Ижевск, 2020.
12. XXXVI Сибирский теплофизический семинар, посвящённый 70-летию академика С.В. Алексеенко, Новосибирск, 2020.
13. V Всероссийская научная конференция «Теплофизика и физическая гидродинамика», Ялта, 2020.
14. XX Международная конференция по методам аэрофизических исследований ISMAR-2020, Новосибирск, 2020.
15. Международная научная конференция по применению технологий виртуальной реальности и смежных информационных систем в междисциплинарных задачах FIT-M, Москва, 2020.
16. VI Всероссийская научная конференция «Теплофизика и физическая гидродинамика», Севастополь, 2021.
17. XXXVII Сибирский теплофизический семинар, посвященный Году науки и технологий Российской Федерации и 60-летию первого полёта человека в Космос, Новосибирск, 2021.

Частично результаты, представленные в работе, обсуждались на заседаниях НТС и УС Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова.

Полностью диссертация обсуждалась на научных семинарах:

- семинаре кафедры Механика композиционных материалов и конструкций Пермского национального исследовательского политехнического университета, руководитель семинара д.т.н., профессор А. Н. Аношкин.
- семинаре кафедры Реактивных двигателей и энергетических установок Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева - КАИ, руководитель семинара д.т.н., профессор Г. А. Глебов.

- Института механики сплошных сред УрО РАН, руководитель семинара д.ф.-м.н., профессор Т. П. Любимова.
- семинаре кафедры Математического моделирования систем и процессов Пермского национального исследовательского политехнического университета, руководитель семинара д.ф.-м.н., профессор П. В. Трусов.
- объединенном заведении кафедр Тепловые двигатели и установки и Ректская техника Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова.

**Публикации.** По материалам диссертации опубликовано более 50 печатных работ, из них 23 в изданиях, включенных в базы данных Web Of Science и Scopus, 20 в изданиях, рекомендованных ВАК.

**Личный вклад автора.**

В совместных работах постановка задачи и обсуждения основных результатов проводились совместно с соавторами работ.

Все результаты и положения, выносимые на защиту, принадлежат лично автору диссертации.

**Структура и объем диссертации.**

Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и списка используемых источников. Работа изложена на 313 страницах машинописного текста, включает 15 таблиц и 177 рисунков. Список используемых источников содержит 395 наименований.

# Глава 1 Проблемы исследований внутрикамерных процессов в КС ЭУ

Проектирование силовых установок, относящихся к классу ЭУ, в том числе реактивных двигателей, требует одновременного решения ряда взаимоисключающих задач. Например, при разработке новых силовых узлов требуется одновременно как увеличение интегральных характеристик (например мощность, тяга и т.д.) разрабатываемого изделия, так и уменьшение массы силового элемента. В виду чего процесс разработки новых ЭУ сопряжен с решением вариационной задачи оптимизации. Одним из эффективных методов оптимизации остается [115, 226] баллистическое проектирование, предполагающее подробное исследование внутренней газодинамики КС ЭУ. Основным методом изучения внутренней газодинамики остается моделирование [111], как физическое, так и математическое, газодинамических процессов и теплообмена.

## 1.1 Течения реализуемые в проточных трактах ЭУ

Энергетическая установка, по сути, является устройством преобразования энергии [223, 225]: происходит преобразование энергии химической реакции окисления горючего вещества (процесс горения) в тепловую энергию, с последующим ее преобразованием в кинетическую [3, 12, 106, 165]. Следовательно, разработка и оптимизация энергетических, в том числе и силовых, установок сопряжена с решением комплекса мультифизических задач, таких как горение горючего вещества (включая решение задачи о неравновесном эрозионном горении) [96, 101, 153, 190, 221, 246, 295], с учетом химико-физических свойств конкретного твещества [96, 101, 106, 138, 190, 221, 278],

организация эффективных газодинамических процессов в КС ЭУ, жидко-структурное взаимодействие (FSI) потока жидкости/газа с твердыми, не реагирующими контактными поверхностями (например, стенками камеры сгорания ЭУ) [3, 13, 37, 42, 155, 166–168, 196, 200, 216, 280, 281], обеспечение прочности силового каркаса ЭУ [42, 166, 187, 263], обеспечение тепловой эффективности и тепловой защиты [9, 12, 31, 34, 171, 182, 212, 213, 264], включая решение сопряженной задачи теплообмена рабочего газа и реагирующих потоков с непроницаемыми поверхностями [9, 12, 13, 31, 34, 70–73, 78, 85, 89, 90, 105, 171, 182, 213], оценку и учет деформации массоподводящих каналов и проточных трактов [13, 96, 101, 155], распространение и развитие акустических колебаний в камере сгорания ЭУ при инициации работы и в процессе функционирования установки [9, 13, 25, 28, 31, 34, 141, 154, 168, 187, 217, 226, 286] и другие.

Можно выделить ряд общих требований к конструкции силовых узлов, относящихся к классу энергетических установок:

1. Высокая надежность и безотказность ЭУ и всех его узлов;
2. Максимальная длительность срока сохраняемости ЭУ;
3. Простота и технологичность конструкции;
4. Соответствие поддерживаемого закона массопотока с поверхности заданному и соответствие режима работы ЭУ расчетному;
5. Обеспечение максимальных значений интегральных силовых характеристики ЭУ, при минимизации ее массы;
6. Обеспечение заданного уровня защиты конструктивных элементов камеры сгорания и сопел от тепловых и эрозионных воздействий рабочего газа;

Обеспечение высокой надежности и безотказности работы энергетической установки предполагает как соответствующую организацию газодинамических и теплофизических процессов при движении высокотемпературных рабочих газов (гетерогенных продуктов сгорания) в проточных трактах установки, так и тепловую защиту элементов конструкции КС.

В [27, 28, 31, 67, 69, 74–77, 80, 81, 83, 84, 86, 94, 105–110, 112–114, 117, 118, 141, 154, 155, 157–164, 223, 225, 226, 270, 289, 291–293, 298] показано, что в проточных трактах ЭУ реализуются различные потоки (до-, транс- и сверх- звуковой) и режимы (ламинарный, переходный и турбулентный) течений продуктов сгорания. При этом для каждого проточного камеры сгорания характерны конкретные тип и режим течения. На рисунке 1.1 приведен общий вид камеры сгорания силовой энергетической установки с указанием основных элементов и трактов.

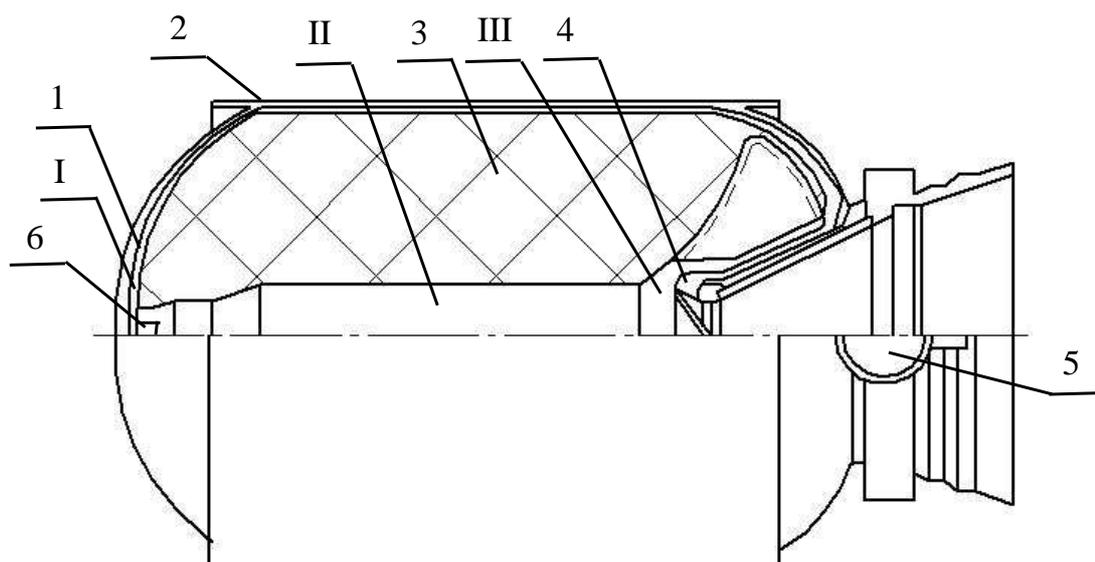


Рис. 1.1: Камера сгорания энергетической установки: 1 – передняя крышка; 2 – корпус; 3 - поверхность подвода массы; 4 – утопленное сопло; 5 – сопла; 6 – инициирующее устройство.

Согласно [96, 138, 165, 221, 246, 278, 295] улучшение энергетических свойств горючих составов химическими методами имеет определенный предел. Так, в [221] показано, что дополнительное увеличение интегральных характеристик за счет повышения энергетики и кинетики составов горючих веществ существенно ограничено, а методы организации газодинамики в проточных трактах и застойных областях камеры сгорания энергетических установок используются недостаточно активно.

В зависимости от внутрикамерных процессов можно выделить в ЭУ ряд характерных областей:

1. передний объем КС.
2. проточный канал с проницаемыми стенками.

### 3. предсопловой объем КС.

Так в переднем объеме (I, рис. 1.1) размещается инициирующее устройство (9, рис. 1.1). При этом передний объем характеризуется малыми продольными размерами, осесимметричной формой при преобладании радиальных размеров над продольными (рис. 1.2). Инициация процесса подвода массы, распространение фронта горячей смеси и подча массы через проницаемые поверхности наблюдается в проточном канале [166–168, 187, 226], сам передний объем является застойной зоной. Согласно [12, 183, 184, 224–226] в переднем объеме развивается осесимметричное течение с преобладанием массопритока от воспламенителя. При выходе ЭУ на стационарный участок работы течение рабочего газа в переднем объеме, как правило [135, 160], исследуется совместно с течением газа в массоподводящем канале в одномерной (изменение по длине камеры) либо осесимметричной (при осесимметричном канале подвода массы) постановках [183, 190–194, 203]. В виду того, что в процессе работы КС ЭУ геометрия переднего объема изменяется за счет движения поверхности массоподвода, то есть одновременно с изменением площади поперечного сечения канала, следовательно, исследование нестационарных процессов, протекающих в переднем объеме при работе установки, целесообразно проводить совместно с изучением аналогичных процессов в проницаемом канале.

Проницаемый канал (II, рис. 1.1) характеризуется преобладанием продольных размеров (длины) над радиальными. В общем случае канал массоподвода представляет собой прямолинейный участок со сложной формой поперечного сечения [13, 72, 74, 75, 80, 81, 83, 218, 297]. В случае применения цилиндрических каналов (рис. 1.3,а), течение рабочего газа в данном проточном тракте, без учета линейного расширения канала и акустических возмущений может рассматриваться как осесимметричное, а, в ряде случаев, и как плоское.

Для учета изменения площади поперечного сечения канала, как и для исследования эрозионного горения вблизи поверхности массоподвода требуется учет (моделирование) протекающего там процесса турбулентного переноса. При численном моделировании, разрешение турбулентного переноса предусматривает использование пространственной постановки с качественной дискретизацией течений вблизи стенок и непроницаемых поверхностей

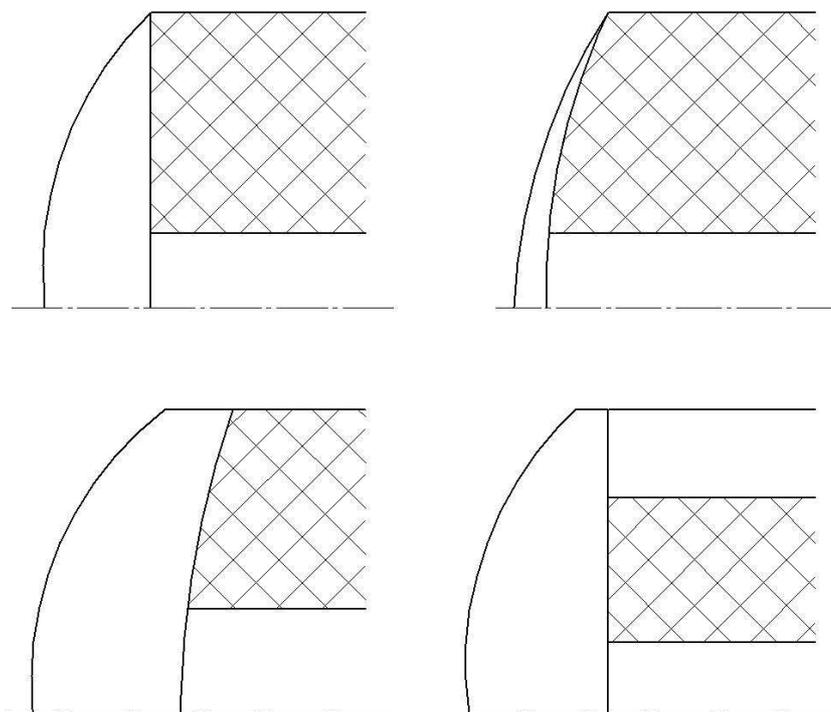


Рис. 1.2: Компоновочные схемы переднего объема

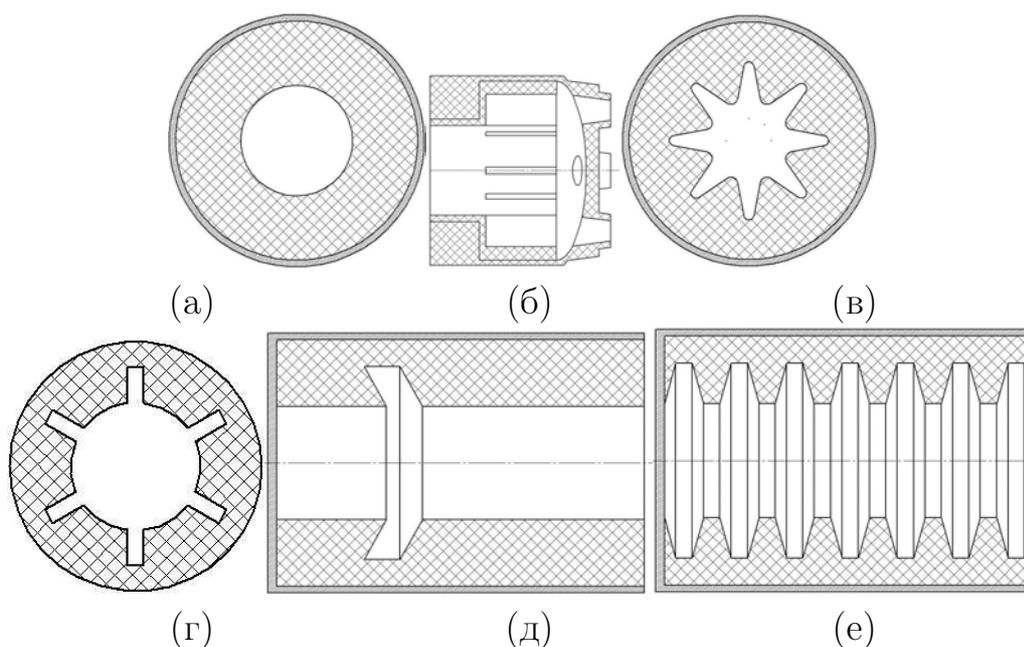


Рис. 1.3: Формы поперечного сечения канала подвода массы: (а) цилиндрический канал; (б) канално-щелевой канал; (в) восьмилучевой щелевой канал; (г) шестилучевой канал типа «звезда»; (д) канал с кольцевой проточкой; (е) пилообразный канал.

по пространству, а также обязательного учета и моделирования турбулентности потока [5–7, 13, 24, 124, 148, 169, 304]. Вдув рабочего тела с поверхности массоприхода является распределенным [157], в силу чего в области границы

массоприхода наблюдается устойчивое формирование отрицательного градиента давления [52, 74, 80, 81, 83, 84, 125, 157–161].

Как видно из рисунка 1.3, б-д, применение осесимметричной постановки для описания течения в канале массоподвода со сложной формой поперечного сечения является не корректным. Течения рабочего тела в каналах сложной формы характеризуются [2, 3, 8, 9, 13, 24, 31, 81, 106] не только пространственностью, но и являются турбулентными (число Рейнольдса в каналах достигает  $10^7$ ).

Сформированный в проточном канале с проницаемыми стенками поток при работе КС ЭУ движется в предсопловой объем (III, рис. 1.1), в котором могут располагаться утопленное сопло или органы управления ЭУ. На рисунке 1.4 представлены варианты компоновки предсоплового объема.

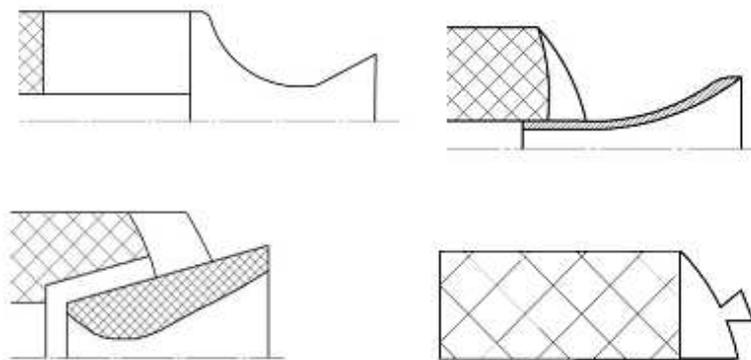


Рис. 1.4: Компоновочные схемы предсоплового объема

Из рисунка 1.4 видно, что предсопловой объем характеризуется соизмеримостью продольных, поперечных и окружных размеров, в силу чего в данном тракте КС ЭУ реализуется пространственное течение газа [135, 160]. В [67–69, 74–77, 80, 81, 83, 84, 86, 94, 108–110, 113–115, 119, 157, 159–164, 270, 291, 292] показано, что взаимодействие разнонаправленных струй газа обеспечивает турбулизацию потока продуктов сгорания в ПО ЭУ (числа Рейнольдса, изменяются в диапазоне от  $10^5$  до  $10^7$ ). Поскольку область предсоплового объема либо содержит сопла (различных конфигураций [166–168, 223, 225–227, 297, 298]), либо имеет газоходы, в ПО КС ЭУ достигаются высокие скорости ( $M \geq 0.8$ ), что требует учета сжимаемости течения в данной области.

Поскольку, сформированный в ПО ЭУ поток движется в сопла или органов управления, то именно конфигурация течений в ПО определяет ин-

тегральные силовые характеристики изделий. Согласно [200] оценка интегральных параметров ЭУ при проектировании новых изделий производится на основе данных уже существующих аналогов либо по результатам расчетов [128, 168, 264, 281], а в работе [312] показано, что проектирование внутренней теплозащиты ЭУ требует обязательного учета характера пристенных течений, то есть – предыстории потока. В виду чего необходимым является исследование пространственной газодинамики и теплообмена в проточных трактах ЭУ.

Однако, проектный цикл разработки ЭУ ограничен жесткими временными рамками, но требует проведение всесторонних исследований внутрикамерных процессов в пространственной постановке, ввиду чего актуальным является формирование обобщенного подхода к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в трактах КС ЭУ, а также разработки универсальной методики оценки теплообмена с учетом предыстории потока.

## **1.2 Экспериментальные исследования внутрикамерных процессов в КС ЭУ**

Использование газодинамических методов требует проведения серии подробных исследований процессов, протекающих в трактах и свободном (предсопловом) объеме камеры сгорания. При этом известный экспериментальный материал [7, 29, 30, 33, 36, 41, 50, 52–55, 61, 75, 80, 81, 83, 84, 93, 97, 106, 133, 149, 152, 158, 161, 162, 164, 170, 173–179, 190, 209, 219, 220, 243, 251, 256, 258, 262, 270, 279, 282, 293, 294, 303, 308–310, 314, 322, 326, 329, 368, 383] может быть использован для верификации, валидации и апробации математических моделей, численных схем и алгоритмов [28, 34, 35, 67, 69, 74, 76, 77, 80, 81, 83, 84, 86, 94, 107–110, 112–118, 199]. Развитие экспериментальных методов исследования внутренней газодинамики и теплообмена изложены в работах [207, 208, 251, 262, 279, 308–310], где представлены экспериментальные данные физического моделирования внутрикамерных процессов в ЭУ ряда конструктивных схем.

При этом, экспериментальные исследования внутренней газодинамики и теплообмена в проточных трактах ЭУ ограничены в силу конструктивных, технических и технологических ограничений для их проведения [24, 105, 191,

193, 236], а также вследствие того, что в таких исследованиях в качестве объекта выступает КС ЭУ с жестко-заданной компоновочной схемой. Условно основные виды экспериментальных исследований можно разделить на несколько групп: – стендовая отработка; – исследования на модельных экспериментальных стендах, в том числе и исследования течений в каналах; – экспериментальные исследования процессов теплообмена.

### 1.2.1 Стендовая отработка

Недостаточная изученность рабочих процессов в ЭУ в совокупности со сложностью прогнозирования свойств конструкционных материалов для конкретных схем и конструкций КС ЭУ [106] обуславливает необходимость экспериментальной отработки силовых агрегатов.

Наиболее распространенным видом отработки силовых энергетических установок является непосредственная стендовая отработка [36, 106, 119, 135, 207, 208, 256, 279, 308]. Данный вид исследований, помимо существенной стоимости [107], характеризуется узким диапазоном изучаемых параметров и направлен на проверку его удовлетворения заданным в техническом задании тактико-техническим характеристикам.

Согласно [106, 119, 207, 208, 279] методика проведения стендовых испытаний (стендовой отработки) предполагает для снижения числа испытаний применение методов планирования эксперимента [307]. При этом, стендовые испытания направлены, в первую очередь, на подтверждение надежности и работоспособности ЭУ. В виду чего используемая программа испытаний, согласно [106], базируется на существующей модели работы изделия, учитывающей взаимосвязь между измеряемыми в ходе испытаний параметрами и показателями надежности силовой установки [102]. В целом, программа отработки может включать различные виды наземных испытаний, например: отработка узлов инициации, обеспечение стойкости теплозащиты, отработка системы управления. Обеспечение подтверждения надежности всех узлов ЭУ, при строго ограниченном числе испытаний, предполагает использование статистического подхода построения оценок надежности с разделением единой системы ЭУ на исследуемые подсистемы [106]: массоподводящий канал – система инициации, корпус ЭУ-бронировка-теплоизоляция и органы управ-

ления, исследуемые и фиксируемые в ходе испытания параметры приведены в [106, 119]. Таким образом, непосредственные рабочие процессы, протекающие в ЭУ, в рамках огневых стендовых испытаний не исследуются, а оцениваются опосредованно.

Отработка ЭУ требует наличия испытательного стенда, измерительной лаборатории, вычислительного центра и объектов производственной инфраструктуры. Необходимо отметить, что в виду потенциальной огне- и взрывоопасности огневой отработки, к организации таких испытаний и, как следствие, ко всем производственным участкам, предъявляются повышенные требования безопасности [102]. Стенды закрытого типа, вне зависимости от вида [106], представляют собой изолированное и самостоятельное, удаленное от прочих объектов железобетонное сооружение с огневым боксом, вспомогательными и служебными помещениями. Все стенды снаряжаются стапельным оборудованием, не оказывающим влияния на динамометрию установки, устройствами имитации высотных условий, измерительной и вычислительной аппаратурой, системой замера управляющих усилий и средствами охлаждения камеры сгорания ЭУ на стенде.

Измерительная система включает контур измерения давлений, усилий, температур, деформаций, а также набор специфических средств измерения в рамках программы испытаний.

Закрепленный на стапеле и снаряженный силовой узел ЭУ оснащается различными измерительными устройствами, после проверки работоспособности которых и настройки автоматических систем контроля экспериментального оборудования, подается сигнал на срабатывание устройства инициации, что, собственно, приводит к инициации процесса подачи массы рабочего газа.

Производится автоматическая регистрация изменения рабочих параметров силовой установки, оцениваются его интегральные характеристики, строятся диаграммы выхода на режим. Данные о результатах стендовой отработки являются неотъемлемой частью конструкторской документации и не подлежат публикации, то есть, помимо узости исследуемого диапазона параметров, характеризуются недоступностью для сторонних исследователей.

## 1.2.2 Модельные стенды

Другим методом исследования внутрикамерных процессов в ЭУ является разработка и применение различных модельных и лабораторных стендовых установок [7, 8, 41, 158, 209, 237, 238].

Разработка таких экспериментальных лабораторных стендов основывается на применении теории подобия [68, 277, 302, 304, 306] для тщательного обоснования перехода от движения горячих продуктов сгорания (либо горячего газа) к «холодному» рабочему телу (воздуху). При этом [7, 158, 270] наблюдается разделение задач исследования внутрикамерных процессов в проточных и застойных зонах КС ЭУ на непосредственное изучение особенностей течения газа (газодинамику) и на исследование процессов теплоотдачи, то есть, на задачу моделирования процессов теплообмена.

Развитие техники и измерительной аппаратуры обуславливало существенную модернизацию и усложнение стендовых (модельных) установок. Например, наиболее ранние стенды (условно отнесены к установкам первого поколения [7, 158, 270], рис. 1.5) позволяли имитировать горение за счет вдува газа (воздуха) через пористые стенки. Согласно [7, 8], установки первого поколения включали большое количество сменных конструктивных элементов различной геометрии, таких как сопловые крышки, имитаторы массоподводящих поверхностей. Такая комплектация установок обеспечивала возможность имитировать подачу массы с поверхностей с практически любой формой поперечного сечения, применяющейся в современных (на момент функционирования установок) схем КС ЭУ. К недостаткам установок первого поколения можно отнести то, что только часть каналов имитировала массопровод, а доступный инструментарий позволял снимать только распределения статического давления по поверхности многосопловой крышки и проводить визуализацию пристенных течений. Полученные на данных модельных установках количественные результаты в настоящее время используются для тестирования и верификация расчётных методик.

На модельных установках первого поколения была подробно исследована газодинамика многосопловых ЭУ на квазистационарных режимах работы.

Второе поколение экспериментальных модельных установок ориентировано на исследование внутренней газодинамики ЭУ с органами управления

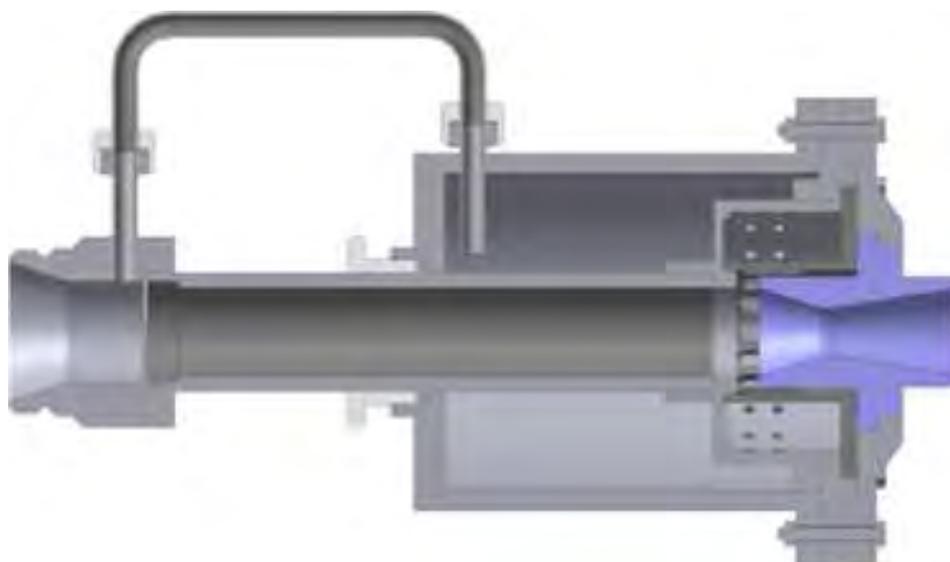


Рис. 1.5: Схема модельных установок первого поколения

[7, 41, 158, 270]. Основные отличия установок второго поколения заключаются в модульном, секционном принципе (рис. 1.6), в воспроизведении геометрии наиболее распространенных форм каналов массоподвода (канально-щелевой, звездообразный, зонтичный, пилообразный и т.д.), а также в комплектации установки набором сменных сопловых днищ.

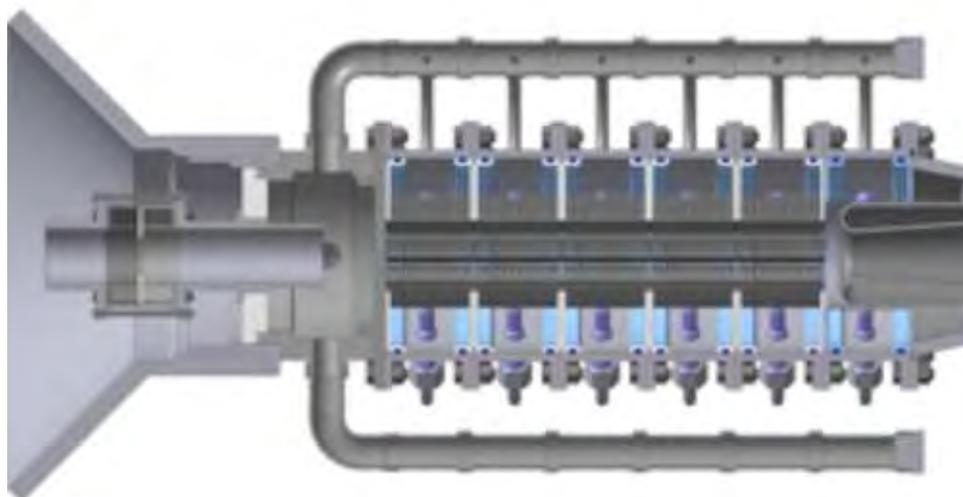


Рис. 1.6: Схема модельных установок второго поколения

Для исследования теплофизических процессов, протекающих вблизи входной поверхности сопла, при натекании потока газа на данную поверхность, разработан метод обращения направления теплового потока (нагретая стенка

- холодный поток) с использованием приемов электрокалориметрии. Метод электрокалориметрии заключается в подводе теплового потока к конструктивным элементам (например, к входной части утепленного сопла) с последующим его «снятием» набегающим потоком «холодного» газа [270]. Специализированные конструктивные элементы для измерения теплового потока (рис. 1.7) методом электрокалориметрии подробно описаны в [270].

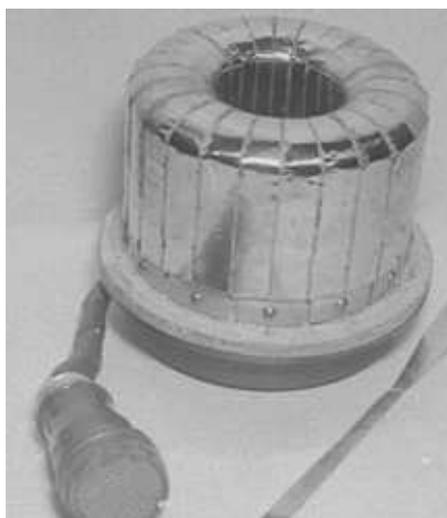


Рис. 1.7: Специализированные конструктивные элементы для измерения теплового потока [270]

В работах [7, 8] показано, что применение экспериментальных установок второго поколения позволило исследовать локальные особенности и интегральные параметры течений газа во внутренних трактах силовых энергетических установок различных конструктивных схем, в том числе подробно исследованы внутрикамерные процессы в поворотных утепленных соплах [270]. Также получены распределения внутрикамерных параметров в рабочих объемах ЭУ и визуализированы течения на поверхности утепленного соплового блока при повороте сопла и осевом радиальном смещении [41, 149, 209, 270].

Изучен процесс взаимодействия потока газа с торцевыми поверхностями заманжетных полостей, получены распределения внутрикамерных параметров. Характерные особенности течения газа в каналах различной конфигурации [7, 158, 270], в том числе и с имитацией вдува, представлены в виде экспериментальных распределений скоростных характеристик по длине каналов и по радиусу. Применение метода электрокалориметрии позволило получить экспериментальные распределения тепловых потоков в различных сечениях

и по образующей утопленного сопла.

Исследование течений рабочего газа в КС ЭУ с торцевым расположением массоподводящих поверхностей требовало существенного изменения конструкции экспериментальных установок [70–74, 84, 85, 89], что привело к разработке модельных стендов третьего поколения (рис. 1.8).

Конструкция таких стендов предусматривала использование пористого тела для имитации распределенного вдува с поверхности массоподвода, изменение длины предсоплового объема (для учета движения проницаемой поверхности подвода массы) и применение сопловых крышек реальных ЭУ. Для визуализации течений применялся метод саже-масленных картин [209], регистрировались изменения расходных характеристик и распределения статического давления.

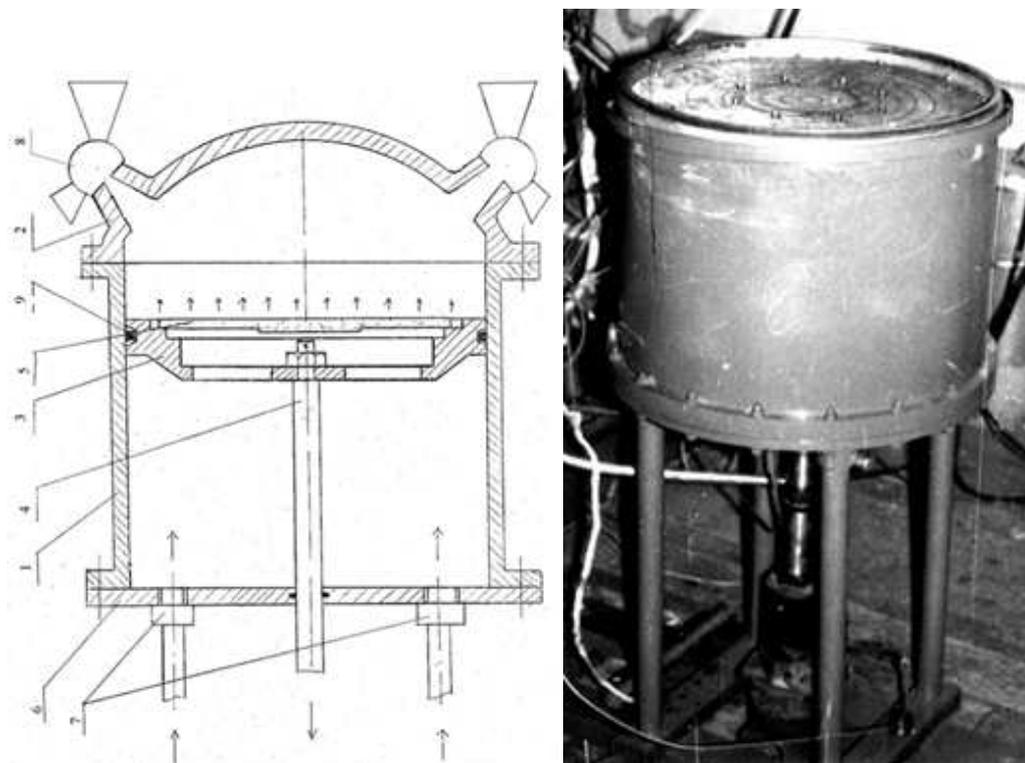


Рис. 1.8: Схема модельных установок третьего поколения

В целом, на экспериментальных установках первого, второго и третьего поколений, в результате подробных экспериментальных исследований, получены профили компонент скорости на выходе из проницаемых каналов с различной формой поперечного сечения и картины предельных линий тока на контактных непроницаемых поверхностях. Необходимо отметить, что измеряемые в результате стендовых исследований параметры (распределение

давлений, тепловых потоков в области сопла, расходные характеристики, визуализация) оставались практически неизменными во времени. Исследование влияния конструктивных изменений на малогабаритных модельных ЭУ затруднено из-за невыполнения условия подобия по числам Рейнольдса, времени работы (нестационарный режим) и с трудностью измерения требуемых параметров.

### 1.2.3 Исследования течений в каналах

Можно выделить отдельный цикл экспериментальных работ, посвященных исследованию течения газа в каналах различной формы. Так в работах [80, 99, 100, 126, 142, 157, 159, 239, 334] представлены обширные результаты экспериментов, направленных на изучение режимов течений в проточных каналах (в том числе и в каналах с массоподводом) различных форм поперечного сечения. Однако результаты, представленные в [334] характеризуются малыми числами Рейнольдса, соответствующими ламинарному режиму течения.

Вопросы организации течения газа в соплах различной конфигурации освещены в работах [143, 147, 172–178, 228, 259, 284, 311, 349, 386], где экспериментальные исследования газодинамики проводились на аэродинамических трубах. В работах [172, 180] экспериментально исследуются характеристики пространственных вихревых образований в до- и сверхзвуковом пространстве утолщенного сопла и их влияние на потери полного давления. В результате работы получены распределения полного давления по длине сопла и выявлена, но не описана, пространственная структура в створе сопла. В работе [180] исследованы процессы образования крупномасштабных структур в проточном тракте до и сверхзвуковой части, показано определяющее влияние скорости набегающего потока на интенсивность образования вихрей. Необходимо отметить, что экспериментальных данных о структуре потока в каналах со вдувом, имеющих сложную геометрию, недостаточно [143, 152, 250, 270, 333, 355, 368].

Известен ряд экспериментальных работ, посвященных изучению процессов горения горючих веществ [1, 96, 101, 138, 153, 183, 190, 246, 278]. Так в работе [153] приведена оригинальная методика оценки характеристик эрозионного

горения, позволяющая использовать для построения прогнозных характеристик работы ЭУ совместно данные стендовых испытаний и результаты численного эксперимента. Однако, предложенная в [153] методика не учитывает особенности организации внутрикамерных процессов в КС ЭУ. В работе [183] предложена, апробирована и верифицирована на экспериментальных данных оригинальная упрощенная математическая модель регулирования давления в КС при горении горбчих веществ. Показана частичная параметрическая инвариантность системы регулирования по отношению к динамическим свойствам ЭУ.

#### **1.2.4 Исследования процессов теплообмена**

Известен широкий ряд экспериментальных исследований процессов теплообмена в технических устройствах различной степени сложности [11, 98, 127, 129–131, 171, 182, 240, 242, 336, 338, 344, 352, 361, 363, 365, 366, 369, 371, 374, 376, 391, 395]. В данных работах приведены значительные объемы экспериментальных данных, а также аппроксимационные и критериальные зависимости, построенные на основе анализа экспериментальных данных. Так, теплофизические процессы, реализуемые при обтекании гладкой поверхности на участке завесы экспериментально изучены в работе [120], где, в частности, показана пропорциональность теплового потока безразмерной равновесной энтальпии. Однако, вопрос корректности и адекватности применения критериальных и аппроксимационных соотношений, полученных для иных технических устройств, при оценке интенсивности процессов теплопереноса в ЭУ, остается открытым.

Известен ряд работ по исследованию теплообменных процессов в струях [41, 149, 209, 293, 294]. В работах [52, 53, 55, 60, 149, 293, 294] рассмотрены вопросы теплообмена при струйном обтекании преграды при различных конфигурациях течений. В работах [139, 214, 222, 276, 320, 333, 377] приведены результаты экспериментальных исследований теплообмена и трения в пограничном слое несжимаемых сред, построено их обобщение. Показана потенциальная возможность применения полученных данных для оценки теплообмена в сжимаемом потоке.

Непосредственно процессы теплообмена в КС ЭУ экспериментально ис-

следуются на стендовых установках и модельных ЭУ различной конфигурации, либо на аналогичных объектах в соответствии с теорией подобия. В работе [139] приведены результаты экспериментального и численного исследования теплообмена в камерах сгорания вблизи каналов вдува, в присоединенных сдвиговых течениях. Численное исследование строится на основе теории турбулентного пограничного слоя. Проанализировано совместное влияние шероховатости и массообмена на трение и интегральные толщины пограничного слоя и теплофизические процессы в пограничном слое.

В работах [173–178, 306] получено распределение тепловых потоков по исследуемым поверхностям. Можно выделить отдельные работы, посвященные экспериментальному исследованию теплообменных процессов в трактах КСи струях [34, 172, 178, 270, 293], однако, применение полученных результатов для проектирования ЭУ затруднено в виду отсутствия эмпирических выражений и оценок корреляции полученных фактических значений к объектам с иными геометрическими и рабочими параметрами.

В работе [193, 308, 332] экспериментально выявлена оптимальная величина степени утопленности сопла на интегральные характеристики. В работе [189] приведены локальные распределения теплового потока по поверхностям центрального тела модельного линейного сопла внешнего расширения, полученные в результате экспериментального исследования теплообмена. Обобщение результатов экспериментов и разнообразие конструктивного оформления предсоплового объема не дают возможности выявить структуру потока, его взаимодействие с поверхностями. Не выяснено до сих пор влияние турбулентности на теплообмен в проточных трактах КС ЭУ [86]. Одним из возможных способов исследования, в настоящее время, является математическое моделирование внутрикамерных процессов с использованием современных инструментальных средств.

Необходимо отметить, что экспериментальные данные о теплообмене в ПО ЭУ для различных моментов времени работы установки на стационарном участке практически отсутствуют.

## 1.3 Теоретические исследования внутрикамерных процессов в ЭУ

Вышеописанные ограничения экспериментальных и модельных исследования обуславливают [111] активное использование математических моделей разной степени детализации для исследования внутрикамерных процессов в ЭУ.

Первые теоретические исследования процессов внутренней газодинамики, относящиеся к 20-50м гг XX столетия [252, 308] основывались на применении внутренней баллистики артиллерийских систем либо на использовании нульмерных и одномерных подходов к моделированию газодинамики. В работах [215, 226, 280] впервые представлены результаты применения методов вычислительной механики к исследованию внутрикамерных процессов в ЭУ.

Первое применение аппарата классической газовой динамики и математического моделирования для исследования рабочих процессов в КС ЭУ представлено в работах [264, 268, 383].

Интенсивное развитие вычислительной техники последних лет позволило применять для исследования процессов газодинамики и теплообмена в КС ЭУ методики вычислительного эксперимента. Математическое моделирование процессов внутренней газодинамики [31, 140, 201, 202, 205, 229, 230] позволяет не только получить более полные данные о полях газодинамических параметров в камере, но и выявить особенности турбулентного трехмерного потока продуктов сгорания в интересующих областях. Внутрикамерные процессы существенным образом определяются геометрическими характеристиками канала [1]. При этом, в процессе работы ЭУ, в том числе и на стационарном участке, происходит существенное изменение геометрии канала подвода массы. В литературе вопросы влияния изменения геометрии проницаемого канала на газодинамику камеры сгорания ЭУ изучены недостаточно. Математическое моделирование внутрикамерных процессов рассмотрено в [3, 5, 6], однако в них не изучены вопросы влияния изменения геометрии канала массоподвода на внутрикамерные процессы. В работе [296] на основе анализа факторов, влияющих на интегральные характеристики ЭУ, предложены зависимости для расчета рабочих интегральных характеристик силового агре-

гата.

Особенности применения вычислительного эксперимента для исследования внутрикамерных процессов в проточных трактах и застойных областях КС ЭУ описаны в работах [1–4, 6–10, 13, 24, 25, 27, 28, 57, 59, 65, 133–135, 140, 141, 144–146, 151, 153, 154, 156–162, 197, 198, 204, 216, 217, 221, 225, 226, 234, 243, 247, 267, 274, 285, 288, 289, 291, 321–323, 326, 334, 348, 351, 354, 362, 383, 385–387, 393], а методология применения инженерных методик при проектировании ЭУ описана в [6, 34, 76, 80, 105, 115, 118, 159, 178, 210, 236, 268, 322–324, 392].

Наиболее распространены два различных подхода к организации вычислительного эксперимента: использование собственного – авторского, оптимизированного под решаемые задачи программного кода [24, 25, 27, 28, 31, 80, 81, 83, 141, 154, 155, 199, 289, 291, 292, 322] и применение различных вычислительных программ и комплексов [34, 76, 77, 107, 186, 241], в том числе и с частичной адаптацией исходного кода используемых программ [35, 94, 109, 110, 112–114, 185, 196, 342], для моделирования физических процессов.

В [134, 168, 263, 286, 295] показано, что внутрикамерные процессы в ЭУ характеризуются как высокими значениями давлений в камере сгорания, так и большими скоростями рабочего газа. Общие требования к математической постановке задачи, а также обзор и анализ физико-математических моделей различной степени сложности, применительно к математическому моделированию внутрикамерных процессов, представлен в [114, 157, 159, 226, 264, 353] и основан на конечно-разностных или конечно-объемных методах решения уравнений в частных производных. Основные физические допущения, направленные на упрощение математической модели, описаны в [114, 226, 264]. При этом, вопросы построения упрощенных математических моделей, оценки их вычислительной эффективности и корректности использованных пренебрежений влиянием некоторых факторов, подробно рассмотрены в работе [114].

В работах [47, 181, 332] рассмотрены непосредственно вопросы моделирования и исследования внутрикамерных процессов в камере сгорания ЭУ. Особое внимание уделяется изучению особенностей течения потока рабочего газа в каналах подвода массы, которые представляются в рамках модели канала с проницаемой стенкой. Вопросы внутренней газодинамики органов управления, а также исследования струйных течений рассмотрены в [?, 14–23, 43, 44,

62, 69, 78, 90, 287, 290, 317, 317]. В работах [40, 164, 169, 219, 268, 288, 316] приведены результаты подробных исследований течений газа, реализующихся в цилиндрических каналах со вдувом, а работы [114, 157, 159, 226, 244, 264, 322, 328–331, 347, 353, 387] посвящены газодинамике течений с массоподводом в каналах сложных форм поперечного сечения.

Исследования вопросов влияния конструктивных параметров ЭУ с утолщенным соплом на интегральные характеристики и внутрикамерные процессы, в том числе и теплообмен, представлены в работах [77, 194, 269, 385, 386]. Вопросы влияния степени утолщенности сопла на теплообмен в камере сгорания установки с цилиндрическим каналом рассмотрены в работе [309].

Процессы разгара и горения горючих веществ сопряжены со сложностями математического описания процесса турбулентного переноса вблизи поверхности горения (фронта пламени), который необходим для выбора типа и конструктивных параметров внутренней теплозащиты [114, 226, 231, 264, 328, 329]. Данные физического и численного эксперимента при высоких скоростях вдува газа с поверхности массоподвода показывают, что существующее решение описывает распределение скорости в турбулентном режиме с достаточной точностью. В [264] приведен анализ движения вязкой несжимаемой жидкости между двумя параллельными пластинами с учетом вдува жидкости с одной из пластин. Получено точное решение данной задачи при использовании допущения о законах изменения компонентов скорости (продольной и поперечной) при сильном вдуве. Приведенное решение [264] может быть полезно при моделировании течений в канале с учетом массоподвода от горящих стенок.

Другой подход к моделированию распределенного вдува с поверхности массоподвода [114, 158, 159] предполагает применение модели слоистого течения для построения профиля продольной скорости и последующего расчета перепада давлений из оценки потерь импульса, обусловленных разгоном газа, поступающего с массоподводящей поверхности канала. Полученные с использованием второго подхода решения хорошо согласуются с экспериментальными данными [158, 159, 322, 330] и, как показано в [353], могут быть обобщены на случай течения вязкой несжимаемой жидкости.

Поскольку течения рабочего тела в трактах ЭУ характеризуются пространственностью, турбулентностью и сложностью учета взаимовлияния различных физических процессов друг на друга [158, 159, 226, 322, 323], оценка

внутрикамерных параметров течения ПС требует учета влияния турбулентности как на газодинамические характеристики, так и на процессы теплообмена. Широкий спектр исследований посвящен моделированию турбулентных и переходных процессов [10, 13, 27, 28, 34, 35, 37, 48–51, 53, 56, 57, 92, 108, 109, 112–118, 121, 122, 124–126, 132, 134–136, 239, 261, 313, 340, 343, 345, 350, 375, 378]. Опыт применения моделей турбулентности различной сложности представлен в работе [329], где показано, что представление среды в рамках модели идеальной жидкости некорректно для исследования турбулентных потоков. Согласно работе [353] использование невязкой постановки для моделирования газодинамики в каналах с быстроменяющейся геометрией массоподводящей поверхности недопустимо.

В работе [114] приведена оценка применимости полуэмпирической модели турбулентности для моделирования газодинамики в канале с двухсторонним вдувом, показана корректность модели для данной задачи. Однако, согласно [331], данная модель не дает адекватного результата для расчета параметров турбулентности в канале с односторонним вдувом, а величина ошибки вычисления интенсивности турбулентности течения вблизи непроницаемой стенки по [244] достигает 15%.

В работе [329] показано, что модели турбулентности третьего и четвертого порядка, применительно к задаче о течении газа в плоском канале с односторонним вдувом, позволяют получить корректные результаты. Кроме того, в [329] показано, что изменения скорости, в том числе пульсационные, слабо зависят от средних характеристик потока.

В работе [200] отмечено, что использование численно определенных интегральных параметров удобно при проведении инженерных расчётов. Методики расчёта интегральных параметров, основанные на использовании результатов физического и вычислительного экспериментов в КС ЭУ, приведены в работах [114, 115, 200, 218, 264, 280, 281]. В работе [218] рассмотрена проблема корректности постановки вычислительного эксперимента в проточных трактах ЭУ, предложено граничное условие квазистационарности внутрикамерного процесса. Полученные результаты сведены в единую методику оценки интегральных и внутрикамерных параметров.

Метод оценки коэффициента расхода сопла, предложенный Р. Е. Соркиным [280, 281], в настоящее время является удобным и востребованным те-

стом на корректность вычислительных схем. Вопросы применения основных положений данного метода, как и квазистационарной теории течения рабочего газа для моделирования газодинамики в ЭУ, а также аспекты использования современных возможностей вычислительной техники для прогнозирования интегральных параметров течения в камере сгорания рассмотрены в [112,113,224]. При этом, приведенные в [112,113] результаты моделирования внутрикамерных процессов принципиально позволяют решать задачу оптимизации конструкции элементов КС ЭУ, но без учета процессов теплообмена и, как следствие, без оценки параметров тепловой защиты конструктивных элементов.

Вопросы численного моделирования внутренней газодинамики в предсопловом объеме КС ЭУ, оснащенного утопленным соплом, в частности характерные особенности структуры потока и механизмы их формирования, рассмотрены в [34, 80, 105, 109, 118, 227, 292, 322, 323, 342], однако, оценки интенсивности теплофизических процессов в камере сгорания в данных работах отсутствуют.

Работа [152] содержит результаты численного моделирования течения гетерогенного рабочего тела (с включением в газовый поток твердых недеформируемых частиц при их последующей агломерации) в ЭУ с диафрагмой. В данной работе выявлено и показано влияние геометрии диафрагмы на распределение гетерогенных включений в виде твердых недеформируемых частиц и их агломераций в проточных трактах КС.

Поскольку режимы работы ряда конструктивных схем ЭУ предусматривают возникновение автоколебаний рабочих параметров, возможен переход автоколебаний в зону неустойчивости, а работы ЭУ в целом – к нерасчетному (нештатному) режиму. Исследованию непосредственно природы неустойчивости и развития акустических колебаний посвящены работы [12, 115, 134–136, 154, 155, 218, 286, 339, 348, 360, 373, 381, 383, 393, 394]. В данных работах приведены рекомендации по расчету режимов собственных колебаний и результаты анализа природы низкочастотных колебаний, нестационарных режимов горения горючих веществ и, в целом, модель учета влияния процессов, протекающих в фронте горения, на внутрикамерные процессы в ЭУ. Приводятся данные по влиянию вихревой динамики в каналах ЭУ на колебания давления. Однако, в работах [12, 115, 134–136, 154, 155, 218, 286, 339, 348, 360, 373, 381,

383, 393, 394] не содержатся зависимости, полезные для инженерной практики и практически отсутствуют данные о теплофизических процессах в трактах ЭУ, не представлены также и данные о связи газодинамической обстановки в камере сгорания ЭУ с внутрикамерными процессами, протекающими в ней.

Исследованию развития неустойчивости течений в камере сгорания посвящена работа [263], где, в частности, оценен вклад возмущений в процесс образования продольных волн давления. В работе [134] численно исследован процесс образования и развития неустойчивости в КС с последующим образованием акустических волн. В работе [286] показано, что неустойчивость рабочих процессов в ЭУ связана не только с нестационарностью процессов горения, но и с вихревой обстановкой в камере сгорания ЭУ, показано, что КС, по сути, представляет собой структуру из проточных и застойных зон с изменяющейся во времени геометрией.

Вопросы моделирования работы регулируемой ЭУ рассмотрены в [183], в частности приводятся результаты теоретического исследования эффективности метода регулирования давления в газогенераторах с высокими показателями степени в законе горения топливной смеси посредством изменения площади критического сечения выпускного газохода. Показано, что явления нестационарного горения могут быть аппроксимированы в рамках предложенной в [183] упрощенной численной модели, на основе проведенных исследований выработаны и представлены рекомендации по регулированию давления при работе установки на нестационарных режимах.

Оценка влияния возмущающих факторов на устойчивость работы регулируемой ЭУ представлена в [27], где отмечено, что необходимо учитывать воздействие возмущающих факторов, при их подчинении нормальному либо периодическому законам распределения, на начальных этапах работы силовой установки, где данные возмущения наиболее существенны. Также в [27] выявлены и приведены частоты периодических возмущений, приводящих к образованию в камере сгорания биений.

В работе [155] методом прямого численного моделирования получена оценка влияния акустической неустойчивости внутрикамерного процесса в ЭУ на прочность поверхности массоприхода. Исследованию акустических процессов в ЭУ различных конструктивных схем посвящены работы [135, 136, 154]. Данный класс работ направлен как на непосредственное исследование акустиче-

ской неустойчивости, очагов ее инициации и локализации, так и на исследование локальных особенностей течения в областях локализации акустических неустойчивостей. В работе [227] предложена методика расчета и визуализации пространственных турбулентных внутренних нестационарных течений, в том числе течений газа в массоподводящих каналах ЭУ. Показан ударно-волновой характер процессов, протекающих в камере сгорания на начальном этапе работы ЭУ. Но, результаты исследований теплофизических процессов в данной работе не приведены.

Согласно [3] предварительная оценка и последующий расчет тепловых потоков требует информации об особенностях организации процессов теплообмена в проточных трактах и застойных зонах энергетической установки. Методы проектирования ЭУ [1–3, 12, 252–254, 297, 298] предусматривают использование полуэмпирических и эмпирических соотношений и методик (в том числе критериальных уравнений) для оценки тепловых потоков с учетом динамических и теплофизических характеристик течения. Как правило, в инженерной практике, для расчета толщины теплозащитного покрытия рекомендуются критериальные уравнения Крауссольда [182, 298], Эккерта [12, 254, 265] и формулы Гухмана-Илюхина [3, 252, 253], Петухова-Кириллова [252–254], содержащие температурные градиенты. Однако вышеуказанные соотношения основаны на статистической обработке данных экспериментальных исследований процесса теплообмена на поверхности пластины, обтекания бесконечного цилиндра и процесса теплообмена вблизи стенок цилиндрических труб. При этом конструктивные особенности переднего и предсоплового объема и проточных трактов КС ЭУ существенно отличаются от вышеперечисленных объектов, а пространственность и турбулентность потока приводит к значительным расхождениям оценки тепловых потоков, выполненной с использованием уравнений [3, 12, 182, 252–254, 265, 298], от экспериментально и теоретически полученных значений [86, 105, 323, 324]. Поэтому задача уточнения области применения критериальных уравнений [3, 12, 182, 252–254, 265, 298] для оценки тепловых потоков в проточных трактах КС ЭУ с массоподводящими каналами различных форм поперечного сечения остается актуальной.

В [50, 128, 168, 264] приведены результаты решения задачи о течении продуктов сгорания и теплообмена в камере сгорания и соплах ЭУ в рамках квазиодномерного подхода. Для повышения точности расчета применены по-

правки на пространственность течения в виде учета коэффициента неравномерности профилей скорости. Однако, данный метод не обеспечивает требуемую точность прогнозирования интегральных параметров ЭУ и корректность моделирования внутрикамерных процессов в областях с ярко выраженными пространственными течениями [264].

В современных работах вопросы изучения процессов теплообмена, протекающие в проточных трактах и предсопловом объеме КС, освещены слабо [80, 105, 107, 117, 118, 270, 342]. Численно теплофизические процессы в проточных трактах КС ЭУ изучены в [34, 80, 105, 117, 118], но в данных работах отсутствуют критериальные соотношения либо какие-либо зависимости, полезные для инженерной практики. В работе [105] показана как трехмерность течения в предсопловом объеме и камере сгорания, так и необходимость уточнения известных методик расчета коэффициента конвективной теплоотдачи вблизи соплового дна.

В [3, 77, 115, 178, 194, 270, 298, 309, 324, 385, 386] представлены результаты численного исследования высокотемпературных течений рабочего газа в заманжетных полостях ЭУ, в частности, в данных работах показано, что в виду особенностей течений в заманжетной полости целесообразно использование дополнительной тепловой защиты конструктивных элементов, для чего требуется информация о газодинамической и теплофизической обстановке в заманжетной полости КС ЭУ.

Ряд критериальных зависимостей для определения числа Нуссельта в зонах топологических особенностей потока рабочего тела вблизи конструктивных элементов камеры сгорания, справедливых в узком диапазоне изменения внутрикамерных параметров для конкретных конструктивных схем ЭУ, приведен в [324].

Известны отдельные численные исследования лучистого теплообмена в камере сгорания с учетом гетерогенности рабочих сред [275], где показана несогласованность и низкая точность распространенных инженерных методик [200, 252, 298, 309] для оценки лучистого теплообмена в КС ЭУ.

Ряд работ посвящен комплексным исследованиям различных режимов работы ЭУ. Так, в [31] приведены результаты моделирования внутрикамерных процессов в ЭУ с момента срабатывания инициирующего устройства до выхода силового элемента на расчетный (стационарный) режим работы. Пока-

зано, что за счет изменения характеристик горючего вещества, форм канала массоподвода и расположения инициирующего устройства можно снизить интенсивность волновых колебаний в камере сгорания. В [249] предложена методика расчета рабочих параметров микроимпульсных ЭУ с учетом тепловых потерь, результаты решения сопряженной задачи теплообмена представлены в виде распределения коэффициента теплоотдачи по поверхности стенок камеры сгорания. Проведенная верификация расчетных данных с экспериментальными подтверждает корректность предложенного решения. Однако зависимости, полезные для инженерной практики, в данной работе не представлены.

На основании вышеизложенного, можно сделать вывод, что численные и экспериментальные исследования внутрикамерных процессов, в том числе процессов теплообмена, в проточных и застойных областях камеры сгорания ЭУ остаются недостаточно освещенными. При этом, вне зависимости от конструктивных особенностей энергетической установки, для оценки интенсивности тепловых потоков вблизи непроницаемых элементов конструкции камеры сгорания до настоящего времени используются такие эмпирические соотношения, как уравнение Крауссольда, Эккерта, формулы Гаухмана-Илюхина, Петухова-Кириллова.

Необходимо отметить, что для многовариантных расчетов на стадии эскизного проектирования ЭУ, как и для оптимизации существующих конструкций необходим универсальный по отношению к применяемой конструктивной схеме рассматриваемого исполнения ЭУ метод оценки теплового состояния конструктивных элементов.

Таким образом, вопросы учета предыстории потока, газодинамической и теплофизической обстановки в проточных трактах и застойных областях камеры сгорания, включая предсопловой объем, для адекватной оценки тепловых потоков вблизи стенок КС и поверхностей сопловых блоков остаются недостаточно изученными, а отсутствие обобщенного подхода к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы поперечного сечения с массоподводом является актуальной проблемой.

## 1.4 Выводы по главе 1

Диссертационное исследование направлено на решение проблемы разработки нового подхода к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы поперечного сечения с массоподводом, базирующегося на обобщении выявленных, локальных пространственно-временных зон повышенного теплообмена на непроницаемых поверхностях камеры сгорания и анализе их трансформации, для определения максимальных плотностей теплового потока.

Исследование проводится методами математического моделирования с применением возможностей современной вычислительной техники и включает многовариантное математическое моделирование процессов внутренней газодинамики и сопряженного теплообмена в КС на нестационарном, переходном и стационарном режимах работы. Также исследуется установление связи между конструктивными особенностями камеры сгорания ЭУ и характером процессов, протекающих в ней.

## Глава 2 Методы численного решения задач газодинамики и теплообмена в КС ЭУ

### 2.1 Физическая постановка сопряженной задачи теплообмена

Рассмотрим рабочие процессы, протекающие в камере сгорания силовой энергетической установки (рис. 2.1). Срабатывание устройства инициирования работы ЭУ – поз.1 на рис. 2.1 приводит к распространению волны горячих газов и мгновенному увеличению давления в камере сгорания [3, 5, 12, 28, 96, 166–168, 179, 200, 223, 225, 226, 245, 246, 264, 281, 297] (поз.2, рис. 2.1), при этом само устройство инициирования является объемным источником тепловыделения [28, 226, 281], что в совокупности приводит к инициации процесса горения горючего вещества (подвода массы через проницаемые каналы) [3, 28, 167, 223, 225, 226, 264, 281, 297].

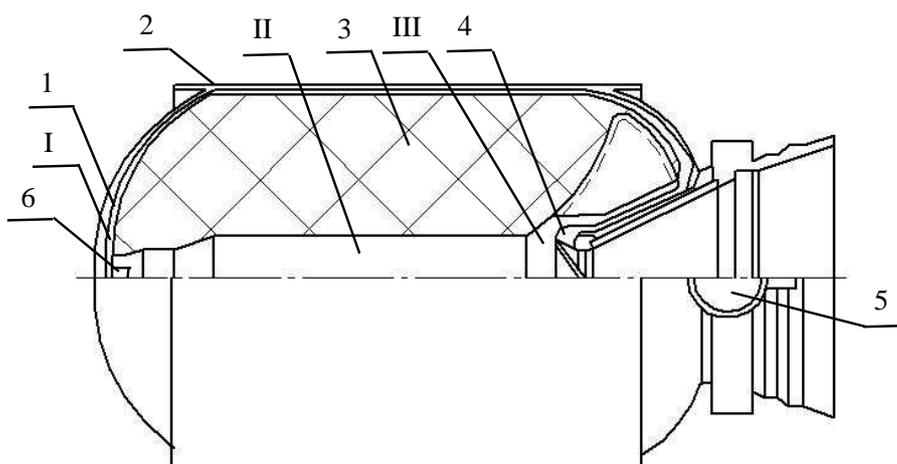


Рис. 2.1: Общая сехма КС ЭУ

В описанном выше случае в виду неоднородности распространения фронта пламени инициация подвода массы через проницаемые поверхности канала

характеризуется некоторой неоднородностью с одной стороны и малым временным промежутком [305,309] с другой. В общем случае процесс инициации работы ЭУ считается мгновенным [226], относится сугубо к участку заброса тяги ( $t_t$ , рис. 2.2) и не рассматривается в общей постановке исследований рабочих процессов в камере сгорания ЭУ.

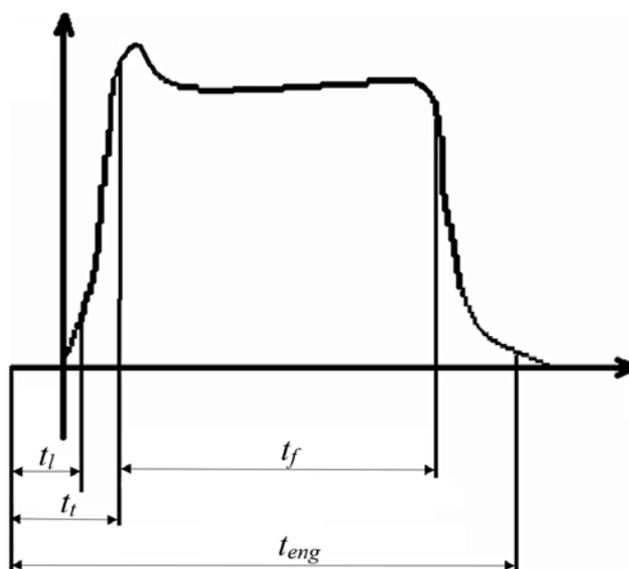


Рис. 2.2: Изменение давления в КС ЭУ во времени

Инициации рабочих процессов в ЭУ сопровождается дополнительным, вплоть до расчетных значений, ростом давления. Увеличение давления приводит к разрушению (вылету) заглушки (поз. 3, рис. 2.1), формированию струи в сопле (поз.4, рис. 2.1) силовой установки – то есть, к выходу энергетической установки на расчетный режим работы (участок 2, рис. 2.2). Работа КС ЭУ на расчетном режиме в упрощенной постановке [3, 226, 297] считается стационарной с точки зрения изменения интегральных характеристик и квазистационарной, с точки зрения реализуемых внутрикамерных процессов. Однако, стационарный или расчетный (он же квазистационарный) режим работы ЭУ характеризуется постоянно изменяющейся геометрией каналов массоподвода.

Распространенным [13, 25, 28, 74, 81, 84, 226, 268, 280, 281, 323, 324] является подход фиксации мгновенных изменений внутрикамерных параметров для некоторых положений массоподводящих каналов. Рассмотрим общую постановку задачи на примере квазистационарного подхода.

Рассматривается течение рабочего газа, поступающего с поверхности ка-

нала в проточные тракты камеры сгорания и отбирающихся через газоходы либо сопловые блоки. Обобщенный вид расчетной области показан на рисунке 2.1. При этом описание газодинамических и теплофизических процессов в КС строится на основе уравнений сохранения [2, 32, 56, 63, 124, 126, 137, 148, 203, 210, 211, 215, 216, 224, 226, 232, 267, 274, 280, 284, 302, 304, 306, 308], осредненных для разрешения турбулентных течений и пульсаций скоростей, а также на основе решения уравнения нестационарной теплопроводности [5, 6, 9, 12, 68, 91, 129–131, 141, 212, 213, 233, 234, 252–254, 311, 312]. Массоприход от поверхности проницаемых каналов неоднороден и нестационарен [246], но, в общем случае, может быть представлен распределенным и равномерным (средним) по всей площади поверхности массоподвода [100, 126, 131, 142, 145, 160, 163, 164, 243, 314] расходом, либо определен как нормальный к поверхности канала вдвух [108, 157, 159, 160]. При этом, рабочий газ является теплопроводным сжимаемым газом и имеет начальную температуру ( $T_0 = 2000 \div 3500$  К), равную температуре горения горючих веществ.

Поступающий из каналов массоподвода рабочий газ имеет высокую температуру, движется по каналу (поз 5., рис. 2.1) к соплу, при этом площадь поверхности подвода массы существенно превышает площадь выходного патрубка камеры сгорания (поз.6, рис. 2.1), что обуславливает разворот части потока рабочего газа в области сопловой крышки (поз.7, рис. 2.1), то есть, приводит к взаимодействию, в том числе и торможению, горячего (в ряде случаев гетерогенного) рабочего газа с сопловым днищем, что приводит к дополнительной интенсификации процессов теплообмена в области входа потока в сопло/газоход/патрубок.

Таким образом, исследование процесса теплообмена в камере сгорания требует обязательного учета газодинамической обстановки и характерных для данной конструкции камеры локальных особенностей потока рабочего газа. Следовательно, изучение рабочих процессов, протекающих в камере сгорания ЭУ, предполагает совместное исследование, включающее взаимовлияние, газодинамических и теплофизических процессов, то есть – одновременное решение нестационарных уравнений газовой динамики и теплопроводности.

## 2.2 Режимы работы ЭУ

Рабочие процессы, происходящие в проточных трактах силовой энергетической установки, как правило [3,226,297], изучают последовательно в рамках трех характерных периодов работы ЭУ (рис. 2.2):

1. Выход силового узла на рабочий режим  $t_t$ , этот режим включает время задержки инициации  $t_l$  и время воспламенения горючего вещества и заполнения свободного объема КС (время отсчитывается от момента подачи сигнала на иницирующее устройство).
2. Основной период работы КС  $t_f$ .
3. Спад давления  $t_m$ , наблюдающийся после сгорания основной части горючих веществ.

Тогда, полное время работы ЭУ  $t_{eng}$  можно определить как  $t_{eng} = t_t + t_l + t_f + t_m$ , что, вобщем случае, позволяет охарактеризовать рассматриваемый тип ЭУ как многорежимное устройство.

Однако, поскольку каждый из представленных выше режимов характеризуется различными процессами, описывать работу силовой энергетической установки на каждом из режимов целесообразно с использованием различных подходов. Так, при расчете рабочих процессов в период выхода КС УЭ на режим рассматриваются нестационарные уравнения внутренней газодинамики, включая уравнения акустики (для расчета волнового процесса на начальной стадии работы ЭУ), для описания течения рабочей газовой смеси, поступающей от устройства инициации и с поверхности канала массоподвода с учетом зажигания горючих веществ и начального прогрева элементов конструкции.

Для расчета основного периода, как правило [215, 226, 298], используется квазистационарный подход к описанию внутрикамерных процессов. Так, предварительно проводится геометрический расчет движения поверхности канала подвода массы. На основном участке при малых скоростях течения газа и малых изменениях давления по времени с достаточной точностью выполняется уравнение баланса массы [309], на этом участке давление определяется из решения системы уравнений ( $0 < e < e_0$ ):

$$\begin{cases} p = \left( \frac{k_u u_1 \rho_f s \beta}{F_*} \right)^{\frac{1}{1-\nu}}, \\ \frac{de}{dt} = k_u u_1 p^\nu. \end{cases}, \quad (2.1)$$

В случае  $S \approx S_{cp} = \frac{m}{\rho_f e_0} = \frac{\mu m_0}{\rho_f e_0}$  получим:

$$p \approx p_{cp} = \left( \frac{k_u u_1 \rho_f s_{cp} \beta}{F_*} \right)^{\frac{1}{1-\nu}}; \quad (2.2)$$

$$t_f = \frac{e_0}{k_u u_1 p_{cp}^\nu}; \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_{cp} = \frac{\mu m_0}{t}; \quad (2.4)$$

$$F_* = \frac{\mu m_0 \beta}{t_f p_{cp}}. \quad (2.5)$$

Интегральные силовые характеристики ЭУ изменяются вследствие изменения поверхности подвода массы и последующих отклонений параметров установки от номинальных. Относительный разброс давления или расхода

$$\frac{\nabla \dot{m}}{\dot{m}} \approx \frac{\nabla p}{p} \approx \pm \frac{1}{1-\nu} \sqrt{\left( \frac{\nabla u_1}{u_1} \right)^2 + (1-\nu)^2 \left( \frac{\nabla p_{sl}}{p} \right)^2 + (\alpha_p \nabla T_f)^2}. \quad (2.6)$$

Если термостатирования нет, то в  $\nabla T_f$  учитывается весь интервал температур в заданных условиях применения [309]. С учетом разбросов максимальное давление в КС равно:

$$p_{max} = p_N \left( \frac{S_{max}}{S_{cp}} \right)^{1/1-\nu} \left( 1 + \frac{\nabla p}{p} \right). \quad (2.7)$$

Дальнейшая детализация математической модели предполагает учет неоднородности скорости и деформаций канала массоподвода. Началом участка спада давления считается [226] момент, когда подвод массы с отдельного участка поверхности канала прекращается.

Таким образом, в общем случае, подробное математическое описание рабочих процессов, протекающих в ЭУ с единичным каналом подвода массы,

можно представить в виде следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho F)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U F) = \rho_f \Pi U_f; \\ \frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho F \left( e + \frac{1}{2} U^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho U F \left( h + \frac{U^2}{2} \right) \right] = \rho_f \Pi U_f \chi_k h_f; \\ p = \rho R T; \\ \frac{\partial F}{\partial t} = \Pi U_f, \\ U_f = U_{f1} p_f^\nu. \end{cases} \quad (2.8)$$

## 2.3 Физические особенности внутрикамерных процессов, протекающих в проточных трактах КС ЭУ

Согласно [226] внутрикамерные процессы в ЭУ представляют собой совокупность следующих взаимовлияющих друг на друга физических процессов:

- срабатывание инициирующего устройства;
- распространение рабочего газа по КС ЭУ;
- теплопередача от рабочего газа к горючему веществу;
- воспламенение горючего вещества;
- нестационарный подвод массы в каналы подачи;
- квазистационарный участок работы КС ЭУ;
- газоструктурное взаимодействие рабочего газа с корпусом ЭУ и каналом подвода массы (с учетом обратного воздействия деформаций корпуса на внутрикамерные процессы);
- изменение геометрии внутрикамерного объема ЭУ.

Обобщение всех физических процессов, протекающих в КС при работе ЭУ, в рамках единой математической модели в настоящее время остаётся крайне затруднительным [13, 226] и, в большинстве случаев, не целесообразно. В виду

чего, на практике [226] принято рассматривать внутрикамерные процессы, как самостоятельные процессы. Так, выделяют следующие распространенные способы формирования математических моделей для описания совокупности внутрикамерных процессов:

- Инициация работы ЭУ.
- Внутрикамерные процессы на нестационарных и переходных режимах работы ЭУ, в том числе при нестационарном подводе массы.
- Внутренняя газодинамика и теплообмен КС ЭУ при работе силовой установки на стационарном участке.
- НДС канала подвода массы и корпуса ЭУ.

Вопросы инициации ЭУ, НДС канала и корпуса, а также процессов нештатно-останова ЭУ выходят за рамки сформулированных задач исследования и далее не рассматриваются. Внутрикамерные процессы, протекающие как на нестационарном, так и на стационарном участках работы ЭУ представляют собой совокупность газодинамических, теплофизических, эрозионных, акустических процессов в сочетании с процессами горения. При этом, максимальное давление рабочего газа в камере находится в пределах  $4 \div 15$  МПа [297,298] при температуре порядка  $1500 \div 3500$  К, при этом, скорость рабочего газа, поступающего с поверхностей подвода массы, при ее оценке по соотношению (2.8), составляет более 40 м/с. Взаимовлияние указанных выше факторов приводит к существенной интенсификации теплообмена [12,252] в проточных трактах КС ЭУ. Анализ теплового состояния основных конструктивных элементов ЭУ показывает, что удельные тепловые потоки к ним могут достигать  $(20 \div 116) \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>.

Таким образом, течение газа в проточных трактах КС ЭУ, вне зависимости от режима работы силовой установки, характеризуется высокой интенсивностью тепловых потоков, при скоростях течения более  $0.4M$ . Соответственно, математическое описание газодинамических процессов, протекающих в проточных трактах КС должно строиться с учетом теплопроводности и сжимаемости рабочего газа.

При математическом описании внутрикамерных процессов в ЭУ используются следующие допущения:

1. Допущение о свойствах рабочего газа в КС ЭУ.

Газовая смесь считается гомогенизированной и изотропной.

2. Допущения об учете химических реакций.

В рамках формируемой математической модели внутрикамерных процессов, протекающих в проточных трактах ЭУ при его работе на стационарных, переходных и на нерасчетных режимах, химическая кинетика, непосредственный процесс горения топливного вещества и процессы абляции ТЗМ не учитываются.

3. Допущения об отсутствии деформаций корпуса и канала подвода массы.

НДС корпуса и канала подвода массы не учитывается, а прочность ЭУ считается достаточной и обоснованной. Вследствие чего деформации конструктивных элементов силовой установки, его корпуса и канала массоподвода полагаются пренебрежительно малыми.

4. Допущения о характере горения топливного вещества.

Процесс горения не учитывается и заменяется распределенным вдувом. Перемещение поверхности подвода массы считается равномерным и определяется согласно закону вида  $u(p) = u_1 \left(\frac{p}{p_0}\right)^\nu$  при  $p_0 = 1$  Па. Скорость вдува с поверхностей массоподвода рассчитывается как  $\rho_f u_f = \rho_g U_g$ .

5. Допущения о гладкости поверхности стенок.

Микрорельеф поверхности стенок рассматриваемых областей не учитывается.

6. Допущение о конструкции стенок КС.

Рассматривается многослойная конструкция стенок КС (рис. 2.3), состоящая из слоя ТЗП (в области взаимодействия с потоком ПС) и слоя металла (в области контакта корпуса ЭУ с окружающей средой).

7. Допущение о типе применяемых ТЗП.

Рассматриваются неразрушаемые «барьерные» теплозащитные покрытия из тугоплавких [166, 167, 297, 298] неустойчивых теплозащитных мате-

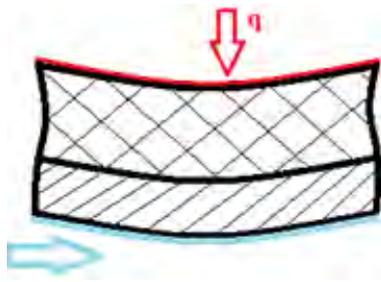


Рис. 2.3: Схема двухслойной стенки КС: красная линия – область контакта с рабочим газом (граница ПС/ТЗП); голубая линия – внешняя стенка КС.

риалов. То есть процесс теплосъема за счет абляции ТЗМ и коксования ТЗП не рассматриваются.

8. Допущение о характере теплообмена внешней поверхности последнего слоя конструкции корпуса установки с окружающей средой.

Для описания процесса теплообмена между внешней стенкой камеры сгорания и окружающей средой применяется модель естественной конвекции, отвечающая условиям испытаний энергетических установок на стенде [309]. То есть влияние внешней аэродинамики, в том числе аэродинамического конвективного нагрева корпуса, переизлучения стенок и т.д., как и влияние изменения внешних условий конвекции на реализуемый тепловой режим не учитывается.

Температура окружающей среды считается постоянной и определена в соответствии с температурой воздуха при стендовых испытаниях (300 К) [207, 208], а коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  определяется согласно [309].

Рассматривается течение рабочего газа в проточных трактах КС ЭУ. Обобщенная рабочая область представлена на рис. 2.4. Начало системы координат располагается на входной границе расчетной области. Положительный отсчет координаты ведется в сторону направления течения газа. Окружающая среда имеет температуру  $T_a$  и давление  $p_a$ .

Тогда течение рабочего газа в проточных трактах КС с учетом сформулированных допущений может быть описано в рамках модели вязкого сжимаемого теплопроводного газа системой уравнений (2.9)

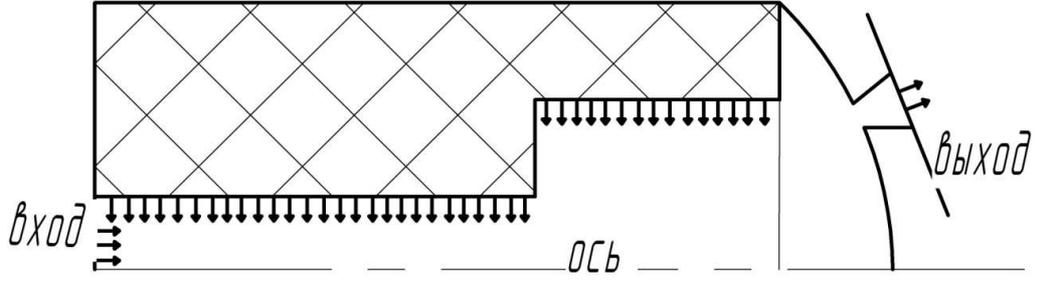


Рис. 2.4: Обобщенная расчетная область

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{U} = 0, \\ \rho \frac{d\vec{U}}{dt} = \rho \vec{F} - \nabla p + \nabla \cdot P, \\ \rho \frac{d}{dt} \left( c_v T + \frac{\vec{U}^2}{2} \right) = \rho \vec{F} \vec{U} + \nabla \cdot (P \vec{U}) + \nabla \cdot \vec{q}, \\ p = \rho R T, \\ \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \lambda \nabla T. \end{cases} \quad (2.9)$$

В процессе работы ЭУ в проточных трактах камеры реализуется турбулентный ( $Re \leq 10^5$ ) режим течения, вследствие чего целесообразно учитывать влияние турбулентности для чего производится осреднение исходной системы уравнений. Для построения осредненных форм уравнений сохранения систему уравнений (2.9) удобно представить в дивергентном виде:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i}{\partial x_i} = 0, \\ \frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i U_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) + F_i, \\ \frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial \rho E U_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p U_j}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial q_j}{\partial x_j} + F_i U_i, \\ p = \rho R T, \\ \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial T}{\partial x_i}. \end{cases} \quad (2.10)$$

Осреднение исходной системы уравнений (2.10) будем производить по Фавру [346], путем перехода к суммированию осредненных и пульсационных параметров, как  $\Psi = \tilde{\Psi} + \Psi''$  ( $\tilde{\Psi} = \overline{\rho \Psi} / \bar{\rho}$ ,  $\overline{\rho \Psi}$ ,  $\bar{\rho}$  - осредненные по Рейнольдсу параметры). Тогда, осредненная система уравнений примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i}{\partial x_i} = 0, \\ \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i \tilde{U}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{\tau}_{ij} + \tilde{\tau}_{tij}) + \bar{F}_i, \\ \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{E}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{E} \tilde{U}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tilde{U}_i (\tilde{\tau}_{ij} + \tilde{\tau}_{tij})] + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{q}_j + \bar{q}_{tj}) + \bar{F}_j \tilde{U}_j \\ \bar{p} = \bar{\rho} R \tilde{T}, \\ \bar{\rho} c \frac{\partial \tilde{T}}{\partial t} = \lambda \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_i}. \end{array} \right. \quad (2.11)$$

Осредненная система уравнений (2.11) ввиду увеличения числа неизвестных теряет замкнутость. В силу чего, а также для определения ряда новых переменных, требуется введение дополнительных уравнений, определяющих турбулентные параметры, в частности - турбулентную вязкость. Способы замыкания осредненной системы уравнений определяются используемой моделью турбулентности. При моделировании внутренних течений ПС будет применяться двухзонная модель турбулентности Ментера [359], определенная как:

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1, \omega, S F_2)}, \quad (2.12)$$

$$\nu_t = \mu_t / \rho, \quad (2.13)$$

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4), \quad (2.14)$$

$$\arg_1 = \min \left( \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{C D_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right), \quad (2.15)$$

$$C D_{k\omega} = \max \left( 2 \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \cdot 10^{-10} \right), \quad (2.16)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2), \quad (2.17)$$

$$\arg_2 = \max \left( \frac{2 \sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \mu_t = \rho k / \omega. \quad (2.18)$$

В общем случае граничные условия определяются следующим образом:

- на массоподводящих поверхностях канала выставляются граничные условия нормального вдува ( $G = G_{in}(t), p = p_{in}(t), T = T_{in}, Tu = \frac{u}{U} =$

$0.0037$ ,  $k = \frac{3}{2}Tu^2U^2$ ,  $\varepsilon = \rho C_\mu \frac{K^2}{\mu_t}$ ,  $\mu_t = 1000 \cdot Tu \cdot \mu$ ), скорость перемещения поверхностей массоподвода определяется из степенного закона;

- Торцевые поверхности каналов массоподвода со стороны предположенного объема полагаются непроницаемыми ( $U = V = W = 0$ ).
- На выходной границе ставятся неотражающие граничные условия.
- На границах сопряжения ставятся граничные условия IV рода ( $-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial \mathbf{n}}$ ,  $T_1 = T_2$ );
- На внешних границах КС задаются условия свободной конвекции ( $-\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_2 - T_0)$ ).

В соответствии с [309] расчет коэффициента теплоотдачи для свободной конвекции на внешней поверхности стенок КС производится на основании критериальной зависимости вида  $Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^b$ , где параметры числа Грасгофа определены исходя из условий работы конкретной энергетической установки.

Исследование внутрикамерных процессов на расчетном режиме работы установки производится в рамках двух постановок: квазистационарной для некоторого набора мгновенных положений поверхностей массоподвода (без учета их движения и для фиксированных значений газодинамических параметров на поверхностях вдува рабочего газа) и в нестационарной постановке при учете перемещения поверхности подвода массы по заданному степенному закону.

### **Квазистационарная постановка**

В общем случае, математическую постановку задач исследования в рамках квазистационарного подхода можно определить как численное моделирование стационарного течения вязкого сжимаемого теплопроводного газа, подчиняющегося уравнению состояния Менделеева-Клапейрона [232], в каналах сложной геометрии. Тогда система уравнений (2.9) примет вид (2.19).

$$\left\{ \begin{array}{l} \nabla \cdot \rho \vec{U} = 0, \\ \frac{d\vec{U}}{dt} + \frac{1}{\rho} \nabla p = 0, \\ \frac{dH}{dt} = 0, \\ H = h + \frac{U^2}{2}, \\ \frac{ds}{dt} = 0. \\ \nabla \lambda \nabla T = 0. \end{array} \right. \quad (2.19)$$

В этом случае, граничные условия определяются аналогично вышеописанному общему случаю.

Температура рабочего газа на поверхности массоподвода изменяется в диапазоне (600 – 3200 К), а теплофизические характеристики и коэффициенты вязкости газа являются функцией температуры [2]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu = \mu(T), \\ \lambda = \lambda(T), \\ c = c(T). \end{array} \right. \quad (2.20)$$

### **Нестационарная постановка**

Исследование внутренней газодинамики и теплофизических процессов в камере сгорания ЭУ при его работе на переходных режимах строится строго в рамках нестационарной постановки. Математическую постановку задач исследования в рамках нестационарного подхода можно определить как численное моделирование нестационарного течения вязкого сжимаемого теплопроводного газа в каналах сложной геометрии (2.3).

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{U} = 0, \\ \rho \frac{d\vec{U}}{dt} = \rho \vec{F} - \nabla p + \nabla \cdot P, \\ \rho \frac{d}{dt} \left( c_v T + \frac{\vec{U}^2}{2} \right) = \rho \vec{F} \vec{U} + \nabla \cdot (P \vec{U}) + \nabla \cdot \vec{q}, \\ p = \rho R T, \\ \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \lambda \nabla T, \\ W \frac{d\rho}{dt} = S \rho_f u_f - G - S \rho \vec{U}. \end{array} \right. \quad (2.21)$$

В этом случае, начальные и граничные условия, сформулированные для общего случая, дополняются следующим условием:

- поверхность массоподвода – поверхность, на которой ставятся граничные условия распределенного вдува:  $T = T_{in}$ ;  $U(x) = U_{in}(x, t)$ ,  $\frac{de}{dt} = u_1 p^\nu$ ;

## 2.4 Подходы к математическому моделированию внутрикамерных процессов

Существуют различные подходы [226] к моделированию внутрикамерных процессов относительно их представления по пространству. В инженерной практике, как и при исследовании процессов инициации, принудительного останова и неустойчивостей работы ЭУ остается распространенным применение нульмерных [3, 130, 148, 232, 304] и одномерных [226, 298] подходов. Течение рабочего газа в цилиндрических каналах с проницаемыми стенками и соплах, в общем случае, разрешают с использованием осесимметричных моделей [122, 128].

При этом, моделирование внутрикамерных процессов в рамках нульмерного подхода не позволяет учитывать влияние и изменения скоростей движущегося газа, а также исследовать локальное изменение теплофизических и газодинамических параметров газового потока по пространственным переменным. Построение математической модели в этом случае строится на основании интегрального распределения исследуемых параметров потока по длине рассматриваемой области [168, 187] и, в общем случае, определяется системой уравнений (2.22).

Такой метод формирования математического описания внутрикамерных процессов (2.22) обуславливает ограниченную возможность практического применения данной постановки для расчета рабочих параметров и газодинамических характеристик потока в КС ЭУ. Однако, в работе [226] приведены согласующиеся с экспериментальными данные, полученные в рамках нульмерного подхода.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{d\rho W}{dt} = G^{ig} + \sum_{i=1}^N G_i^f - G_i^n, \\
 \frac{d\rho^v \alpha W}{dt} = G^{ig} - \alpha^{ig} \cdot G^{nz}, \\
 \frac{d\rho^f \alpha_i W}{dt} = G^f - \alpha_i^f \cdot G^f, i = 1, \dots, N, \\
 \frac{d\rho \gamma W}{dt} = \gamma^{ig} G^{ig} + \sum_{i=1}^N G_i^f \gamma_i^f - \gamma \cdot G^{nz}, \\
 \frac{d\rho W E}{dt} = G^{ig} \cdot H^{ig} + \sum_{i=1}^N G_i^f \cdot H_i^f - k \cdot G^{ig} \cdot E + \\
 + \Phi^0(t, \alpha^{ig}, \alpha_i^f, \dots, \alpha_i^f, \dots, \alpha_N^f, \gamma, E, T) - Q, \\
 \alpha^{ig} + \sum_{i=1}^N \alpha_i^f + \alpha = 1, \\
 p = \rho (k - 1) E (1 - \nu), \\
 k = c_p / c_v, \\
 T = E / c_v, \\
 c_p = c_p^{ig} \cdot \alpha^{ig} (1 - \gamma^{ig}) + \sum_{i=1}^N c_{pi}^f \cdot \alpha_i^f (1 - \gamma_i^f), \\
 c_v = c_v^{ig} \cdot \alpha (1 - \gamma^{ig}) + \sum_{i=1}^N c_{vi}^f \alpha_i^f (1 - \gamma_i^f).
 \end{array} \right. \quad (2.22)$$

В работах [226, 298] приведены результаты исследования внутрикамерных процессов в рамках одномерной постановки. В этом случае исследуется изменение газодинамических и теплофизических параметров только по одному направлению, например, по длине сопла или канала [280] и описывается системой уравнений (2.23).

$$\left\{ \begin{array}{l}
\frac{\partial}{\partial t} \rho F + \frac{\partial}{\partial x} \rho F U = \rho^{ig} U^{ig} h^{ig} + \sum_{i=1}^N \rho_i^f U_i^f h_i - G_1, \\
\frac{\partial}{\partial t} \rho F \cdot \alpha^{ig} + \frac{\partial}{\partial x} \rho F U \cdot \alpha^{ig} = \rho^{ig} U^{ig} h^{ig} - G_1 \cdot \alpha^{ig}, \\
\frac{\partial}{\partial t} \rho G^f \alpha_i + \frac{\partial}{\partial x} \rho F U \cdot \alpha_i^f = \rho_i^f U_i^f h_i - G_1 \cdot \alpha_i^f, i = 1, \dots, N, \\
\frac{\partial}{\partial t} \rho F \gamma + \frac{\partial}{\partial x} \rho F U \cdot \gamma = \rho^{ig} U^{ig} h^{ig} \gamma^{ig} + \sum_{i=1}^N \rho_i^f U_i^f h_i \gamma^f - G_1 \gamma, \\
\frac{\partial}{\partial t} \rho F U + \frac{\partial}{\partial x} \rho F U^2 + F \frac{\partial p}{\partial x} = \tau - G_1 \cdot U, \\
\frac{\partial}{\partial t} \rho F E + \frac{\partial}{\partial x} \rho F (E + p/\rho) U = \rho^{ig} U^{ig} h^{ig} H^{ig} + \sum_{i=1}^N \rho_i^f U_i^f H_i^f - G_1 E + Q + \\
+ \Phi^1 (t, p, E, \alpha^{ig}, \alpha_1, \dots, \alpha_i, \dots, \alpha_N, \gamma), \\
\alpha^{ig} + \sum_{i=1}^N \alpha_i^f + \alpha = 1, \\
p = \rho (k - 1) (E - \frac{1}{2} u^2) (1 - \gamma), \\
k = c_p / c_v, \\
T = (E - \frac{1}{2} U^2) / c_v, \\
c_p = c_p^{ig} \cdot \alpha^{ig} (1 - \gamma^{ig}) + \sum_{i=1}^N c_{pi}^f \alpha_i^f (1 - \gamma_i^f) + c_p \cdot \alpha, \\
c_v = c_v^{ig} \cdot \alpha^{ig} (1 - \gamma^{ig}) + \sum_{i=1}^N c_{vi}^f \alpha_i^f (1 - \gamma_i^f) + c_v \cdot \alpha.
\end{array} \right. \quad (2.23)$$

К достоинствам данного метода, безусловно, относится относительная простота реализации и повышенная, по сравнению с нульмерной постановкой (2.8), точность разрешения течений [12, 166, 226]. Внутрикамерные процессы в ЭУ возможно корректно описывать в рамках одномерного представления (2.23) для таких каналов и трактов КС, как цилиндрический массоподводящий канал для гомогенного рабочего газа, газодинамика цилиндрических односопловых КС с массоподводящими каналами простых форм поперечного сечения. В работе [226] рассмотрены отдельные конструктивные исключения, для которых результаты исследования течения в рамках одномерной постановки корректно применены к газодинамическим течениям с неравномерным распределением исследуемых внутрикамерных параметров по поперечному сечению расчетной области. Однако, в целом, применение одномерной поста-

новки к описанию внутрикамерных процессов в ЭУ не позволяет корректно разрешить реализуемые в камере течения рабочего газа [226] и, соответственно, оценить тепловые потоки. Данный подход также не применим для каналов со сложной формой поперечного сечения.

Другим распространенным подходом к описанию течений газа в каналах КС ЭУ является применение осесимметричной [80] и плоской [226] постановок. Математическое описание двумерного подхода [124, 128, 148, 274, 304], в общем случае определяется системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial r^\phi \rho}{\partial t} + \operatorname{div} \left( \rho r^\phi \vec{W} \right) = \sum_{i=1}^N G_i, \\ \frac{\partial r^\phi \rho U}{\partial t} + \operatorname{div} \left( \rho r^\phi \cdot U \cdot \vec{W} \right) + r^\phi \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \\ \frac{\partial r^\phi \rho V}{\partial t} + \operatorname{div} \left( \rho r^\phi \cdot V \cdot \vec{W} \right) + r^\phi \frac{\partial p}{\partial r} = 0, \\ \frac{\partial r^\phi \rho E}{\partial t} + \operatorname{div} \left( \rho r^\phi (E + p/\rho) \vec{W} \right) = \sum_{i=1}^N G_i \cdot H_i + \\ + \Phi(t, \alpha_1, \dots, \alpha_i, \dots, \alpha_N, \gamma, E, p), \\ \vec{W} = U \cdot \vec{i} + V \cdot \vec{j}, \\ \sum_{i=1}^N \alpha_i + \alpha = 1, \\ p = \rho(k - 1) \left( E - \frac{1}{2}(U^2 + V^2) \right) (1 - \gamma), \\ k = c_p/c_v, \\ T = E/C_v, \\ c_p = \sum_{i=1}^N c_{pi} \cdot \alpha_i (1 - \gamma_i) + c_p \cdot \alpha, \\ c_v = \sum_{i=1}^N c_{vi} \cdot \alpha_i (1 - \gamma_i) + c_v \cdot \alpha, \end{array} \right. \quad (2.24)$$

где

$$\phi = \begin{cases} 1 - \text{осесимметричная постановка;} \\ 2 - \text{двумерная (плоская) постановка.} \end{cases}$$

В рамках осесимметричной постановки (2.24,  $\phi = 1$ ) удобно исследовать течения в осесимметричных областях КС, например в цилиндрических каналах, в сборке наборных цилиндрических каналов, а также в соплах различных конфигураций. Согласно [80, 292], применение осесимметричной постановки

для расчета газодинамики осесимметричного канала позволяет получить хорошее согласование с экспериментальными данными.

Использование плоской (двумерной) постановки (2.24,  $\phi = 2$ ) для исследования внутрикамерных процессов в РКС ЭУ допустимо и целесообразно [226] только для расчета течений в узких областях (щелевые пропилы различной конфигурации), то есть в областях с преобладающим течением в одном направлении.

Наиболее вычислительно затратным с одной стороны и корректным к описываемым процессам, с другой, является пространственный (многомерный) подход, предполагающий использование полной математической постановки по пространству, при применении некоторых геометрических допущений. Известны математические модели [13, 112–114, 114, 226, 280, 281] внутрикамерных процессов в ЭУ, учитывающие пространственность течений в КС:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho U) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho W) = 0, \\ \frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho U + p - \sigma_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho UV - \tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho UW - \tau_{xz}) = 0, \\ \frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho UV - \tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V^2 + p - \sigma_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho VW - \tau_{yz}) = 0, \\ \frac{\partial(\rho W)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho UW - \tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho VW - \tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho W^2 + p - \sigma_z) = 0, \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x} [U \rho E + U p - U \sigma_x - V \tau_{xy} - W \tau_{xz} - \lambda \frac{\partial T}{\partial x}] + \\ + \frac{\partial}{\partial x} [V \rho E + V p - U \tau_{xy} - V \sigma_y - W \tau_{yz} - \lambda \frac{\partial T}{\partial y}] + \\ + \frac{\partial}{\partial z} [W \rho E + W p - U \tau_{xz} - V \tau_{yz} - W \sigma_z - \lambda \frac{\partial T}{\partial z}] = 0, \\ k = c_p / c_v, \\ \vec{q} = -\lambda \nabla T, \\ \lambda = \lambda_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^n. \end{array} \right. \quad (2.25)$$

Применение пространственного подхода (2.25) к описанию внутрикамерных процессов [4, 5, 10, 13, 24, 34, 35, 37, 58, 65, 74, 76, 77, 83, 84, 86, 107–110, 117, 118, 385, 386] позволяет выявить и проанализировать взаимовлияние разнонаправленных газовых течений, формируемых как воспламенителем, так и сложной геометрией каналов массоподвода, а также исследовать и их влияние на конфигурацию тепловых потоков в камере сгорания ЭУ.

## 2.5 Методы приближенного решения многомерной сопряженной задачи теплообмена

Процессы газовой динамики и теплообмена, в том числе и сопряженные процессы, описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных второго порядка, которая, в настоящее время, для сжимаемых течений не имеет аналитического решения. В силу чего необходимо применение приближенных методов решения, предполагающих переход от исходных нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных к дискретным аналогам с последующим переходом к системе линейных алгебраических уравнений.

Из наиболее распространенных методов дискретизации необходимо отметить методы конечных разностей [319, 325, 327, 372] и граничных элементов [66], метод конечных элементов [104, 325, 367, 372], метод крупных частиц [13, 63, 64], метод контрольных объемов [13, 255, 325, 327, 372] и его модификации – метод Годунова [137, 289, 291].

Метод конечных разностей предполагает переход от производных в исходной системе дифференциальных уравнений к их разностным аппроксимациям. Данный метод характеризуется быстрой сходимостью для простых областей [272] с одной стороны, и высокой чувствительностью к качеству сеточного разрешения расчетной области и оптимальности построенной расчетной схемы, с другой. В виду чего, для исследования нестационарных трехмерных процессов газодинамики и теплообмена данный метод применяется редко.

Метод граничных элементов имеет ограниченную применимость и корректно разрешает только потенциальные течения [66]. В общем случае внутрикамерные процессы в КС ЭУ не могут быть описаны в рамках модели потенциального течения [12, 13, 124, 226], поэтому далее этот метод рассматриваться не будет.

Метод крупных частиц [64] является развитием метода частиц Харлоу. Данный метод представляет собой последовательные переходы от Эйлера к Лагранжу и обратно. То есть, непрерывная среда представляется набором неподвижных элементов – узлов расчетной сетки, пространство между которыми аппроксимируется набором независимых ячеек -

частиц жидкости (газа). Данный метод, с одной стороны, является аналогом экспериментальных исследований и позволяет исследовать физический процесс движения лагранжевой частицы в «реальном» времени. С другой стороны, несмотря на высокую точность разрешения разрывов (в том числе узких слоев смешения) в рамках внешнего обтекания [13, 24], применение данного метода для расчета газодинамических течений с разрывами и топологическими особенностями является затруднительным [64]. Кроме того, при наличии больших градиентов газодинамических параметров течения для обеспечения устойчивости расчетного алгоритма требуется введение искусственной вязкости [24].

Метод конечных элементов предполагает дискретизацию рассматриваемой области набором конечных подобластей – конечных элементов, при этом производится переход от искомым зависимых переменных к их аппроксимациям полиномами на каждом введенном элементе разбиения. Система аппроксимационных зависимостей формирует единый эквивалентный численный аналог рассматриваемой области, то есть непрерывная область дискретизируется кусочными профилями. Одним из наиболее распространенных подходов обеспечения заданной точности метода конечных элементов является дополнение расчётной схемы различными методами взвешенных невязок [248]. Данный метод успешно применяется для задач механики деформируемого твердого тела, однако, согласно [13] метод теряет устойчивость, а решение – сходимость, при численном разрешении разрывных течений.

Наиболее распространённым и корректным для разрешения течений газа (как внутренних, так и внешних), является метод контрольных объемов [325, 327, 337, 372, 384].

## **Метод контрольных объемов**

Метод контрольных объемов является сеточным методом решения нелинейных уравнений частных производных, и его применение требует обязательной пространственной дискретизации расчетной области - то есть разрешения исследуемой области расчетной сеткой с заданной плотностью. В этом случае элементы пространственной расчетной сетки (конечные или контрольные объемы) могут иметь форму различных непересекающихся друг с другом

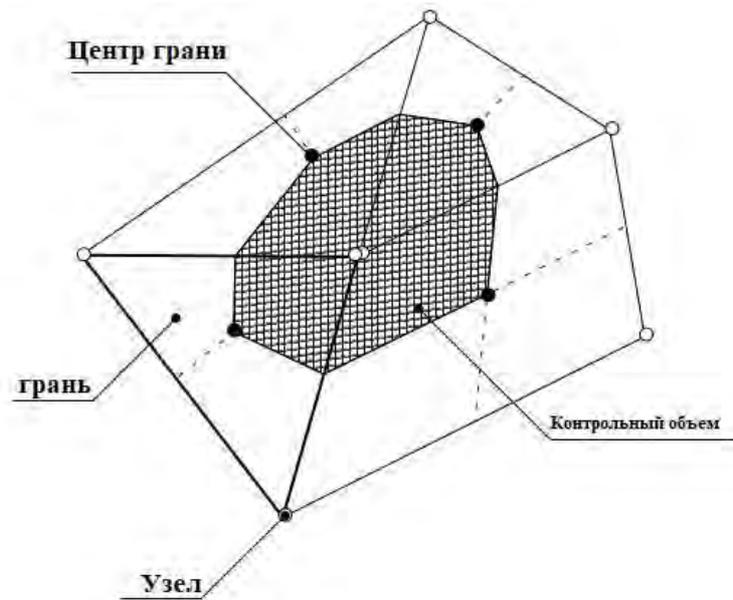


Рис. 2.5: Построение контрольного объема.

многогранников полностью покрывающих разрешаемую расчетную область. Интегрирование исходной системы уравнений сохранения проводится на данной расчетной сетке, при этом, решение нестационарных задач предполагает введение дополнительного разбиения по времени – представления единого рассматриваемого временного интервала набором конечных временных шагов.

В этом случае контрольный объем (рис. 2.5) строится вокруг каждого узла сетки (для примера рассмотрен тетраэдрический сеточный элемент) с помощью медианной двойки (определяется линиями, соединяющими центры ребер и центры элементов (граней) вокруг узла).

Построение метода контрольных объемов, на примере уравнений сохранения массы, моментов и некоторого пассивного скаляра, можно представить в следующем виде:

1. Нахождение искомых величин в центре контрольного объема  $C$ :

$$\int_{V_C} (\mathbf{r} - \mathbf{r}_C) dV = 0.$$

2. Исходные уравнения в частных производных:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0, \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right), \quad (2.27)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\phi \quad (2.28)$$

интегрируются по каждому контрольному объему.

3. Применение теоремы Остроградского-Гаусса, приводит к виду:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0, \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = & - \int_S p dn_j + \int_S \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) dn_j + \\ & \int_V S_{U_i} dV, \end{aligned} \quad (2.30)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_S \rho U_j \phi dn_j = \int_S \Gamma \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\phi dV, \quad (2.31)$$

где  $V$  и  $S$  – объемные и поверхностные области интегрирования.

4. Далее необходимо произвести дискретизацию объемных и поверхностных интегралов. Объемные интегралы дискретизируются в пределах каждого сектора элемента (рис. 2.6) и суммируются в контрольном объеме, к которому принадлежит сектор. Поверхностные интегралы дискретизируются в точках интегрирования  $i_{pn}$  (рис. 2.6).

После дискретизации объемных и поверхностных интегралов дискретизи-

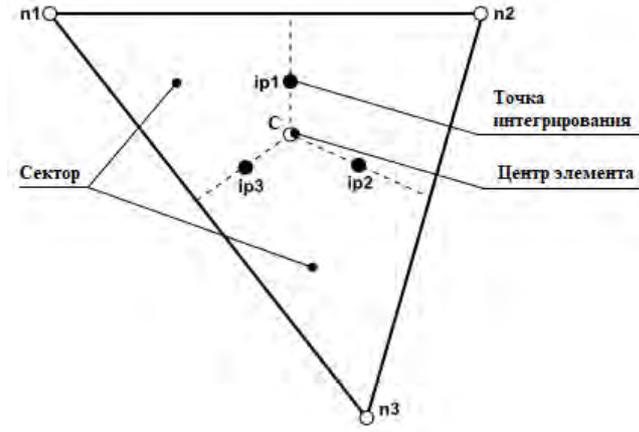


Рис. 2.6: Сеточный элемент.

рованные уравнения приобретают вид:

$$V \left( \frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} = 0, \quad (2.32)$$

$$V \left( \frac{\rho_i U_i - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (p \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left( \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_{U_i} V, \quad (2.33)$$

$$V \left( \frac{\rho \phi - \rho^0 \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{op} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_{\phi} V, \quad (2.34)$$

где  $\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_i)_{ip}$ ,  $V$  – контрольный объем,  $\Delta t$  – шаг по времени,  $\Delta n_i$  – дискретный внешний поверхностный вектор, подстрочный индекс  $ip$  обозначает оценку в точке интегрирования, суммирование производится по всем точкам интегрирования контрольного объема, а надстрочный индекс "o" обозначает предыдущий шаг по времени.

### 2.5.1 Тестирование расчетных схем и алгоритмов

При переходе от исходной расчетной области к ее дискретизированной форме производится замена поверхностных интегралов суммированием по граням контрольных ячеек, при этом вид аппроксимации подынтегрального выражения определяется конкретной используемой численной схемой.

Наиболее распространенным [232] является использование общей простран-

ственной производной, применительно к конкретному конечному объему, при вычислении дифференциальных операторов.

Градиент в контрольной ячейке можно определить, как

$$\nabla \phi_i = \frac{1}{V_i} \sum_j \mathbf{n}_{ij} s_{ij} \phi_{ij}, \quad (2.35)$$

где  $V_i$  – величина  $i$ -й ячейки;  $s_{ij}$  – грань между  $i$ -й и  $j$ -й ячейками сетки;  $\mathbf{n}_{ij}$  – орт внешней нормали к грани  $s_{ij}$ ;  $\phi_{ij}$  – значение  $\phi$  на  $ij$ -й грани.

Выражение (2.35) является аналогом центральной разности, при этом выбор метода аппроксимации градиента давления и аппроксимации вязких членов оказывает существенное влияние не только на устойчивость вычислительного процесса, но и на конечную точность и корректность результатов [13, 226, 255].

Для вычисления градиента, согласно [341] можно использовать выражение:

$$\mathbf{s}_{ij} \cdot \nabla(\phi)_{ij} = s_{ij} \frac{\phi_j - \phi_i}{d_{ij}}.$$

Градиенты на грани между ячейками могут быть найдены с использованием различных интерполяционных схем. Наиболее часто применяется линейная интерполяция градиентов из ячеек  $i$  и  $j$  –  $\overline{\nabla(\phi)}_{ij}$ .

Дивергенция вычисляется по формуле

$$\nabla \cdot (\phi_i \mathbf{U}_i) = \frac{1}{U_i} \sum_j s_{ij} \mathbf{n}_{ij} \cdot \mathbf{U}_{ij} \phi_{ij}.$$

Аппроксимация диффузионных членов может быть построена следующим образом

$$\nabla \cdot \Gamma \nabla \phi = \frac{1}{V_i} \sum_j \Gamma_{ij} \mathbf{s}_{ij} \cdot \nabla \phi_{ij},$$

где  $\Gamma_{ij}$  – коэффициент диффузии на грани  $ij$ .

Известно, что решение задач газовой динамики сопряжено с потенциальным формированием областей разрывов решения (ударных волн, отрывов и т.д.) [95], что обуславливает формирование ряда специфических требований к применяемым разностным схемам. Например, использование схемы Лакса–Вендроффа, согласно [95], может привести к неустойчивости численного решения.

При этом, стандартная практика построения численных схем решения задач механики жидкости и газа предполагает [13] применение схем различного порядка точности для дискретизации конвективных и диффузионных слагаемых уравнений сохранения.

Для дискретизации конвективных слагаемых применимы схемы первого порядка точности, наиболее распространенной из которых является противопоточная схема первого порядка точности:

$$\phi_{ip} = \phi_{up}, \quad (2.36)$$

где  $\phi_{ip}$  – искомый конвективный поток, определенный через значения конвективного потока  $\phi$  в узловых точках сетки,  $\phi_{up}$  – значение конвективного потока в узле, расположенном против потока.

Схема (2.36), также известная как схема с разностями против потока первого порядка точности, обладает хорошей устойчивостью и монотонностью, но согласно [13], характеризуется существенной схемной вязкостью.

К редко используемым схемам 1-го порядка точности можно отнести адвективную схему с коррекцией:

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla \phi \cdot \vec{r}, \quad 0 < \beta < 1, \quad (2.37)$$

где  $\vec{r}$  – вектор, опущенный из угла, лежащего против потока, к точке интегрирования,  $\nabla \phi$  – среднее значение градиентов в узлах,  $\beta \nabla \phi \cdot \vec{r}$  – численная конвективная поправка.

Схема (2.37) обладает меньшей схемной вязкостью, чем противопоточная схема (2.36), но имеет и меньшую устойчивость.

Также распространено применение схем второго порядка точности. Мож-

но выделить схему центральных разностей:

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \nabla\phi \cdot \vec{r}, \quad (2.38)$$

где  $\nabla\phi$  – локальный градиент для элемента. В случае использования аппроксимации с центральными разностями и трилинейными функциями формы значение  $\phi_{ip}$  можно определить как:

$$\phi_{ip} = \sum_n N_n(s_{ip}, t_{ip}, u_{ip})\phi_n. \quad (2.39)$$

Необходимо отметить, что в ряде случаев [13] применение данной схемы может приводить к получению рассогласованных результатов.

Из схем второго порядка точности также стоит отметить схему вида:

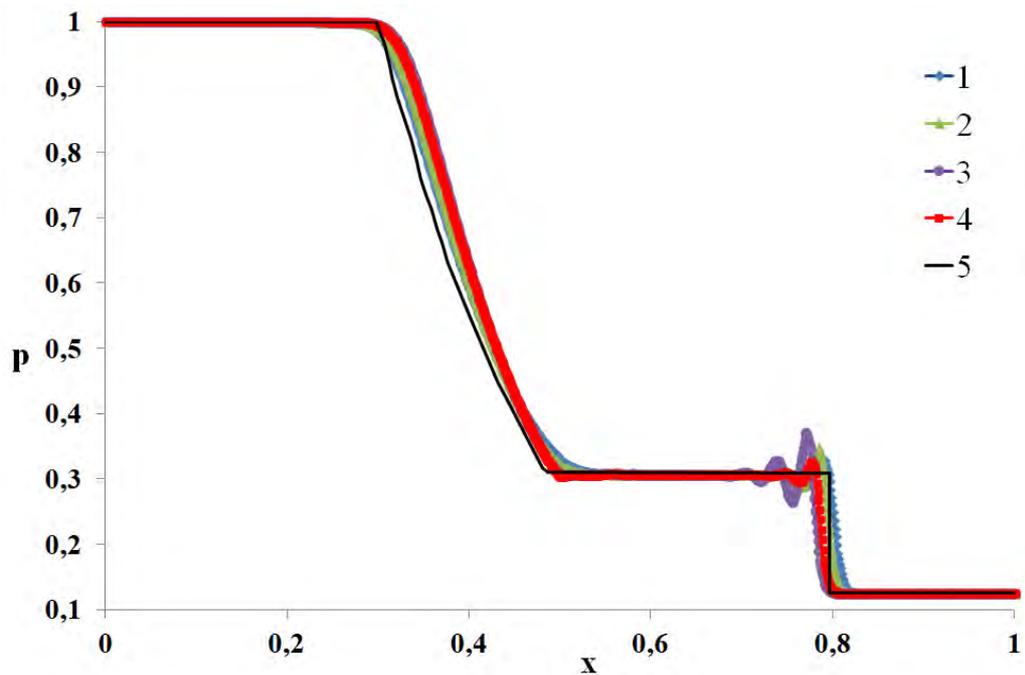
$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta\nabla\phi \cdot \vec{r} \quad (2.40)$$

где коэффициент  $\beta \approx 1$  определяется локально с минимизацией локальных осцилляций решений и вычисляется отдельно для каждой компоненты вектора;  $\nabla\phi$  – значение конвективного потока в узле, расположенном против потока.

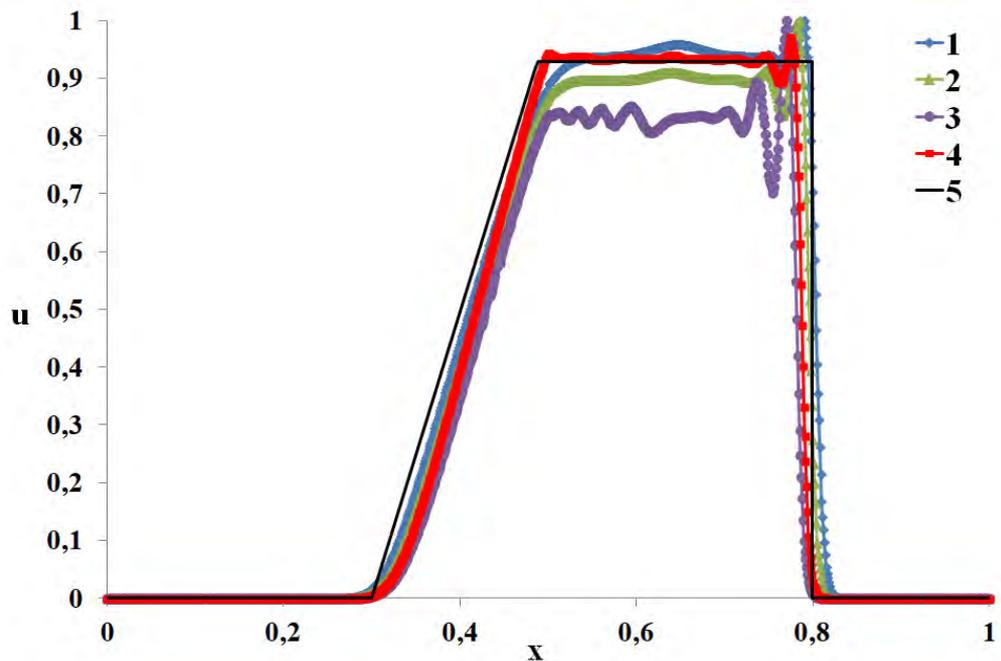
В качестве наиболее удобной тестовой задачи, как правило, используется задача распада произвольного разрыва в различных конфигурациях. Рассмотрим корректность численных схем различного порядка точности на примере решения задачи Сода [379] о дозвуковом течении газа в ударной трубе. Согласно исходной формулировке задачи в начальный момент времени газ (с условной адиабатой  $k = 1.4$ ) слева и справа от условной перегородки находится в состоянии покоя, при этом параметры газа слева от перегородки определены как  $\rho = 1$ ;  $u = 0$ ;  $p = 1$ , а параметры газа справа –  $\rho = 0.125$ ;  $u = 0$ ;  $p = 0.1$ .

Наиболее информативным, с точки зрения оценки корректности используемых схем, является вычисление параметров на границе контактного разрыва (рис. 2.7). Сравнение полученных на разрыве газодинамических параметров с результатами точного решения показывает не корректность применения схем первого порядка для разрешения конвективных потоков. Наиболее целесооб-

разным является применение схемы второго порядка точности (2.40).



(а)



(б)

Рис. 2.7: Изменение давления (а) и скорости (б) газа на границе раздела, рассчитанное с разрешением конвективных слагаемых схемой: 1 – противоточной первого порядка; 2 – адвективной с коррекцией; 3 – с центральными разностями; 4 – схема (2.40); 5 – точное решение.

Аппроксимация диффузионных членов уравнений сохранения строится с использованием функций форм. Например, для производной в направлении

$x$  в точке интегрирования  $ip$ :

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_{ip} = \sum_n \left. \frac{\partial N_n}{\partial x} \right|_{ip} \phi_n \quad (2.41)$$

Суммирование производится по всем функциям формы для элемента. При этом производные функций формы по декартовым координатам могут быть выражены через их локальные производные с применением матрицы преобразований Якоби:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} \\ \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial u} & \frac{\partial y}{\partial u} & \frac{\partial z}{\partial u} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial s} \\ \frac{\partial N}{\partial t} \\ \frac{\partial N}{\partial u} \end{bmatrix} \quad (2.42)$$

Оценка градиентов функции формы строится на основе трилинейной интерполяции. Для сжимаемых течений произведение плотности и адвективной скорости в уравнении неразрывности дискретизируется линеаризуется:

$$(\rho \mathbf{U})^n A \approx \rho^n \mathbf{U}^0 A + \rho^0 \mathbf{U}^n A - \rho^0 \mathbf{U}^0 A, \quad (2.43)$$

где надстрочные знаки  $n$  и  $0$  обозначают текущую и предыдущую итерации.

Значение  $\rho^n$  линеаризуется в переменных давления:

$$\rho^n = \rho^0 + \left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_t (p^n - p^0). \quad (2.44)$$

## 2.5.2 Методы дискретизации по времени

Как отмечено в [226] внутрикамерные процессы в ЭУ в общем случае являются явно нестационарными [335] и могут быть описаны системой уравнений (2.25). Их исследование усложняется необходимостью учета таких физических процессов, как химические реакции в гетерогенном рабочем газе, нестационарный неоднородный вдув с поверхности массоподвода, пространственная многофазная газодинамика, теплофизические процессы, движение поверхности массоподвода, изменение ее геометрии и т.д.

К явно нестационарным рабочим процессам следует отнести периоды инициации и останова работы ЭУ, работу силовой установки на неустойчивых и

переходных режимах. При этом процессы инициации и опосредующего выхода ЭУ на расчетный (стационарный) режим, станова работы ЭУ, обобщая, можно отнести к переходным режимам работы, при расчете которых требуется применение строго [13, 226] нестационарных по времени математических моделей внутрикамерных процессов. Так, численное моделирование процесса инициации работы ЭУ и ее выхода на «режим», согласно [308–310], должно учитывать нестационарные волновые процессы в проточных трактах и застойных областях КС ЭУ, возникающие вследствие срабатывания устройства инициации, и нестационарные процессы прогрева и воспламенения горючего вещества.

Неустойчивые режимы работы ЭУ, по сути [226, 297, 308], являются нештатными/нерасчётными (или аварийными) режимами, которые сложно поддаются прогнозированию и связаны с неустойчивыми режимами массоподвода и .Согласно [309] наиболее распространенными причинами перехода процесса подвода массы в неустойчивые режимы являются акустические колебания в трактах КС и пульсирующий срыв вихрей вблизи входа потока в сопло.

Поскольку на графике изменения рабочего давления в КС ЭУ во времени (рис. 2.1) можно выделить некоторый расчетный участок работы установки [309], на котором давление изменяется слабо – основной период работы ЭУ, то согласно [13, 69, 92, 309] допустимо и корректно исследование внутрикамерных процессов, протекающих в этот период функционирования ЭУ, не только в нестационарной по времени постановке, но и в рамках стационарного и квазистационарного подходов.

Квазистационарное описание внутрикамерных процессов [309] строится на предположении о пренебрежимой малости неоднородностей давления в камере сгорания, то есть когда время релаксации объема ПС существенно больше времени распространения возмущений [309], или:

$$\tau_2 \approx L/u \gg \tau = L/a. \quad (2.45)$$

Применение квазистационарного подхода [226, 308–310] позволяет заменить исследование быстропротекающих нестационарных процессов набором мгновенных квазистационарных приближений, то есть, внутрикамерные процессы в ЭУ, с применением данной гипотезы в любой момент времени мо-

гут быть определены геометрическими характеристиками в этот же момент времени и стационарной по времени системой уравнений. Так, одномерные уравнения газодинамики ЭУ с применением гипотезы о квазистационарности могут быть записаны как:

$$\begin{cases} \frac{d}{dx} (\rho U F) = u_p \rho_p \frac{dS}{dx}; \\ \frac{d}{dx} [(p + \rho U^2) F] = p \frac{dF}{dx}; \\ \frac{d}{dx} \left[ \rho U F \left( H + \frac{U^2}{2} \right) \right] = u_p \frac{dS}{dx} H_p; \\ p = \rho R T; \\ \frac{dF}{dt} = u_p \Pi. \end{cases} \quad (2.46)$$

Гипотеза квазистационарности используется также при экспериментальном моделировании газовых потоков (например, при определении структуры течения в предсопловом объеме КС ЭУ).

Выше показано, что внутрикамерные процессы характеризуются нестационарностью во времени, то есть, уравнения, описывающие внутреннюю газодинамику содержат производные по времени, а применение гипотезы квазистационарности имеет ряд ограничений. Рассмотрим построение наиболее распространенных и применимых для данной задачи схем дискретизации уравнений сохранения по времени на примере построения решения обыкновенного дифференциального уравнения вида  $\frac{d\phi}{dt} = F(t, \phi(t))$ .

Одним из распространённых в силу простоты своей реализации является метод ломаных [188] или явный метод Эйлера [250], имеющий первый порядок точности.

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \Delta t^n F(t^n, \phi^n).$$

В виду первого порядка точности, применение данной явной модификации метода Эйлера для нестационарных процессов ограничено [300]. К распространенным схемам дискретизации дифференциальных уравнений по времени также можно отнести семейство методов Рунге-Кутты [13, 226]. Например,  $M$ -этапный метод Рунге-Кутты может быть записан как:

$$k_r = F \left( t^n + \Delta t^n a_m, \phi^n + \Delta t^n \sum_{s=1}^M b_{ms} k_s \right), m = \overline{1 : M}, \phi^{n+1} = \phi^n + \Delta t \sum_{m=1}^M c_m k_m,$$

где  $m$  — номер этапа.

Коэффициенты  $a_m, b_{ms}, c_m$  являются постоянными. Семейство методов Рунге-Кутты характеризуется хорошей устойчивостью решения. Однако, наибольшее распространение для решения задач нестационарной газодинамики получил модифицированный метод Эйлера второго порядка точности:

$$k_1 = F(t^n, \phi^n), \quad (2.47)$$

$$k_2 = F(t^n + 0.5\Delta t^n, \phi^n + 0.5\Delta t^n k_1), \quad (2.48)$$

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \Delta t^n k_2 \quad (2.49)$$

и классический метод Рунге-Кутты четвертого порядка:

$$k_1 = F(t^n, \phi^n),$$

$$k_2 = F(t^n + 0.5\Delta t^n, \phi^n + 0.5\Delta t^n k_1),$$

$$k_3 = F(t^n + 0.5\Delta t^n, \phi^n + 0.5\Delta t^n k_2),$$

$$k_4 = F(t^n + \Delta t^n, \phi^n + \Delta t^n k_3),$$

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \frac{\Delta t^n}{6} (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4).$$

Многошаговые методы [250] в общем случае можно записать в виде:

$$\phi^{n+k} = \Delta t \beta_k F^{n+k} + \sum_{j=0}^{k-1} (\Delta t \beta_j F^{n+j} - \alpha_j \phi^{n+j}).$$

Среди наиболее распространенных и устойчивых многошаговых методов стоит выделить явные методы Адамса-Бэшфорта. Так метод Адамса-Бэшфорта второго порядка точности может быть записан как:

$$\phi^{n+2} = \phi^{n+1} + 0,5\Delta t (3F^{n+1} - F^n). \quad (2.50)$$

А метод Адамса-Бэшфорта четвертого порядка точности определен как:

$$\phi^{n+4} = \phi^{n+3} + \frac{\Delta t}{24} (55F^{n+3} - 59F^{n+2} + 37F^{n+1} - 9F^n).$$

Также целесообразно рассмотреть построение неявного одношагового метода дискретизации уравнений по времени, а именно – метода Кранка-Николсона. Для решения уравнения вида  $\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$  метод Кранка-Николсона может быть записан как

$$\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t^n} = 0.5 \left( \frac{T_{i+1}^{n+1} - 2T_i^{n+1} + T_{i-1}^{n+1}}{\Delta x^2} + \frac{T_{i+1}^n - 2T_i^n + T_{i-1}^n}{\Delta x^2} \right).$$

Согласно [337] метод Кранка-Николсона также применим для дискретизации конвективных членов, но требует их линеаризации.

### 2.5.3 Алгоритмы деформации расчетной сетки

Учет изменения во времени поведения границ массоподвода требует ввода подвижных границ и, как следствие, использования либо алгоритмов периодического перестроения сеточного каркаса, либо применения алгоритмов деформации расчетной сетки.

Движение поверхности канала массоподвода, с которой осуществляется вдув рабочего тела (газа), направлено по нормали к этой поверхности и, с учетом вышеприведенных допущений, представляет собой линейное расширение/перемещение массоподводящих поверхностей по радиальной либо продольной координате по заданному закону. Вследствие чего, целесообразней применять для учета этого движения алгоритмы деформации сетки.

Для деформации сеточной области уравнения сохранения, записанные в интегральной форме, должны быть изменены, с учетом деформации контрольных объемов во времени. Скорректируем исходные интегральные фор-

мы уравнений сохранения с учетом правила Лейбница:

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \phi dV + \int_V \frac{\partial \phi}{\partial t} dV + \int_S \phi W_j dn_j. \quad (2.51)$$

Тогда законы сохранения с интегральной форме примут вид:

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV + \int_S \rho (U_j - W_j) dn_j = 0, \quad (2.52)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho U_i dV + \int_S \rho (U_j - W_j) U_i dn_j = \int_S P dn_j + \\ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV, \end{aligned} \quad (2.53)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \phi dV + \int_S \rho (U_j - W_j) \phi dn_j = \int_S \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} dn_j + \int_V S_\phi dV. \quad (2.54)$$

В случае, когда закон сохранения ( $\frac{d}{dt} \int_{V(t)} dV = \int_S W_j dn_j$ ) не выполняется дискретизированными условиями адвекции и переноса наблюдается формирование ошибочных источников потока. То есть, для каждого контрольного объема скорость изменения объема должна точно уравновешивать тот объем вещества, который перемещается вследствие движения его границ.

## 2.6 Влияние модели турбулентности на характеристики пристеночного течения в КС

Поскольку в каналах и предсопловом объеме КС ЭУ реализуется турбулентное течение ( $Re = (0.89 \div 8.5) \cdot 10^5$ ) внутреннюю газодинамику и теплообмен в проточных трактах КС целесообразно [113, 114, 323, 324] описывать фильтрованными по пространству уравнениями:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i}{\partial x_i} = 0, \\ \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i \tilde{U}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{\tau}_{ij} + \tilde{\tau}_{tij}) + \bar{F}_i, \\ \frac{\partial \bar{\rho} (c_v \tilde{T} + \frac{\tilde{U}_i^2}{2})}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} (c_v \tilde{T} + \frac{\tilde{U}_i^2}{2}) \tilde{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p} \tilde{U}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tilde{U}_i (\tilde{\tau}_{ij} + \tilde{\tau}_{tij})] + \\ \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{q}_j + \bar{q}_{tj}) + \bar{F}_j \tilde{U}_j, \\ \bar{\rho} c \frac{\partial \tilde{T}}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial x_i^2}, \\ \bar{p} = \bar{\rho} R \tilde{T}. \end{array} \right.$$

Осредненная система уравнений (2.55) в виду увеличения числа неизвестных теряет замкнутость. В силу чего, а также для определения ряда новых переменных, требуется введение дополнительных уравнений, определяющих турбулентные параметры, в частности – турбулентную вязкость. Способы замыкания осредненной системы уравнений определяются используемой моделью турбулентности.

В настоящее время существует и активно применяется широкий ряд моделей турбулентности, однако, универсальной модели не существует. Выбор корректной модели турбулентности определяется как реализуемым типом течения и спецификой решаемой задачи, так и предъявляемыми требованиями к точности разрешения явлений турбулентного переноса. Другим ограничением в выборе применяемых методов моделирования турбулентности являются вычислительные ресурсы. Можно выделить класс наиболее часто используемых моделей – это RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) модели, включающие в себя: – семейство  $k - \varepsilon$  моделей (стандартная  $k - \varepsilon$  модель [321], низкорейнольдсовая  $k - \varepsilon$  модель [343]), семейство  $k - \omega$  моделей ( $k - \omega$  модель [321] и модель Спаларта-Алмараса (SA) [380]), а также различные комбинации данных моделей. Поскольку, несмотря на значительное число работ, посвященных вопросам использования различных моделей турбулентности [48, 51, 57, 113], вопрос корректности их использования для моделирования внутрикамерных процессов в ЭУ остается открытым. Тестирование корректности RANS моделей турбулентности [48, 51, 57, 115], проводится на имеющей экспериментальное описание [309] задаче о теплообмене на входной поверхности утолщенного сопла УЭ с цилиндрической формой канала массоподвода (рис. 2.8).

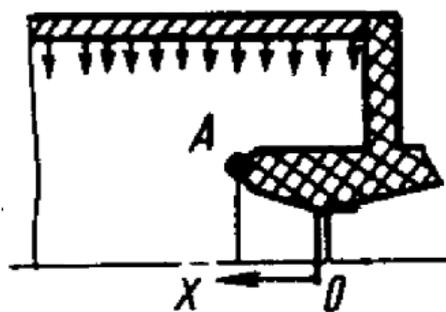


Рис. 2.8: Схема ЭУ с утопленным соплом и цилиндрической формой канала массоподвода [309] к тестированию RANS моделей турбулентности

Расчетная сетка, укрупненное изображение пограничного слоя в радиальном направлении, как и отношение положения первой расчетной ячейки относительно толщины пограничного слоя, характеризуемое параметром  $y^+$  приведены на рис. 2.9.

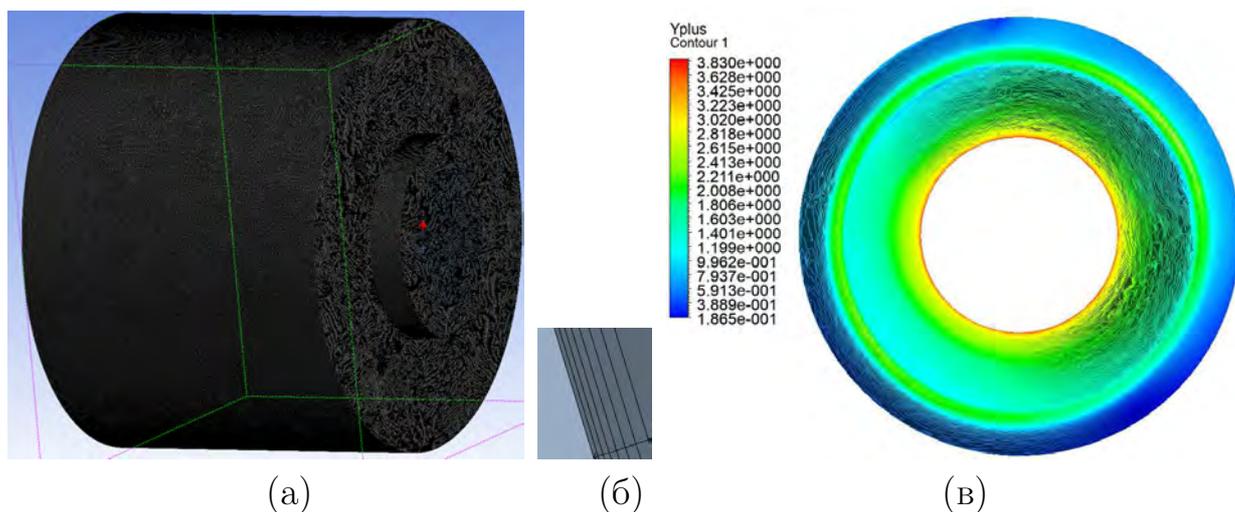


Рис. 2.9: Расчетная сетка (а), призматические пристеночные слои (б) и распределение  $y^+$  по входной поверхности утопленного сопла (в).

Согласно экспериментальному исследованию, через пористый материал стенок камеры сгорания (поверхности массоподвода) в КС подается сухой воздух ( $k = 1.4$ ), характеризующийся давлением торможения  $p_o = 0.47$  МПа. Таким образом, для описания газодинамических и теплофизических процессов, протекающих в экспериментальной камере сгорания (рис. 2.8), может быть использована система уравнения (2.55). Для замыкания которой применяется следующие RANS модели турбулентности:

1.  $k-\varepsilon$ . В данной модели уравнения движения среды дополняются флукту-

ационными членами, обуславливающими перенос кинетической энергии турбулентности и перенос вязкой диссипации энергии турбулентности. При использовании  $k - \varepsilon$  модели характеристикам турбулентности на проницаемой поверхности канала присваиваются произвольные малые значения, а на непроницаемой стенке данные характеристики находятся методом пристеночных функций. Согласно [348] стандартная  $k - \varepsilon$  модель турбулентности определяется следующими уравнениями:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho U_k k) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \left[ \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right] \frac{\partial k}{\partial x_k} \right) + S_k,$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho U_k \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \left[ \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right] \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right) + S_\varepsilon,$$

$$\mu_t = f_\mu \frac{c_\mu \rho k^2}{\varepsilon}.$$

2.  $k - \omega$ . Модель турбулентности является коррекцией метода Д. Уилкокса [389] и гипотезы Колмогорова [195] и строится на основе решения уравнения скорости диссипации турбулентной энергии ( $\omega$ ). Изначально модель ориентирована на разрешение турбулентных течений в пограничном и сдвиговом слоях, а также в течениях, характеризующихся низкими числами Рейнольдса [115, 313]. Вопросы коррекции и адаптации модели рассмотрены в [123]. Модель определяется уравнениями:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma^* \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right],$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = a \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right],$$

$$\nu_t = \frac{k}{\omega}.$$

3. SST  $k - \omega$ . Модель турбулентности, также известная под аббревиатурой BSL и как модель Ментера [356–358], относится к классу двухзонных моделей, то есть использует уравнения различных моделей турбулентности (в данном случае  $k - \varepsilon$  и  $k - \omega$ ) [356] путем включения в формулировку уравнений переноса энергии турбулентности весовых функций  $F_1$ . Таким образом, полученная модель описывается уравнениями:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \nu_t \sigma^*) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right],$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = a S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \nu_t \sigma_\omega) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_\omega^2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}.$$

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)}.$$

4. Transition SST. Двухзонная модель турбулентности Ментера [342, 359] или модель  $\gamma - Re_\theta$ , являющаяся эволюционным продолжением модели турбулентности SST  $k - \omega$ . В отличие от исходной модели Ментера [356], уравнения модернизированной Transition SST включают два дополнительных уравнения переноса и набор эмпирических констант  $\Phi_1$ . Модель турбулентности Transition SST может быть определена как:

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right],$$

$$\frac{\partial(\rho Re_{\theta_t})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j Re_{\theta_t})}{\partial x_j} = P_{\theta_t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \sigma(\mu + \mu_t) \frac{\partial Re_{\theta_t}}{\partial x_j} \right].$$

5. RNG  $k - \varepsilon$ . RNG-модель подсеточной вязкости [313] является модернизацией стандартной модели  $k - \varepsilon$ , основанной на теории ренормализации [370]. Относительно стандартной модели  $k - \varepsilon$  ренормированная модель дополнена еще одним членом в уравнении  $\varepsilon$ , позволяющим повысить точность расчета высокорейнольдсовых потоков. А дополнение модели аналитическими формулами турбулентных чисел Прандтля и эффективной вязкости, позволяют расширить применение RNG  $k - \varepsilon$  для низкорейнольдсовых течений. Модель турбулентности RNG  $k - \varepsilon$  определяется следующими уравнениями:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_t + \frac{\mu}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_t + \frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon}{k},$$

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3},$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon},$$

$$S = (2S_{ij} S_{ij})^{1/2},$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

6. Модель Спаларта-Аллмараса. Данная модель также может именоваться как Eddy viscosity transport equation (EVTE) и является одной из наиболее распространенных однопараметрических моделей турбулентности [375]. Востребована при моделировании внешней аэродинамики [380]. Уравнение переноса используемой модернизации модели турбулентности Спаларта-Аллмараса имеет вид:

$$\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_i} = c_{b1}[1 - f_{t2}]S\tilde{\nu} - c_{\omega 1}f_{\omega} \left(\frac{\tilde{\nu}}{d}\right)^2 + \frac{1}{\sigma} \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ (\nu + \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} \right] + \frac{c_{b2}}{\sigma} \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k}\right)^2,$$

$$\nu_1 = \tilde{\nu} f_{\nu 1}.$$

Рабочее тело, согласно экспериментальным данным [309] – воздух. Рассматривается симметричное положение утолщенного сопла. На поверхностях массоподвода задаются температура и расход воздуха ( $T = T_0$ ,  $G = G_0$ ); отношение расхода газа, поступающего из надсоплового зазора к расходу газа, поступающего из основного канала задавалось коэффициентом  $k_g$ , на выходе из дозвуковой части сопел ставились «мягкие» граничные условия. На твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания. Между границей твердого тела и ПС ставится граничное условие IV рода, на внешних границах условия задаются по [113].

В результате тестирования моделей турбулентности получены пространственные распределения газодинамических и теплофизических величин. На рис. 2.10 приведены графики полученных, с использованием различных моделей турбулентности, распределений коэффициента теплоотдачи по образующей утолщенного сопла.

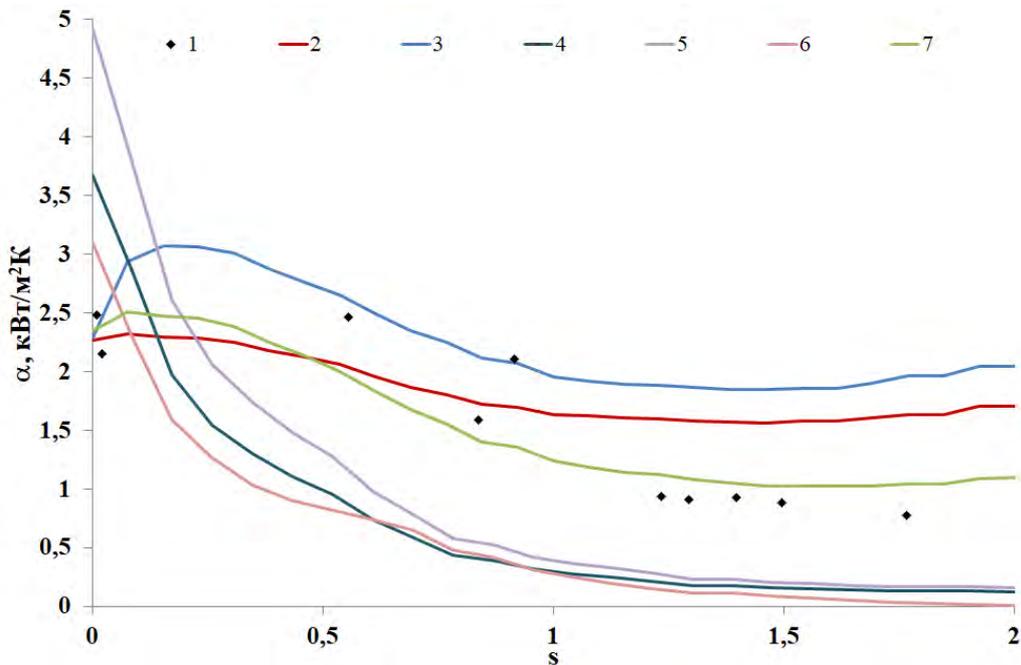


Рис. 2.10: Распределение коэффициента теплоотдачи по образующей утолщенного сопла, полученные в рамках: 1 – эксперимента [309]; 2 – transition SST; 3 –  $k - \omega$ ; 4 – RNG  $k - \epsilon$ ; 5 –  $k - \epsilon$ ; 6 – модель Спаларта-Аллмараса; 7 – модель SST  $k - \omega$ .

Анализ полученных результатов (рис. 2.10) показывает, что применение моделей турбулентности RNG  $k - \varepsilon$ ,  $k - \varepsilon$  и Спаларта-Аллмараса приводит с одной стороны к завышению оценок интенсивности теплообмена на  $20 \div 50\%$  в области высокоскоростного течения и к существенному (до 90%) занижению значений коэффициента теплоотдачи в области возвратных течений.

Поскольку конструкция КС ЭУ включает патрубки (газоходы различной длины) и органц управления, либо короткие сопла или входную часть утолненного сопла (то есть области высокоскоростных, в том числе транс- и сверхзвуковых, течений) и застойные области (с зонами возвратных течений) [323], то применение моделей RNG  $k - \varepsilon$ ,  $k - \varepsilon$  и Спаларта-Аллмараса для моделирования внутрикамерных процессов не целесообразно.

Для уточнения применимости моделей турбулентности Transition SST,  $k - \omega$  и Модель SST  $k - \omega$  рассмотрена имеющая подробное экспериментальное описание [270] задача о течении ПС в проточных трактах ЭУ с утолненным поворотным соплом и каналом массоподвода звездообразной формы поперечного сечения (рис. 2.11).

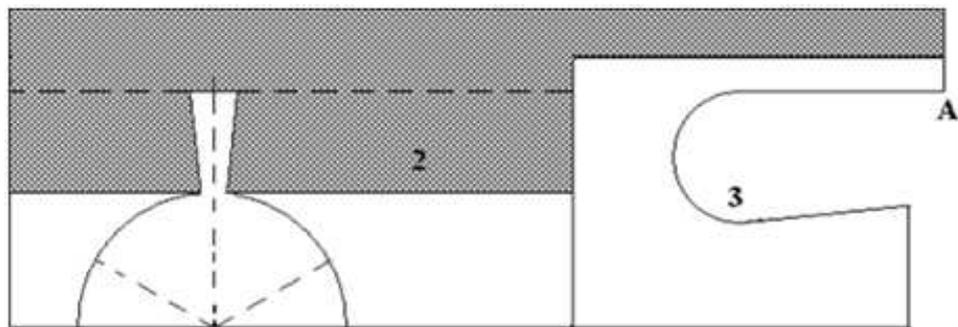


Рис. 2.11: Схема ЭУ с утолненным соплом и массоподводящим каналом звездообразной формы поперечного сечения

Расчетная сетка, укрупненное изображение пограничного слоя, как и отношение положения первой расчетной ячейки относительно толщины пограничного слоя, характеризуемое параметром  $y+$  приведены на рис. 2.12.

Рабочее тело, согласно условиям эксперимента [270] –воздух. Рассматривается симметричное положение утолненного сопла. На поверхностях массоподвода задаются температура и расход газа ( $T = 2500$  К,  $G_k = 10 \div 25$  кг/с); отношение расхода газа, поступающего из надсоплового зазора к расходу газа, поступающего из основного канала задавалось коэффициентом  $K_g = \frac{G_n}{G_k}$ ,

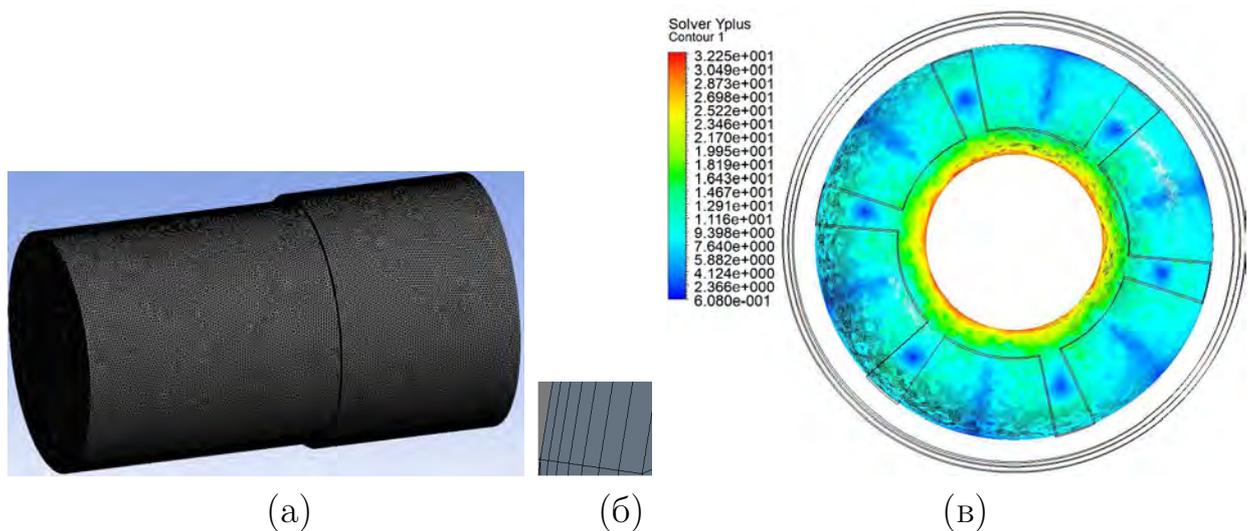


Рис. 2.12: Расчетная сетка (а), призматические пристеночные слои (б) и распределение  $y^+$  по входной поверхности утолщенного сопла (в)

на выходе из дозвуковой части сопел ставились «мягкие» граничные условия. На твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания. Между границей твердого тела и рабочим телом ставится граничное условие IV рода, на внешних границах условия задаются по [113]. На рис. 2.13 приведены графики распределения коэффициента теплоотдачи по образующей утолщенного сопла, рассчитанного с использованием различных моделей турбулентности.

Из рис. 2.13 видно, что все рассмотренные модели турбулентности позволяют получить корректные распределения коэффициента теплоотдачи в области точек торможения возвратных течений, но, при используемых модельных коэффициентах, не коррелируют с экспериментальными данными в областях трансзвуковых течений. Поскольку далее будут исследованы внутрикамерные течения, а сопла и области трансзвука не рассматриваются, а также с учетом того, что модель турбулентности Transition SST позволяет получить наиболее точные распределения коэффициента теплоотдачи по поверхности утолщенного сопла (рис. 2.13), далее целесообразно применение этой модели.

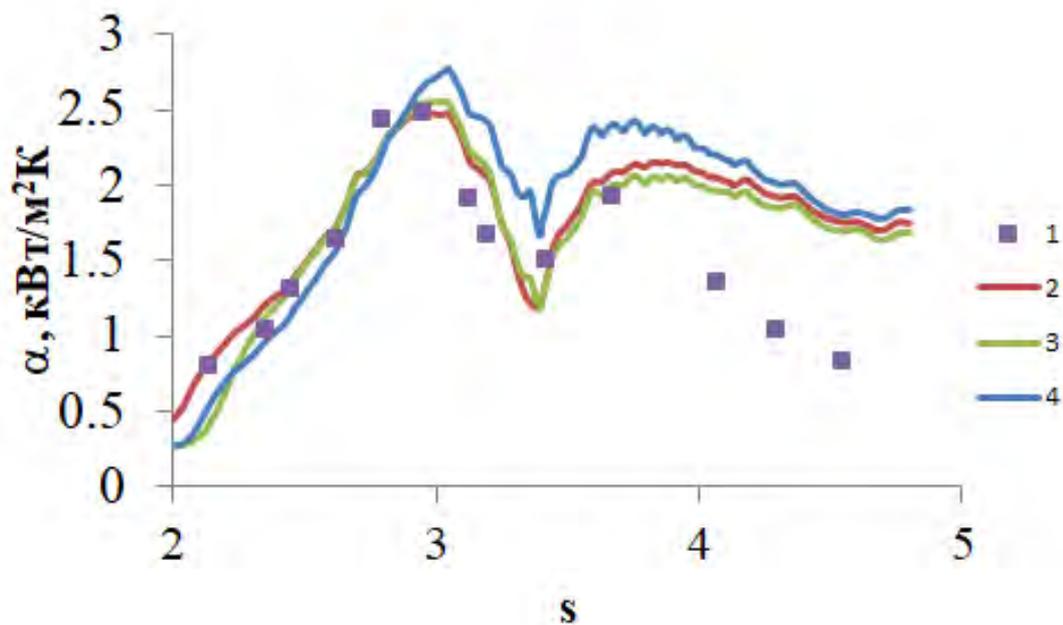


Рис. 2.13: Распределение коэффициента теплоотдачи по образующей утолщенного сопла, полученные в рамках: 1– эксперимента [270]; 2 – transition SST; 3 –  $k - \omega$ ; 4 – Модель SST  $k - \omega$ .

## 2.7 Сеточная сходимость

Полученная система разностных уравнений эффективно может быть решена с использованием различных сеточных методов. Согласно [299, 382, 388], в настоящее время наибольшей вычислительной эффективностью, применительно к задачам математической физики, обладают многосеточные методы. В общем случае, можно выделить две принципиальные группы многосеточных методов – алгебраические и геометрические. При этом, алгебраические многосеточные методы, в отличие от геометрических, не требуют наличия набора последовательных вложенных друг в друга сеток. На практике для ускорения процесса сходимости, при построении решения системы уравнений в рамках метода сопряженных градиентов используется алгебраический многосеточный метод. Данная комбинация методов широко применяется для решения задач механики жидкости и газа [115].

Исследования сеточной сходимости проводятся на квазистационарном режиме без учета движения поверхности массоподвода, то есть при постоянной (инвариантной по отношению к времени и течению газа) геометрии проточных трактов ЭУ.

Рассматривалось влияние расчетной сетки (отношение объема наибольшего единичного сеточного элемента к общему объему расчетной области), на величину осредненного статического давления в КС (рис. 2.14), данные приведены для расчетной области (рис. 2.8).

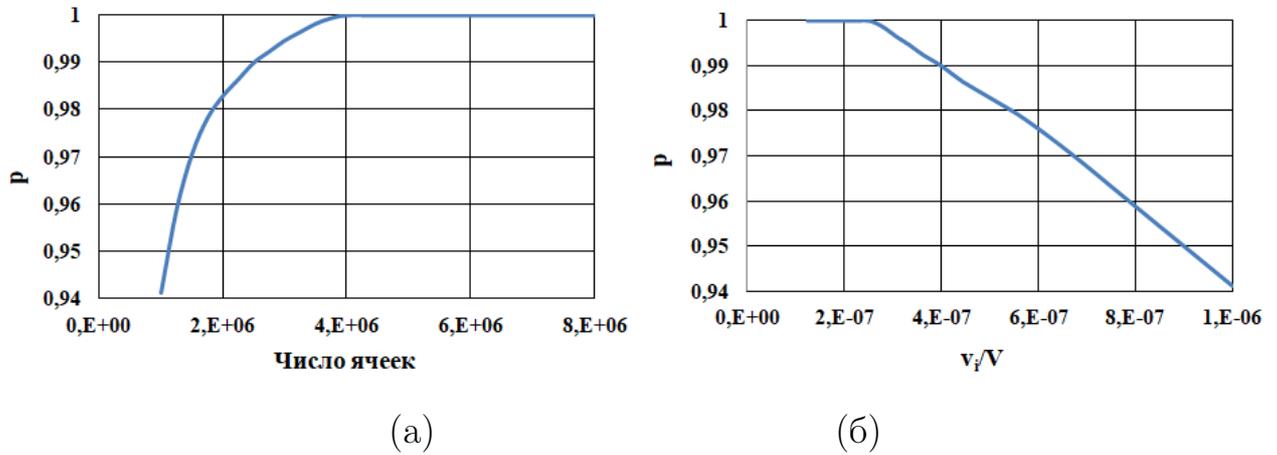


Рис. 2.14: График зависимости величины на величину осредненного статического давления на выходе из канала массоподвода от (а) мощности сетки и (б) от отношения объема наибольшего единичного сеточного элемента к общему объему расчетной области

Приведенная кривая (рис. 2.14) демонстрирует устойчивую сеточную сходимость рассмотренной задачи, а полученное достаточное отношение объема единичного сеточного элемента к общему объему расчетной области может быть использовано для дискретизации по пространству иных расчетных областей.

Пространственные геометрические модели были выполнены с использованием САД программы КОМПАС-3D V16 (Лицензия №И-09-000058). При решении задач применяются структурированные и неструктурированные сетки, построенные с использованием программ ICEM CFD и встроенного в Ansys CFX (Academic research CFD Pad App лицензия инв. № M000014044 от 2007г.) генератора сеток CFX Mesh. Разбиение расчетной области производится шестигранными элементами с применением дополнительных призматических элементов для разрешения пристеночных течений.

## 2.7.1 Валидация расчетных схем и алгоритмов

Проверка корректности построенной математической модели, численных схем и алгоритмов производится на задачах о течении рабочего газа в проточных трактах ЭУ различных компоновочных схем, имеющих экспериментальное описание [75, 80, 81, 83, 177, 178, 270].

В качестве тестовых используются данные экспериментальной продувки на модельных стендах первого и второго поколений [75, 77, 80, 81, 83, 270], а также результаты экспериментального исследования внутренней газодинамики поворотных сопел и заманжетной полости, полученные на различных аэродинамических трубах [177, 178]. Рассматриваются задачи о течении рабочего газа в проточных трактах и предсопловом объеме КС ЭУ с звездообразной формой поперечного сечения канала массоподвода и поворотным утопленным соплом [75, 80, 81, 83, 270] (рис. 2.15), задача о течении воздуха в заманжетной полости КС ЭУ и поворотным утопленным соплом [177, 178, 270] (рис. 2.20) и задача о течении рабочего газа в четырехсопловой ЭУ с канально-щелевой формой поверхности массоподвода (рис. 2.23).

Тестирование предложенной математической модели в рамках квазистационарного подхода, численных схем и алгоритмов, применительно к односопловым ЭУ с органами управления, проводится на имеющей экспериментальное описание [75, 80, 81, 83, 270] задаче о течении воздуха в проточных трактах модельной силовой установки с утопленным соплом.

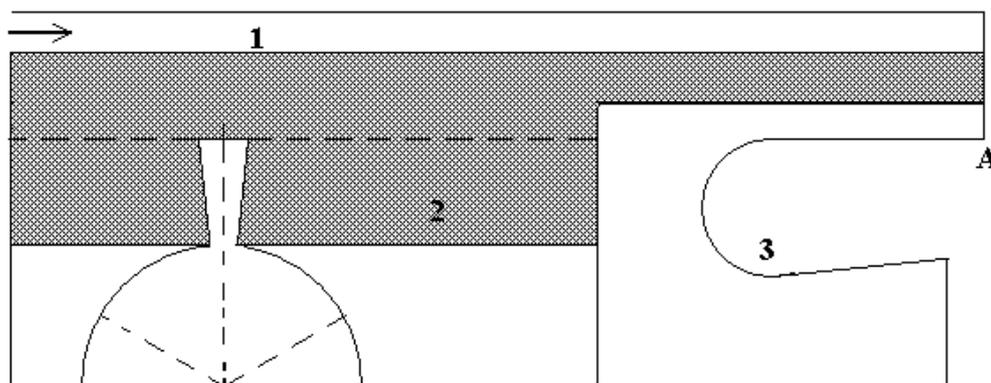


Рис. 2.15: Схема ЭУ с утопленным соплом и звездообразной формой канала массоподвода

Согласно [270] в полость наддува 1 (рис. 2.15) подается воздух из баллонов

высокого давления, далее воздух через проницаемые пористые поверхности 2 (рис. 2.15), поступает в центральный канал, откуда поступает в сопло 3 (рис. 2.15). В ходе экспериментальных продувок изменялись как коэффициент отношения расходов  $K_g = \frac{G_n}{G_k}$  ( $K_g = 0.142; 0.2; 0.33$ ), так и относительный линейный эксцентриситет утопленного сопла ( $\chi = 1 - \frac{\delta_{min}}{\delta_{max}}$ ).

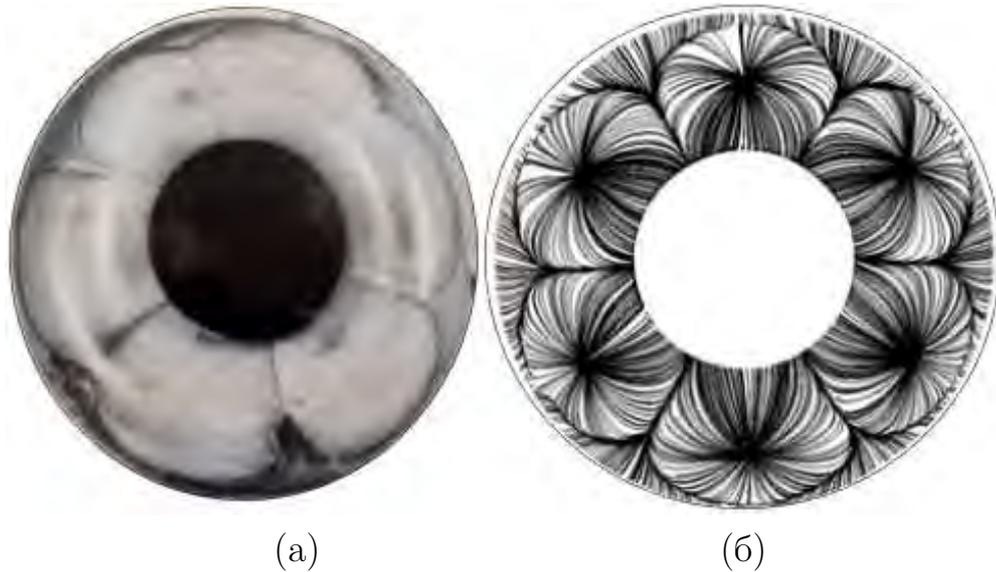


Рис. 2.16: Структура потока на входной поверхности утопленного сопла (а) экспериментальная и (б) расчетная, представленная в виде предельных линий тока.

На рис. 2.16 приведены экспериментальная и расчетная картины предельных линий тока на входной части утопленного сопла при его симметричном положении. Видно хорошее качественное совпадение расчетных данных с экспериментальными. Структура потока вблизи непроницаемого торца проточного тракта представлена на рис. 2.17, где наблюдается удовлетворительное совпадение расчетной структуры с экспериментальной.

Согласно [270] линейное смещение утопленного сопла приводит к образованию на входной части утопленного сопла в области минимального зазора узловой особой точки типа «узел слияния» (рис. 2.18), расчетная локализация которой хорошо совпадает с данными эксперимента [270].

Для количественной валидации расчетных данных построен график зависимости геометрического местоположения узла слияния от коэффициента отношения расходов  $K_g$  (рис. 2.19) и построены распределения давлений по входной поверхности утопленного сопла [75,80,81,83,270] для угловой координаты  $\phi = 90^0$  (рис. 2.21). Необходимо отметить, что расстояние  $L$  (рис. 2.19,

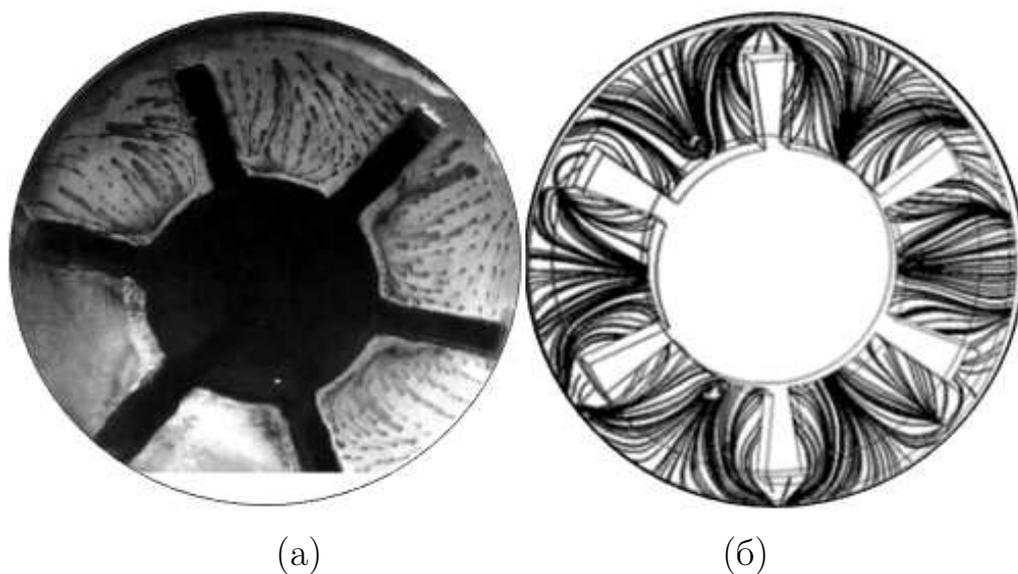


Рис. 2.17: Структура потока вблизи непроницаемого торца проточного тракта (а) экспериментальная и (б) расчетная, представленная в виде предельных линий тока.

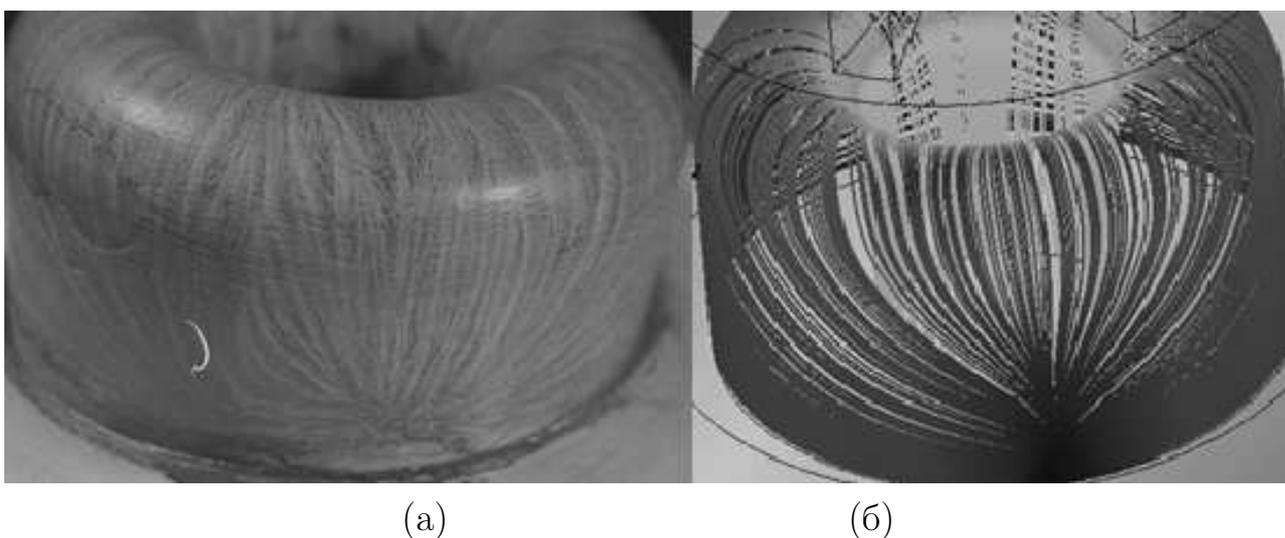


Рис. 2.18: Структура потока на входной поверхности утопленного сопла (а) экспериментальная и (б) расчетная при линейном смещении сопла -  $\chi = 0.992$ .

а) отсчитывается от точки А (рис. 2.15) и отнесено к диаметру критического сечения.

Из рис. 2.19 видно, что экспериментально и численно полученные результаты имеют между собой удовлетворительное соответствие. Погрешность локализации особой точки не превышает 1%, расхождение расчетных распределений относительных давлений от данных эксперимента в виду малости диапазона изменения параметров не превышает 3%.

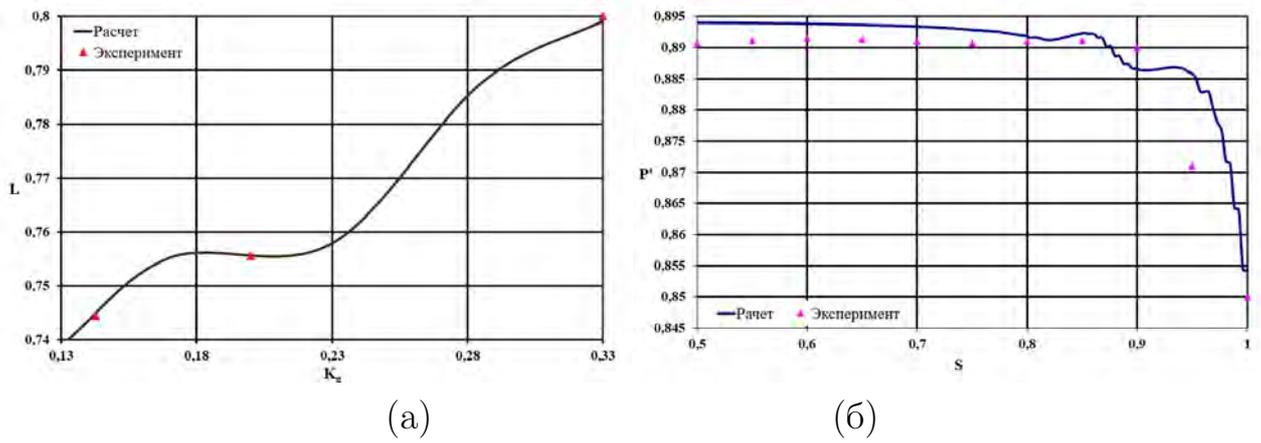


Рис. 2.19: Зависимость геометрического местоположения узла слияния от коэффициента расходов  $K_g$  (а) и распределение относительного давления по образующей входной поверхности смещенного утопленного сопла при  $\chi = 0.992$ ,  $K_g = 0.33$  (б).

Тестирование предложенной математической модели в рамках квазистационарного подхода, численных схем и алгоритмов, применительно к термогазодинамике заманжетных полостей ЭУ проводится на имеющей экспериментальное описание [177, 178, 270] задаче о течении воздуха в заманжетной полости, схема которой показана на рис. 2.20. Особенности и конструкция экспериментального оборудования, используемого для исследования газодинамики и теплообмена в заманжетной полости рассмотрены в [178, 209, 270].

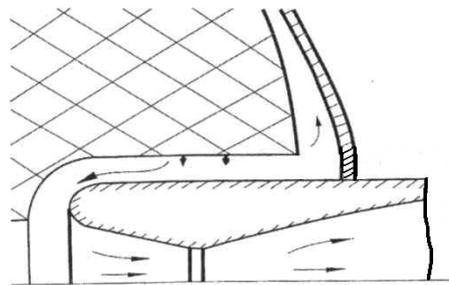


Рис. 2.20: Схема заманжетной полости ЭУ

Сравнение предельных линий тока на поверхностях соплового дна и непроницаемого торца проточного тракта, полученных в результате расчета с экспериментальными [177, 178, 270] приведено на рис. 2.21.

На рис. 2.21,а-б показана система вихрей в области минимального зазора. Структура предельных линий тока на поверхности непроницаемого торца проточного тракта, полученная в результате расчетов (рис. 2.21,б), хорошо согласуется с экспериментально зафиксированной [177, 178] саже-масляной

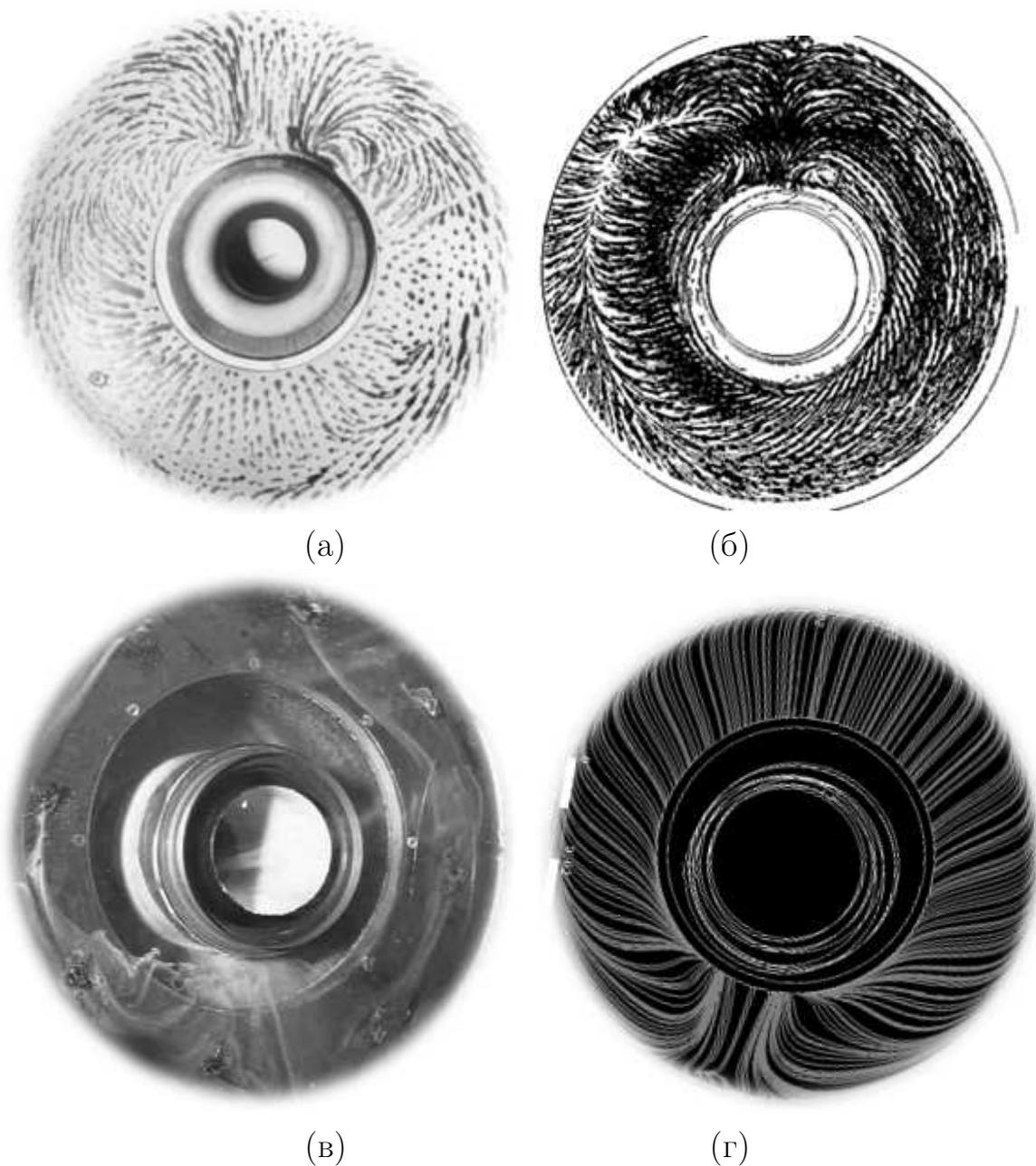


Рис. 2.21: Структура потока в заманжетной полости: эксперимент [177, 178]  $\chi = 0.5$ , (б) расчет  $\chi = 0.5$ , (в) эксперимент [270]  $\chi = 0.9$ , (г) расчет  $\chi = 0.9$  картиной (рис. 2.21,а).

На рис. 2.21,в-г приведены предельные линии тока на поверхности непроницаемого торца проточного тракта при максимальном ( $\chi = 0.9$ ) смещении утопленного соплового блока, полученные экспериментально [270] – методом шелковинок (рис. 2.21,в) и в результате численного моделирования (рис. 2.21,г). Видно хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных.

Для количественной валидации, согласно приведенным в [270] данным ре-

зультатов электрокалориметрии, построены распределения безразмерного коэффициента теплоотдачи по относительной радиальной координате (рис. 2.22).

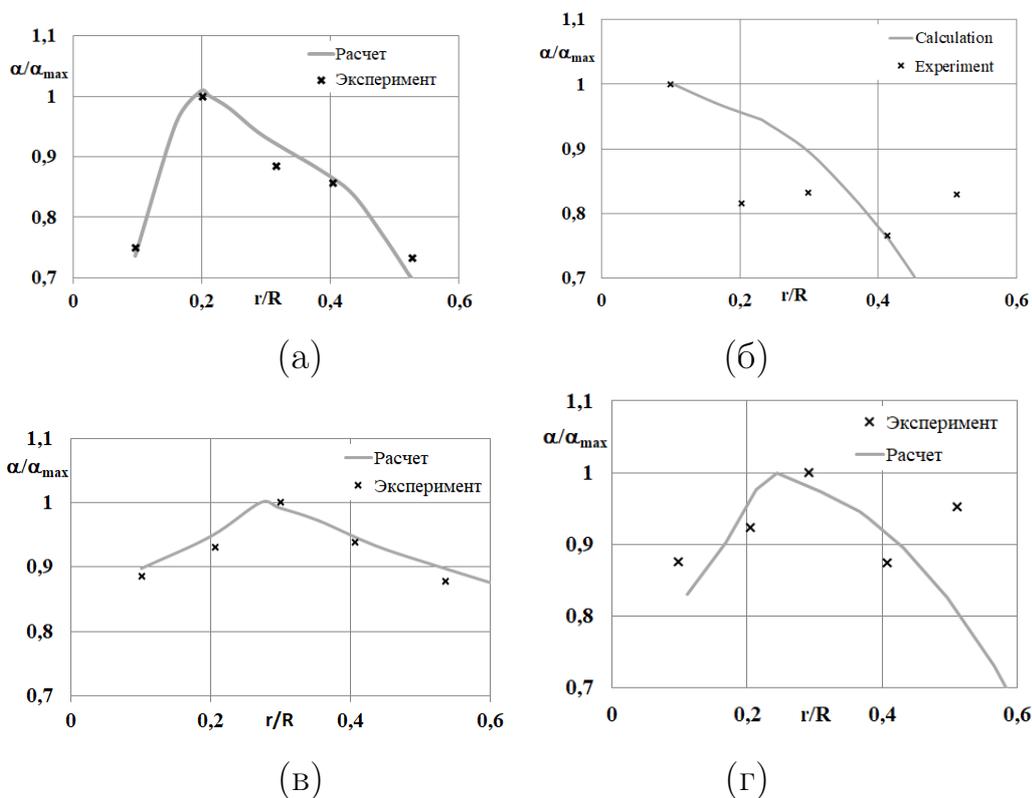


Рис. 2.22: Зависимость безразмерного коэффициента теплоотдачи от относительной радиальной координаты для угловой координаты  $\phi = 0^\circ$  (а),  $\phi = 45^\circ$  (б),  $\phi = 90^\circ$  (в) и  $\phi = 180^\circ$  (г).

Из рис. 2.22 видно удовлетворительное совпадение расчетных данных с экспериментальными результатами [270], максимальное расхождение расчетных данных от экспериментальных не превышает 18%.

Тестирование предложенной математической модели в рамках квазистационарного подхода, численных схем и алгоритмов, применительно к термогазодинамике многосопловых ЭУ проводится на имеющей экспериментальное описание [75,80,81,83,270] задаче о течении воздуха в проточных трактах КС ЭУ с канално-щелевой формой поверхности массоподвода (рис. 2.23).

На рис. 2.24 приведено сравнение экспериментального [270] и расчетного распределений относительного давления по поверхностям сопловой крышки и непроницаемого торца канала массоподвода.

В виду малости диапазона изменения относительных давлений максимальная погрешность расчетных данных составляет 0.75%. Из рис. 2.24 вид-

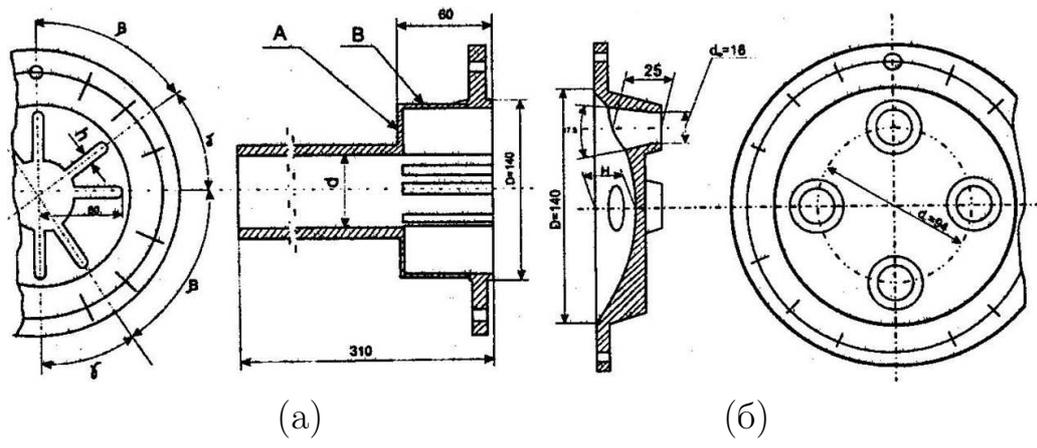


Рис. 2.23: Схема ЭУ с канально-щелевой формной поверхностью массоподвода (а) и четырехсопловой крышкой (б)

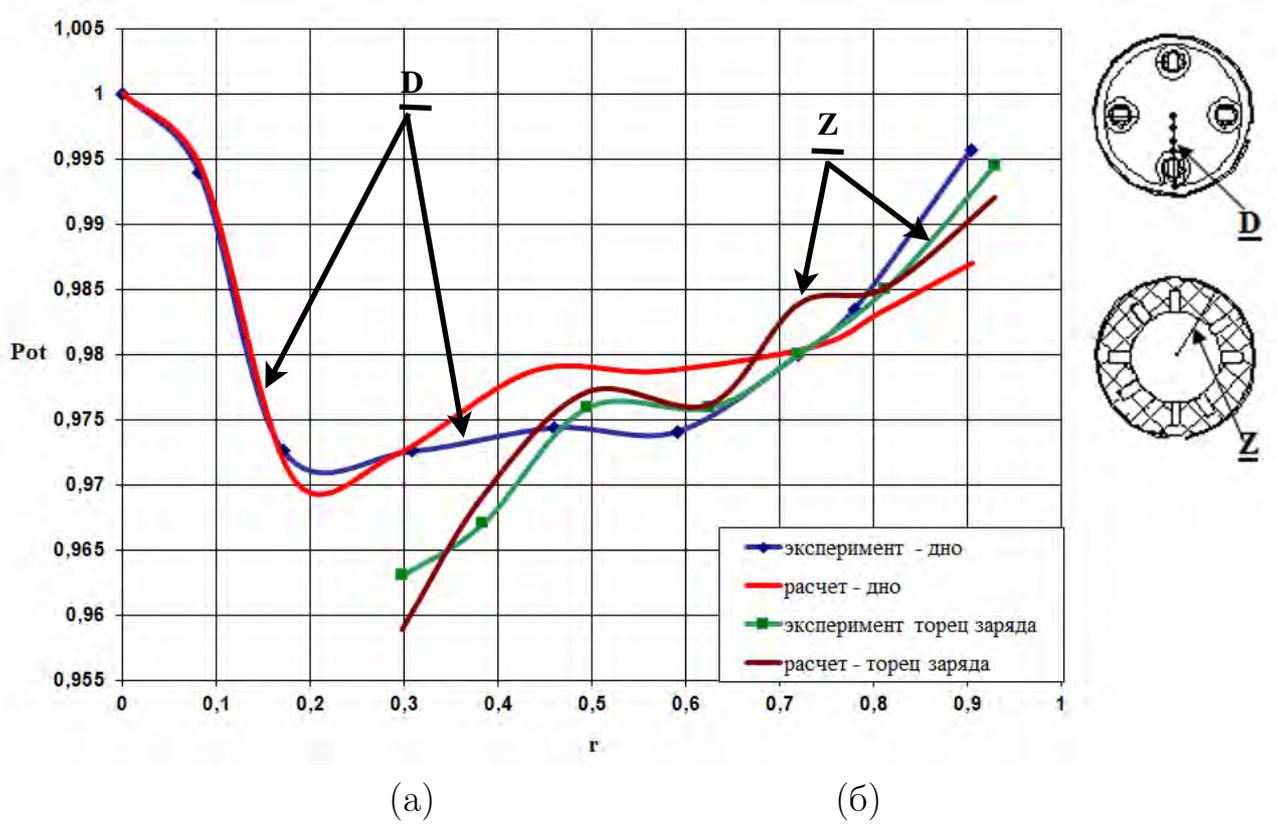


Рис. 2.24: Распределение относительного давления по поверхностям соплового дна и непроницаемого торца канала массоподвода, где эксперимент – данные модельных продувок [270]

но хорошее качественное и количественное совпадение экспериментальных и расчетных данных.

## 2.8 Выводы по главе 2

Уравнения внутренней баллистики в камере сгорания ЭУ описывают изменение во времени основных газодинамических и теплофизических параметров процесса. При строгом подходе математическая модель газотермодинамических процессов в камере ЭУ предполагает интегрирование уравнений нестационарного трехмерного движения газа при заданных начальных и граничных условиях. Показано, что для численного моделирования пространственных (в том числе и нестационарных) внутрикамерных процессов в проточных трактах КС ЭУ целесообразно применение метода Эйлера второго порядка точности, для дискретизации по времени, метода контрольных объемов для дискретизации исходной системы уравнений по пространству, а также схем второго порядка точности для дискретизации конвективных и диффузионных слагаемых уравнений сохранения. Также сформулирован и обоснован квазистационарный подход для исследования внутрикамерных процессов, приведены ограничения и оценена допустимость его использования.

Таким образом, мгновенно протекающие внутрикамерные процессы, относящиеся в стационарному (расчетному) участку работы ЭУ, без учета изменения геометрии поверхности горящего свода, целесообразно и допустимо исследовать в рамках квазистационарного подхода. Процессы газовой динамики и теплообмена при работе энергетической установки на переходных и нестационарных режимах, как и учет влияния изменения геометрии поверхности массоподвода, будут строиться в рамках нестационарного подхода на основе дискретизации по времени методом Эйлера второго порядка точности, при использовании схем второго порядка точности для дискретизации конвективных членов.

В виду реализующихся в КС турбулентных режимов течения газа, система уравнений сохранения далее будет использоваться в осредненном виде. С учетом проведенного анализа влияния моделей турбулентности на моделируемые теплофизические процессы вблизи непроницаемых поверхностей, расчет пульсационных характеристик, как и замыкание осредненной системы уравнения будет строиться на основе модели турбулентности transition SST.

Проведённая валидация результатов расчетов на известных экспериментальных данных подтверждает корректность предложенной математической

модели, численных схем и алгоритмов для численного исследования внутри-камерных процессов в проточных трактах и ПО ЭУ.

## **Глава 3 Методы оценки теплофизических параметров в КС ЭУ**

Рабочие процессы, протекающие в камере сгорания энергетической установки, как в процессе ее выхода на режим, так и на расчетном участке работы, в общем случае, являются нестационарными. При этом подача рабочего газа происходит при высоких температурах (в диапазоне  $2000 \div 4500$  К) и, как следствие, сопровождается тепловыми эффектами различной сложности, с одной стороны, а наличие разнонаправленных струй газа, обусловленных условиями массоприхода и особенностями геометрии проницаемых каналов обуславливает образование нестационарных пространственных течений в камере сгорания силовой установки. Существуют различные методы расчета внутрикамерных параметров в ЭУ.

### **3.1 Инженерные методики оценки внутрикамерных параметров в ЭУ**

Инженерная практика предполагает оценку внутрикамерных процессов, в том числе интенсивности теплообмена в КС на этапе эскизного проектирования, в том числе и для расчета толщины ТЗП КС ЭУ. Согласно [3, 12, 102, 179, 225, 245, 252, 264, 281, 298, 305, 308, 309] оценка внутрикамерных параметров на этапе проектирования разработки строится на введении следующих допущений:

1. Внутрикамерные процессы считаются установившимися и рассматриваются строго в рамках стационарного подхода.
2. Поток рабочего газа считается одномерным.

3. Расширение потока газа в сопле считается адиабатическим.
4. Химическая кинетика потока газа не учитывается.
5. Полагается, что в КС достигается химическое и термодинамическое равновесие.

С учетом допущений выделяют следующие этапы инженерной оценки внутрикамерных параметров:

1. Приближенный расчет параметров подачи рабочего газа:
  - (а) Термодинамический расчет процесса массоподвода и изменения геометрии проницаемого канала.
  - (б) Оценка теплотворной способности рабочего газа и горящего вещества.
  - (в) Корректировка термодинамического расчета на не одномерность (при необходимости).
2. Приближенный расчет параметров ЭУ:
  - (а) Расчет в рамках нульмерной стационарной постановки массового расхода горючего вещества.
  - (б) Расчет в рамках нульмерной стационарной постановки давления в КС ЭУ.
  - (в) Оценка потерь удельного импульса.
3. Геометрический расчет конфигурации массоподводящей поверхности.
4. Приближенный (одномерный) газодинамический расчет течения рабочего газа в КС ЭУ.
5. Термодинамический расчет расширения газа в сопле. Расчет параметров истечения.
6. Расчет состава рабочего газа.
7. Оценка тепловых потоков в КС и расчет толщины ТЗП.

8. Оценка тепловых потоков в сопле (в минимальном сечении).
9. Оценка внутрикамерных параметров в ЭУ на нестационарных режимах работы.
10. Корректировка расчетов.

Необходимо отметить, что методика оценки внутрикамерных параметров в рамках вышеописанного обобщенного инженерного подхода предусматривает на каждом из этапов последовательную оценку параметров с использованием исходных предположений о значениях ряда исходных констант (частично, определяемых ТЗ и ТТХ разрабатываемой силовой ЭУ), с применением обобщенных упрощенных линейных (либо обратных) зависимостей физических параметров от исходных констант и предположений, а также широкое использование эмпирических и критериальных уравнений, без оценки корректности их применения для рассматриваемых объектов. В ряде работ [269, 275, 296, 324, 333] показано, что применение такого упрощенного подхода в целом, и критериальных уравнений, в частности, без учета реализуемых в КС ЭУ режимов течений рабочего газа может привести к некорректным оценкам внутрикамерных параметров.

## 3.2 Методы топологии и теория катастроф в газовой динамике

Рабочие процессы в КС ЭУ характеризуются как взаимосвязанностью различных физических явлений, так и непосредственной сложностью моделирования и прогнозирования. Поэтому актуальным является использование различного математического аппарата для прогнозирования локальных газодинамических и теплофизических параметров в проточных трактах установки.

Рассмотрим аспекты применения методов топологии и теории катастроф для локализации пространственно-временных особенностей течения и теплообмена в проточных трактах КС ЭУ.

### 3.2.1 Основные понятия топологии

Течения газа и жидкости в реальных областях имеют определенную структуру, индивидуальную для каждой конкретной области, которая определяется топологическими особенностями потока. При этом [323] исследование таких характерных особенностей течений позволяет спрогнозировать ряд последующих физических явлений в данной области. В виду чего, целесообразным является применение топологических методов для изучения внутрикамерных процессов в ЭУ.

Непосредственно топология, являясь фундаментальной частью математики, оперирует свойствами математических структур, которые сохраняются при постоянных деформациях. Применение раздела дифференциальной топологии для исследования потоков жидкости (газа) [38] основано на гипотезе о поведении линии поверхностного трения. Так, предполагается, что линии поверхностного трения ведут себя как постоянные векторные поля, а узоры линий поверхностного трения могут быть описаны с помощью ее особых точек и линий.

В дифференциальной топологии под термином «особая точка» понимают такую точку векторного поля, где поле обращается в ноль. Такая точка, по сути, является точкой покоя динамической системы или точкой равновесия. Особые точки в узоре линий поверхностного слоя — это изолированные точки на поверхности тела, где завихренность становится тождественно равной нулю. Вид и количество особых точек определяется, согласно теории топологии, определяется в том числе исходным видом решаемых дифференциальных уравнений [364]. Однако, в общем случае, все многообразие особых точек можно разделить на два основных класса – узловые точки и седловые точки. Можно выделить три основных вида узловых точек: узловые точки  $N$ , точки типа фокус  $f$  и точки типа центр  $C$ .

Узловая точка  $N$  (рис. 3.1) является общей точкой линий поверхностного трения. В этой точке все линии поверхностного трения, исключая одну, расположены по касательной к единственной линии.

Фокус  $f$  (рис. 3.2) отличается от узловой точки (рис. 3.1) тем, что не имеет общей касательной линии. Бесконечно большое число линий поверхностного трения вращаются по спирали вокруг особой точки, либо от нее,

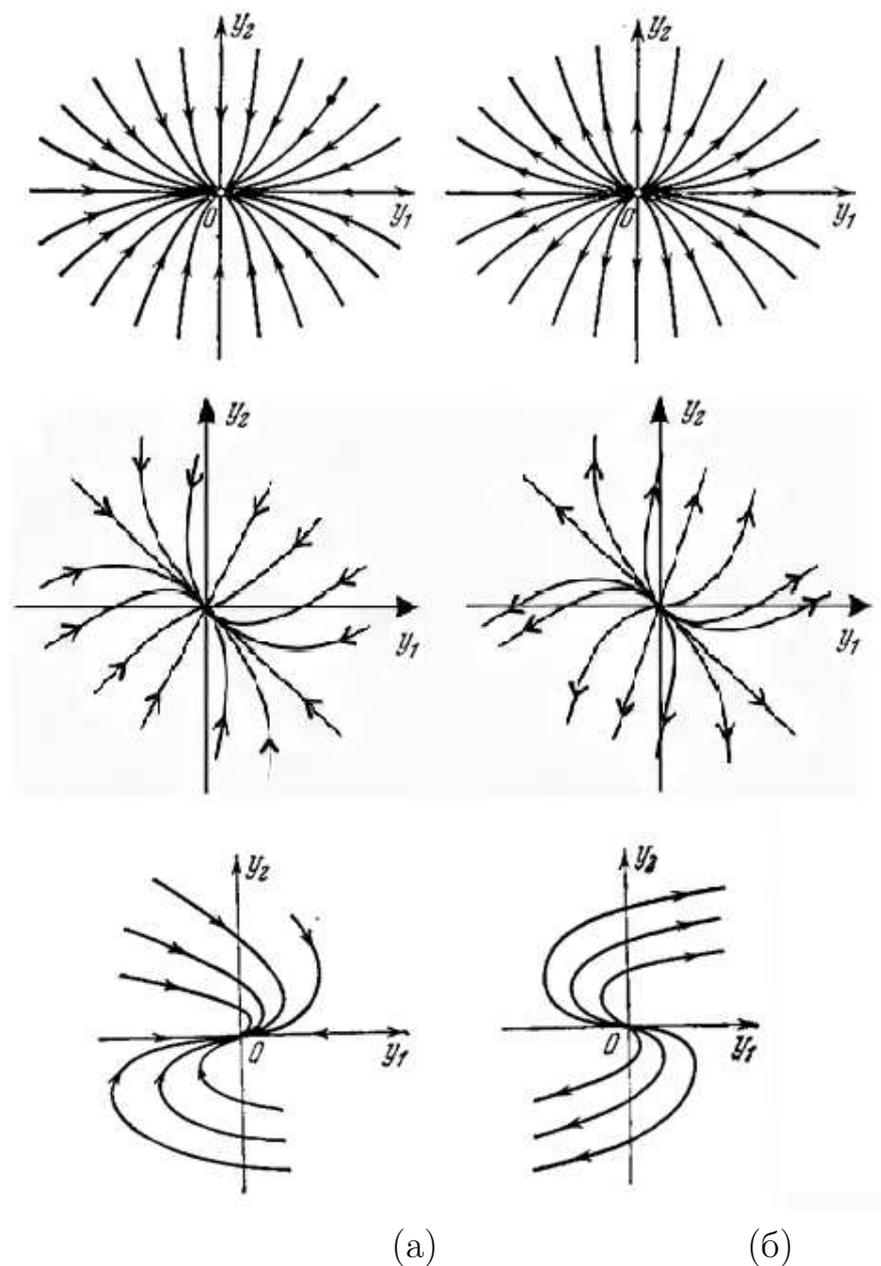


Рис. 3.1: Особые точки типа «узел» для (а) устойчивой и (б) не устойчивой конфигурации [364]

образуя фокус слияния, либо в нее, образуя фокус отрыва. Фокус слияния обычно имеет место в присутствующем вращении либо потока, либо поверхности. Фокус (отрыва) возникает на поверхности неизменно вместе с седловой точкой (рис. 3.3).

Особые точки, действуя либо как изолированные, либо как комбинация точек, удовлетворяют определенным характеристическим функциям, которые в значительной степени определяют распределение линий поверхностного трения на поверхности. Узловая точка слияния обычно является точ-

кой полного торможения подветренной поверхности. Таким образом, узловая точка слияния практически [38] представляет собой источник линий поверхностного трения. А узловая точка отрыва является точкой подветренной поверхности и представляет собой сток линий поверхностного трения.

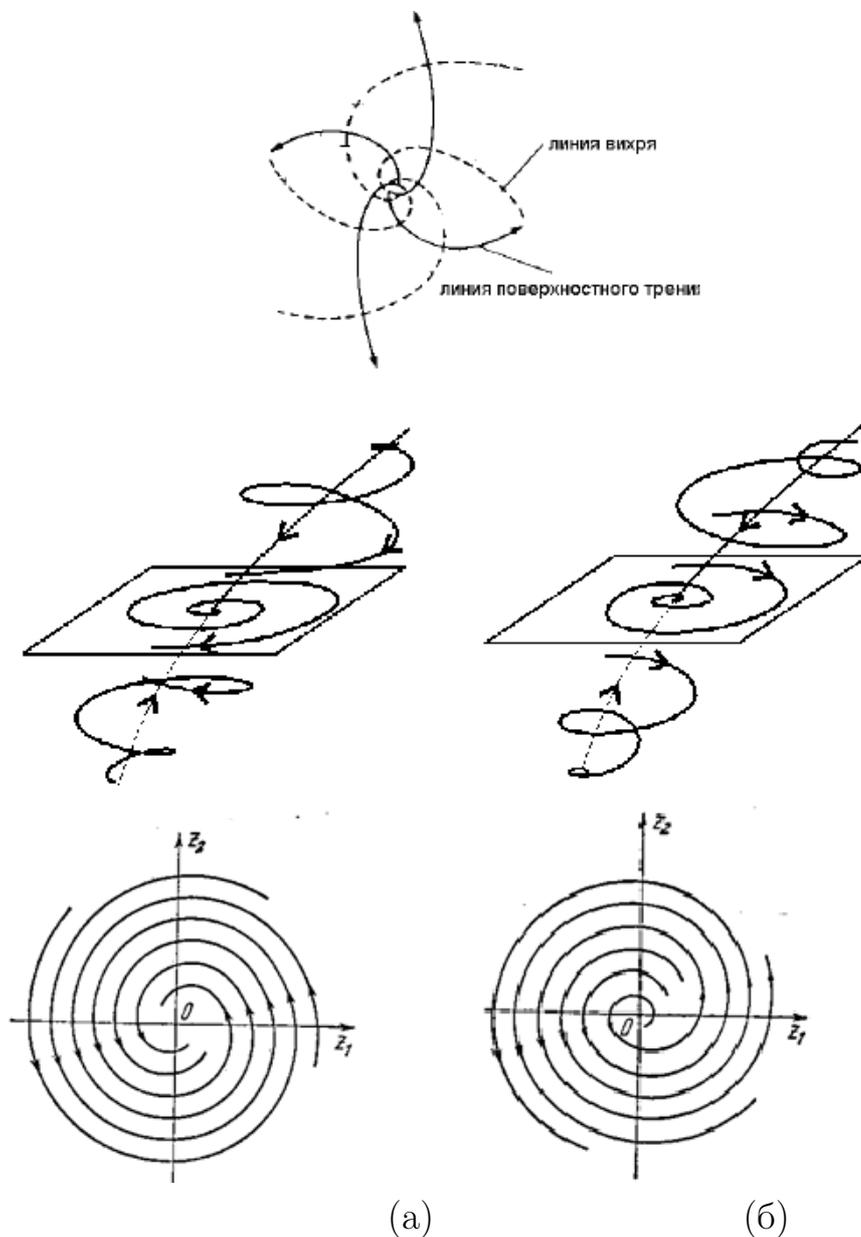


Рис. 3.2: Особые точки типа «фокус» для (а) устойчивой и (б) не устойчивой конфигурации [364]

В седловой точке  $S$  (рис. 3.3) имеются только две частные линии  $CC$  и  $DD$ , которые проходят через особую точку. Направления с любой стороны особой точки является «внутренними» для одной частной линии и «наружными» для другой частной линии. Все другие линии поверхностного трения теряют особую точку и направляются согласно направлений смежных частных

линий.

Рассмотрим подробнее один из видов особых точек типа «фокус» (рис. 3.3), а именно фокус отрыва (рис. 3.3).



Рис. 3.3: Особая точка – фокус отрыва [364]

Фокус возникает на поверхности вместе с седловой точкой, что обеспечивает механизм распространения линий поверхностного завихрения в течение и последующее формирование скрученной вокруг вихревой оси разделительной поверхности, исходящей из линии отрыва. Начинаясь с седловой точки на границе, разделительная поверхность распространяет функцию линии отрыва на течение, действуя как преграда, отрывает серии ограничительных линий, которые возникли из ближайшей поверхности на одной стороне линии отрыва, от серии, возникшей с другой стороны.

Фокус на границе распространяется в поток как сосредоточенная вихревая нить. Смежные разделительные поверхности сворачиваются с той же целью, как и вихревая нить. Когда одна из таких разделительных поверхностей распространяется вниз по течению, она быстро подтягивает вихревую нить в центр. В сущности, такое распространение в течение фокуса на границе служит вертикальной осью, вокруг которой закручивается разделительная поверхность.

В том случае, если не одна смежная разделительная поверхность, к которой присоединен фокус, не распространяется вниз по течению, вихревые нити, истекающие из фокуса, сохраняют различия и видны как отрывные объекты на плоскостях поперечного потока вниз по течению от их источника.

Также существует [364], но практически не встречается особая точка ти-

па «центр» или спиральный узел (рис. 3.4). В виду того, что данная точка опирается на мнимые собственные значения функции, в дальнейшем данная особая точка рассматриваться не будет.

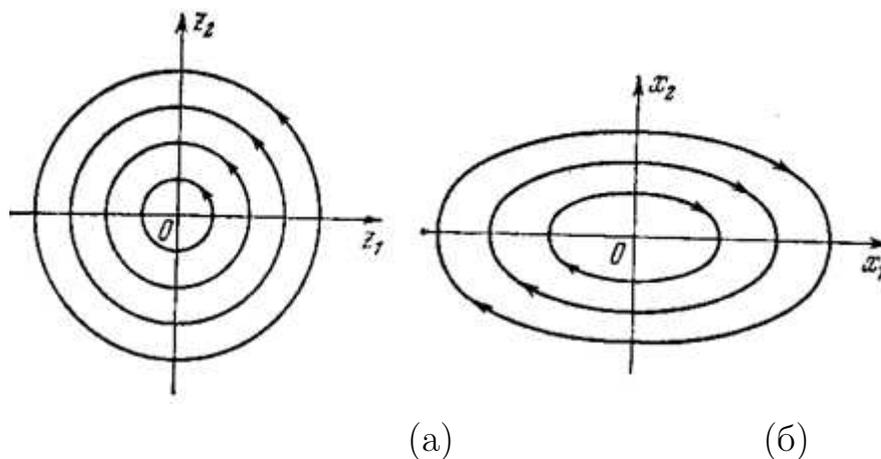


Рис. 3.4: Особые точки типа «центр» [364]

Необходимо отметить, что согласно [364] целесообразно рассматривать и учитывать только те конфигурации линий поверхностного трения на поверхности тела, которые подчиняются топологическому закону. Согласно данного закона, количество особых точек типа «узел» и «фокус» ( $N_u$ ) определяется, как  $N_u = 2 \cdot N_s$ , где  $N_s$  – количество седловых точек (рис. 3.5).

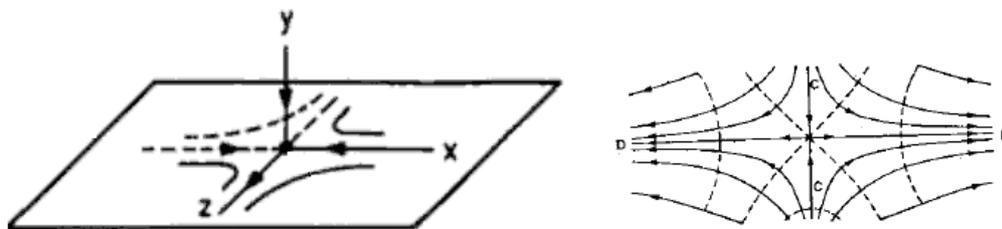


Рис. 3.5: Особая точка типа «седло» [364]

Создание топологических моделей течений направлено, в том числе, на формулирование гипотез о природе и закономерностях трансформации и переноса отрывно - потоковых структур в потоке. Данные гипотезы, при их подтверждении, в дальнейшем являются физической основой для последующего прогнозирования распределения физических параметров вблизи непроницаемых поверхностей.

Седловая точка – точка отрыва линий поверхностного трения, истекающих из смежных узлов, например точек слияния смежных узлов (рис. 3.6).

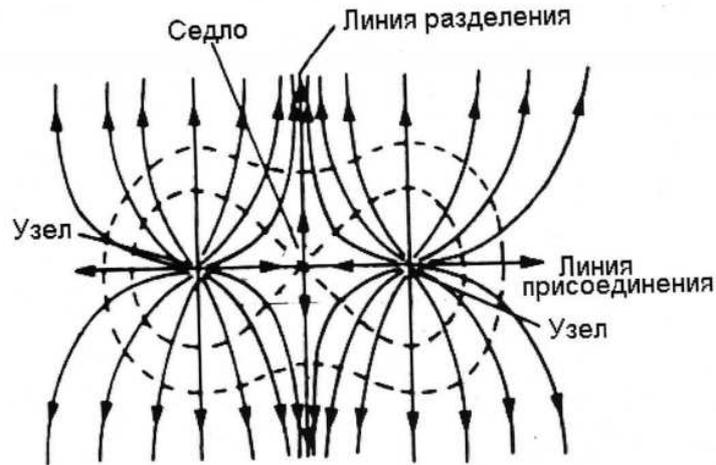


Рис. 3.6: Смежные узлы и особые точки [364]

Из седловой точки исходят линии разделения потока - особые линии поверхностного трения, ограничивающие действие исходящих из узловых точек поверхностных линий. Линии разделения потока также могут называться линиями стекания или отрыва. Необходимо отметить, что в окрестности линии отрыва линии поверхностного завихрения искажаются, формируя точечные петли выше по потоку с вершиной петли, находящейся на линии отрыва.

Особые линии поверхностного трения, проходящие сквозь узловые токи и направленные в седловую точку, называются линиями слияния (рис. 3.6). Линии поверхностного трения стремятся отклониться от линии слияния или линии растекания. В окрестности линии растекания линии поверхностного завихрения формируют точечные петли ниже по потоку с вершинами петли, находящимися на линии растекания.

### Топология линий тока в плоских сечениях трехмерного потока

Законы, управляющие поведением линий поверхностного трения, адаптированы и применимы для описания пространственных течений. Так, если  $\bar{u} = [u, v, w]$ , то есть  $\bar{u}$  средняя скорость, чьи  $u, v$  компоненты измеряются в плоскости выше поверхности, а средние линии тока в плоскости, являющейся решением уравнения  $\frac{dx}{u} = \frac{dy}{v}$ . При этом, линии тока главного трехмерного течения, определённые данным уравнением, не обязательно являются проекциями трехмерных линий тока на плоскости и не обязательно являются траекторий частицы даже при установившемся течении. Однако, поскольку

$(u, v)$  и  $(x, y)$  — это постоянное векторное поле  $\vec{U}(x, y)$  с конечным числом особых точек внутренней части потока где  $\vec{U} = 0$ , следует, что узловые и седловые точки могут быть определены только в сечениях, по аналогии с линиями поверхностного трения на поверхности (плоскости).

Узловые и седловые точки внутри потока, исключаяющие границу, обозначены как  $N$  и  $S$ , при этом для трехмерного потока на плоскости особые точки определены как полуузел  $N'$  и полуседло  $S'$ , соответственно (рис. 3.7).

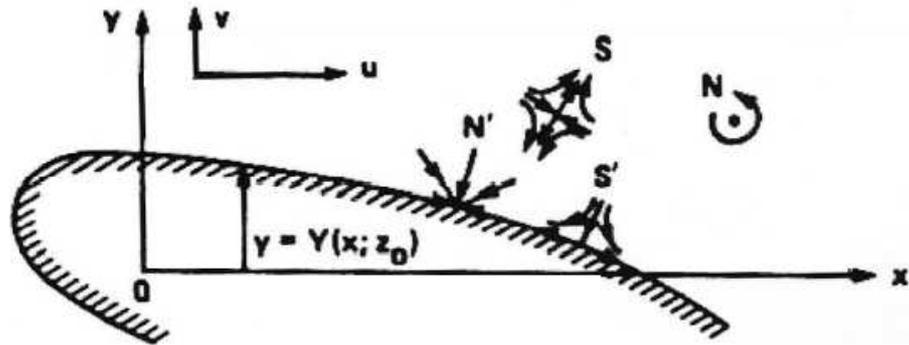


Рис. 3.7: Характерная точка на пересечении потока [46]

С такой простой поправкой классификации особых точек все вышеупомянутые замечания и описания, относящиеся к анализу линий поверхностного трения, распространяются на анализ течения в сечении. При этом, основные топологические законы, сформулированные для общего случая, справедливы и для трехмерного потока.

1. Линии поверхностного трения на объемном теле

$$\sum_N - \sum_S = 2.$$

2. Линии поверхностного трения на объемном безразрывном теле, прикреплённые (без разрывов) к плоской границе  $P$ , которая либо распространяется в бесконечность и выше/ниже по течению, либо это поверхность тора:

$$(\sum_N - \sum_S)_{P+B} = 0.$$

3. Линии тока на плоскости среза объемного тела:

$$(\sum_N + \frac{1}{2} \sum_{N'}) - (\sum_S + \frac{1}{2} \sum_{S'}) = -1.$$

Необходимо отметить, что топологическое описание трехмерных нестационарных течений связано как с процессами трансформации особых точек

друг в друга, так и с явлением объединения свойств нескольких видов особых точек в единую конфигурацию. Рассмотрим такие, реализуемые в трехмерных нестационарных потоках, особые точки.

Особая точка типа «седло-фокус» отличается от седла тем, что она имеет среди своих ведущих собственных значений (ближайших к мнимой оси) комплексно-сопряженные. В трехмерном случае существует два разных типа седло-фокусов: – устойчивый седло-фокус (рис. 3.8,а), – не устойчивый седло-фокус (рис. 3.8,б) с одномерным устойчивым и двумерным неустойчивым инвариантными многообразиями и сложная конфигурация седло-фокус-фокус (рис. 3.8,в).

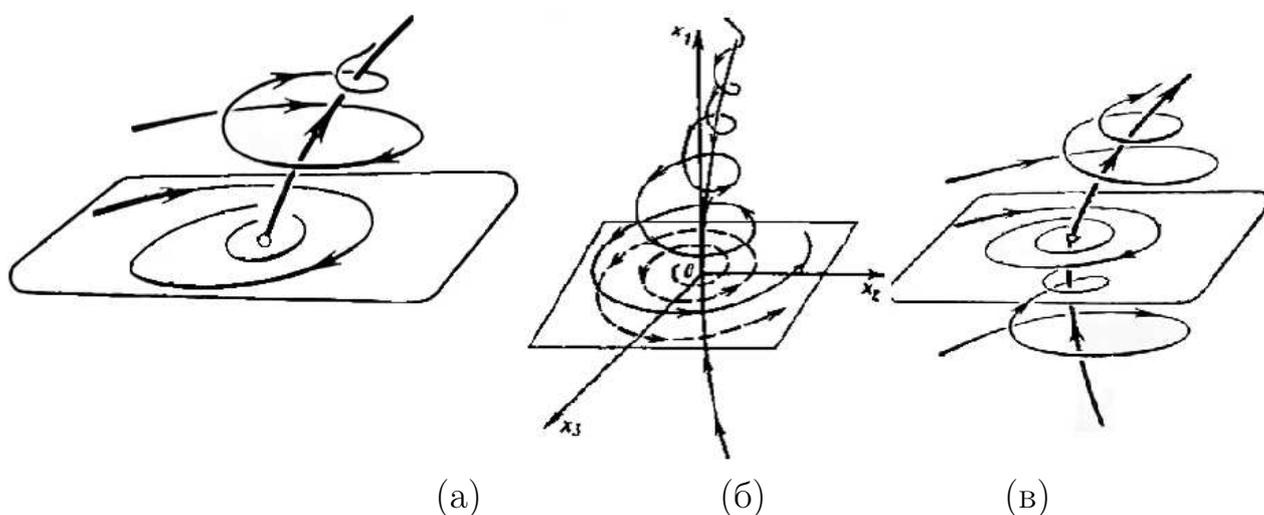


Рис. 3.8: Трехмерные особые точки: (а) устойчивый седло-фокус, (б) не устойчивый седло-фокус, (в) седло-фокус-фокус [46]

### 3.2.2 Теория катастроф

Создание и развитие этой части математического анализа было связано с широкими возможностями наглядного анализа некоторых сложных явлений, особенно тех, которые встречаются при описании самых разных естественных явлений, в которых также рассматриваются разрывные функции, для которых аппарат математического анализа не подходит (потеря устойчивости конструкций, колебания и разрушение в строительной механике, поведение в экологии, астрофизика, бифуркационная неустойчивость атомной решетки, спонтанный порядок в биохимических реакциях, динамика популяций, гидро-

динамическая неустойчивость и возникновение турбулентности, хаотическая динамика и т.д.).

Обобщение теории особенностей гладких отображений и теории бифуркаций динамических систем – теория катастроф позволяет прогнозировать и исследовать внезапные качественные изменения, принятые за катастрофы. При этом, исследование таких внезапных изменений строится на обобщении исследования функции в рамках теории Уитни [390] и на основе анализа качественных перестроек и трансформаций при некотором изменении параметров [39].

Под катастрофой понимаются скачкообразные изменения, являющиеся следствием внезапной реакции системы на плавное изменение условий. При этом вводятся понятия отображения (как сопоставления каждой точке поверхности точки плоскости), складки и сборки (как двух видов особенностей отображений).

В теории катастроф предполагается, что скачка параметров не происходит в том случае, когда наблюдается плавное изменение положения минимума. Соответственно, исчезновение локального минимума [39] обуславливает образование скачка. Если все существующие состояния равновесия исходной системы объединены в единую поверхность состояний и построена проекция данной поверхности на плоскость исходных управляющих параметров системы, то полученная проекция (отображение) может иметь ряд особенностей. Таким образом, применение аппарата теории катастроф позволяет предсказать (либо обосновать) внезапное изменение данных особенностей или переход из одного состояния в другое через локальную «катастрофу».

Применительно к газодинамическим процессам, теорию катастроф удобно использовать для прогнозирования бифуркаций положений равновесия через представление векторного поля в фазовом пространстве, то есть через изменение топологических состояний системы.

### 3.3 Обобщенный подход к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы с массоподводом

Проектирование таких конструктивных элементов ЭУ как сопловое днище, патрубки и сопла предполагает [166–168, 297, 298] обязательное использование различных видов теплоизоляционных покрытий (ТЗП, ТЗМ, абляционных материалов и так далее). При этом, для расчета толщины слоя теплоизоляционных материалов необходима первичная информация о реализуемых в данном тракте ЭУ тепловых потоках.

Как показано в 3.1 в распространённых инженерных методиках принимается, что теплообмен вблизи конструктивных элементов сможет быть описан по экспериментальным зависимостям, полученным для ряда простых геометрических тел [12, 253], таких как пластина, внешний цилиндр, труба, сфера. При переходе к данным критериальным уравнениям пренебрегают как неоднородностью рабочего газа, его гетерогенностью и неизотропностью, нестационарностью тепловых потоков, так и сложностью непосредственно геометрических форм каналов массоподвода, органов управления, сопловых блоков и эллиптических сопловых днищ. В сочетании с развитыми турбулентными течениями в проницаемых каналах сложных форм и ПО КС это приводит к высокой погрешности (более 50%) расчета тепловых потоков по данным инженерным методикам.

Точнее при оценке тепловых потоков исходить из газодинамической предыстории потока, реализуемых в трактах КС ЭУ режимов течений и описанной в [38, 283] связи между повышением интенсивности теплообмена и образованием локально-временных зон - топологических особенностей потока.

Известно [283, 324], что тепловое состояние вблизи непроницаемых поверхностей камеры сгорания ЭУ определяется газодинамической предысторией потока, в частности – реализуемым режимом взаимодействия разнонаправленных потоков и струй рабочего газа в проточных трактах камеры. При этом, в камере могут реализовываться [34, 35] сложные пространственные от-

рывные течения, физическая картина которых сложна и остается малоизученной.

Как показано в [283] и в главе 1 экспериментальные исследования позволяют снять с объекта исследования информацию о статическом поле давлений и о структуре предельных линий тока (за счет применения методов визуализации, например, масляных пленок), восстановить и экспериментально исследовать пространственные конфигурации реализуемых в КС течений в настоящее время не возможно [283]. Однако, полученные в результате экспериментальных продувок саже-масляные картины предельных линий тока вблизи непроницаемых теплонапряженных поверхностей КС позволяют верифицировать численные схемы и алгоритмы.

Применение методик вычислительного эксперимента к исследованию процессов внутренней газодинамики в ЭУ позволяет получить пространственные конфигурации течений рабочего газа в проточных трактах и застойных областях КС, поля физических величин, распределения мгновенных и интегральных параметров в рассматриваемой расчётной области. Но, поскольку, процессы в КС являются нестационарными и пространственным, а рабочая среда – вязким сжимаемым газом, то, в общем случае, течение рабочего газа в проточных трактах ЭУ должно, соответственно, исследоваться в рамках модели вязкого сжимаемого газа. При этом, пространственная газодинамика вязкого сжимаемого газа [2, 124, 148, 203, 210, 232, 267, 302, 304] описывается пространственными уравнениями неразрывности (уравнения гиперболического типа), движения и энергии (параболические уравнения), которые в каноническом виде [2, 124, 148, 203, 210, 232, 267, 302, 304] не имеют точного решения, в виду чего, для решения подобной системы уравнений газовой динамики необходимо применение приближенных (численных) методов.

Решение сопряженной задачи теплообмена в пространственной постановке, с учетом многослойности стенок КС, турбулентности реализуемых в трактах КС течений и нестационарности внутрикамерных процессов является затратным как по требуемым вычислительным ресурсам, так и по временной продолжительности численного решения. Кроме того, применение численных методов для моделирования газодинамических и теплофизических процессов в КС ЭУ требует обязательной верификации и валидации на экспериментальных данных. В силу чего, применение методик вычислительного эксперимен-

та на этапах разработки новых изделий является не целесообразным.

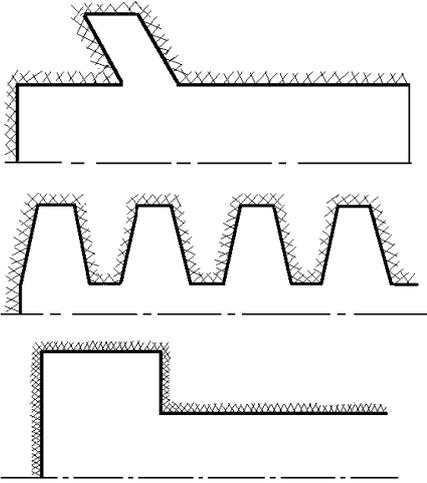
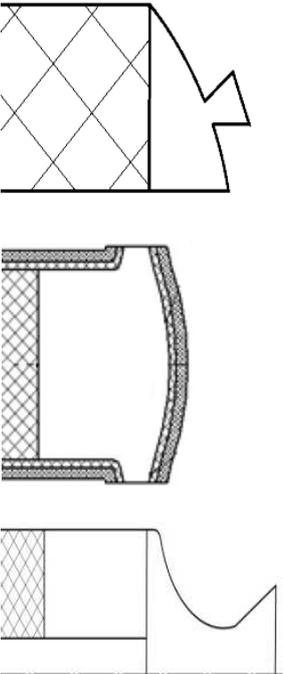
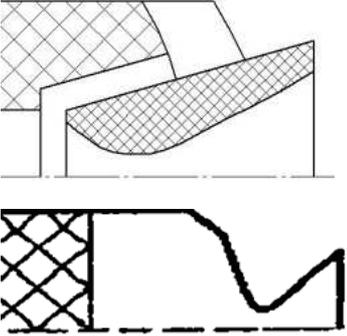
Согласно [38] анализ проекций линий тока на плоскости либо предельных линий тока на соответствующей поверхности позволяет выделить систему особых точек и линий – топологический рисунок. При этом, в гидродинамике показано [38], что критическая точка является экстремумом функции энергии и, как следствие, может характеризовать область своей локализации как источник либо сток энергии. Что, в свою очередь, может обуславливать интенсификацию процессов теплообмена в данной области. То есть, анализ топологических особенностей и их перестройки позволяет спрогнозировать локализацию пространственно-временных зон повышенного теплообмена вблизи конструктивных элементов.

Сопоставление экспериментальных и численных картин предельных линий тока вблизи непроницаемых поверхностей с распределением теплового потока подтверждает возможность применения топологических методов гидродинамики для прогноза теплового состояния элементов конструкций КС ЭУ. Приведенный в главе 1 предварительный анализ конструктивных элементов ЭУ позволил выделить первичную матрицу особенностей трактов КС ЭУ, влияющих на теплофизические процессы (Табл. 3.1), что и позволяет применить методы топологии последовательно к каждому из трактов.

Применение методов топологии к анализу расчетных данных в рамках квазистационарного исследования позволит локализовать зоны возможной интенсификации теплообмена, а в рамках нестационарного исследования – уточнить устойчивость выявленных топологических особенностей и их влияние на тепловой режим энергетической установки. Поскольку, как отмечено в [87, 135, 136], нестационарность процесса массопотока и акустическая неустойчивость могут привести к срыву вихрей в камере сгорания либо к трансформации конфигурации течения в камере, для выявления причин возможных флуктуаций течений, в том числе и их устойчивых конфигураций, удобно применить аппарат теории особенностей гладких отображений и теории бифуркаций, объединенный в теорию катастроф [39].

Анализ результатов численного моделирования изменения теплофизических процессов в выявленных областях топологических особенностей с применением элементов теории подобия позволяет построить критериальные зависимости для оценки числа Нуссельта в области топологических особенно-

Таблица 3.1: Матрица конструктивных особенностей

Тракт КС ЭУ	Зависимые физические характеристики
	<p>Форма поперечного сечения канала массоподвода [322, 324] определяет как профиль скорости в выходном сечении канала, так и структуры потока рабочего газа в основном канале Кс, то есть, существенным образом влияет на формирование течения рабочего газа в ПО ЭУ.</p>
	<p>Размеры и конфигурация предсоплового объема оказывают существенное влияние на формирование течений рабочего газа в нем [324], а также на реализуемый вблизи сопловой крышки тепловой режим. Помимо размеров, геометрия ПО ЭУ определяется видом и конструктивными особенностями сопловой крышки.</p>
	<p>Форма и вид применяемого соплового блока (сопла) оказывают существенное влияние не только на интегральные характеристики установки, но и на реализуемые теплофизические процессы в КС, в частности, на вихреобразование в ПО ЭУ.</p>

стей. Полученные критериальные зависимости и соответствующие им топологические особенности течения вблизи теплонапряженных поверхностей КС группируются в единую матрицу конструктивных исполнений силовых ЭУ и соответствующих им топологических и теплофизических особенностей течения.

Таким образом, в качестве удобного и надежного метода оценки тепловых потоков вблизи теплонагруженных конструктивных элементов КС ЭУ предлагается применение метода оценки безразмерных коэффициентов теплоотдачи, основанного на совместном использовании топологических методов, теории подобия, теории катастроф, анализа конструктивных особенностей элементов КС и данных численного моделирования процессов внутренней газодинамики и теплообмена в проточных трактах ЭУ различных конструкций. То есть, предлагаемый подход базируется на обобщении топологических особенностей структуры потока с выделением локальных пространственно-временных зон повышенного теплообмена, исследованию их устойчивости и трансформаций, анализе теплового потока в данных областях и последующем использовании полученных для данных зон критериальных уравнений.

### **3.3.1 Алгоритм построения матрицы взаимовлияния конструктивных и рабочих параметров ЭУ на реализуемый в КС тепловой режим**

Предлагается следующая последовательность построения системы оценки интенсивности процессов теплообмена вблизи непроницаемых поверхностей:

1. Оценка конструктивных особенностей исследуемой компоновки КС.
2. Физическая постановка задач исследования.
3. Ввод геометрических допущений.
4. Математическая постановка задачи.
5. Валидация используемых численных схем и алгоритмов на задачах внутренней баллистики КС ЭУ, имеющих экспериментальное описание.

6. Численное моделирование внутрикамерных процессов в исследуемой области.
7. Анализ физических (газодинамических, теплофизических) особенностей реализуемого режима течения рабочего газа в трактах КС ЭУ.
8. Локализация, фиксация и описание топологических особенностей течения рабочего газа вблизи непроницаемых, потенциально теплонапряженных, поверхностей.
9. Вариативные исследования внутрикамерных процессов в ЭУ (повторение п.4-7 данного алгоритма) заданной конструкции для интересующего диапазона изменения граничных условий (давления в КС, скорости распределенного вдува газа, расхода и температуры рабочего газа и т.д.).
10. Анализ устойчивости выявленных топологических особенностей.
11. Анализ закономерностей изменения теплофизических величин в областях локализации топологических особенностей течения в форме критериальных безразмерных уравнений вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ .
12. Апробация полученных критериальных уравнений на известных экспериментальных и численных данных.
13. Выделение конструктивных и рабочих параметров ЭУ, являющихся управляющими с точки зрения их влияния на изменение топологии течений рабочего газа в проточных трактах КС и сопутствующие данным изменениям теплофизические процессы.
14. Обобщение полученных топологических структур и критериальных уравнений по выявленным ранее (см. пункт 13) конструктивным особенностям.
15. Построение единой для различных компоновок ЭУ матрицы взаимовлияния конструктивных и рабочих параметров ЭУ на реализуемый в КС ЭУ тепловой режим.

Применение данного подхода к локализации зон повышенного теплообмена на поверхности непроницаемых конструктивных элементов КС и оценке

интенсивности тепловых потоков вблизи данных зон позволяет сгруппировать виды топологических особенностей не только по типам и реализуемым вблизи них тепловым режимам, но и в соответствии с конструктивным исполнением отдельных элементов проточных трактов КС. То есть, сформулировать единую матрицу взаимовлияния конструктивных особенностей ЭУ, рабочих параметров в камере, топологических особенностей потока вблизи конструктивных элементов и локализации зон экстремумов теплового потока вблизи поверхностей данных элементов.

Полученная таким образом матрица включает в себя широкую базу критериальных уравнений для оценки величины числа Нуссельта в областях топологических особенностей. Обобщенная в единый формат матрица позволяет быстро и с высокой точностью (не менее 85%) оценить максимальное значение числа Нуссельта вблизи основных видов теплонапряженных конструктивных элементов КС.

### 3.4 Выводы по главе 3

Показано, что исследование процесса теплообмена в камере сгорания требует обязательного учета газодинамической обстановки и локализованных в данной камере пространственно-временных особенностей потока продуктов сгорания. Изучение рабочих процессов в КС ЭУ будет строиться на основе совместного (сопряженного) решения нестационарных уравнений газовой динамики и теплопроводности.

Интерпретация расчетных данных, в том числе и анализ особенностей течений потока в проточных трактах КС ЭУ будут строиться с использованием топологических методов для локализации пространственно-временных зон повышения интенсивности теллофизических процессов и методов теории катастроф для выявления причин возможных флуктуаций течений, в том числе и их устойчивых конфигураций.

## Глава 4 Численные исследования процесса теплообмена в проточных трактах КС ЭУ на стационарном участке работы установки в рамках квазистационарного подхода

Согласно [3, 226, 298] массоподводящие каналы ЭУ характеризуются сложной формой поперечного сечения, а предсопловой объем может содержать элементы органов управления либо оснащаться сопловыми крышками различных конструкций. При этом экспериментальные данные [173, 174, 270] косвенно свидетельствуют о реализации в проточных трактах КС с каналами массоподвода сложных форм поперечного сечения пространственных вихревых течений, в ряде случаев [135, 136, 175, 176, 217], характеризующихся акустической и пульсационной неустойчивостью.

Глава посвящена вопросам численного исследования течений и тепловых режимов, реализующихся в проточных трактах и предсопловом объеме КС ЭУ различных компоновок на стационарном участке работы силовой установки в рамках квазистационарного подхода. Полученные в результате анализа расчетных данных критериальные зависимости обобщены в виде выражения  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ , где коэффициенты  $h, f, l$  - определяются для каждой конкретной конструктивной схемы.

### 4.0.1 Обоснование корректности допущения о свойствах рабочего газа

Поскольку в процессе подачи массы от горючего вещества, согласно [168, 223, 226], может наблюдаться формирование гетерогенной рабочей смеси, ис-

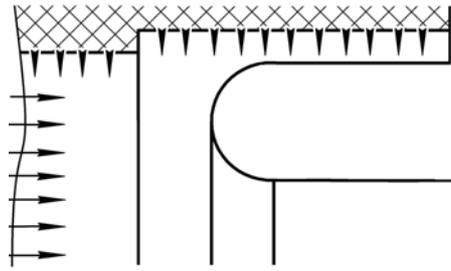


Рис. 4.1: Схема модельной установки с ПУС [270]

пользование допущения о гомогенных свойствах рабочего газа при исследовании внутренней газодинамики и теплообмена, так же как и исследование процессов конвективного теплообмена, без учета лучистого и кондуктивного теплообмена, требует дополнительного обоснования.

Рассматривается имеющая экспериментальное описание [270] задача о теплообмене в области входной части утолщенного соплового блока модельной силовой установки (рис. 4.1) при снаряжении пашками горючего вещества различных составов и видов. Применение в рамках физического моделирования составов горючих веществ различных типов позволяет в рамках валидации оценить влияние используемого при математическом описании внутрикамерных процессов допущения о свойствах рабочего газа на точность расчета тепловых потоков в КС. Типоразмеры рассматриваемых конструктивных элементов модельной установки, включая размеры каналов массоподвода, приведены в [270].

Согласно [270] поверхность подвода массы образована двумя цилиндрическими каналами с дополнительным размещением в зоне переднего днища дополнительного концентрированного объема горючего вещества.

Рассматривается течение рабочего тела с показателем адиабаты  $k = 1.2$  и температурой  $T = 2500$  К в области входа потока в сопло (рис. 4.1). Распределения коэффициента теплоотдачи по образующей утолщенного сопла (расчетные и экспериментальные) приведены на рис. 4.2.

Из рис. 4.2 видно, что применение допущения о свойствах рабочего тела не оказывает существенного влияния на полученные распределения тепловых потоков. Экспериментальные данные (рис. 4.2, точки) подтверждают преобладание в ПО КС ЭУ конвективных потоков с одной стороны и позволяют оценить вклад лучистого теплообмена в потоке с твердыми частицами



с объемным выделением тепла в створе утолщенного сопла как  $20 \div 25\%$  в дозвуковой области и  $45 \div 60\%$  в транс- и сверхзвуковой областях. Таким образом, применение допущения о гомогенности состава рабочего тела – газа при исследовании внутренней газодинамики и теплообмена в дозвуковых областях КС корректно и оправдано.

Поскольку, согласно [223, 226] вклад радиационного потока для гомогенных рабочих газов в теплообмен в КС не превышает 15%, исследования внутрикамерных процессов в ЭУ с органами управления целесообразно проводить в рамках сформулированного допущения о свойствах рабочего газа.

## 4.1 Особенности рабочих процессов в проточных трактах КС ЭУ

В общем случае можно выделить две основных конструктивных схемы КС ЭУ – односопловая и многосопловая. При этом, односопловая схема [298] предполагает как стандартное расположение сопла заданной конструкции, так и размещение входной поверхности соплового блока в предсопловом объеме КС – то есть, оснащение ЭУ утолщенным соплом.

Использование многосопловой крышки позволяет применить широкий ряд конструктивных схем [3, 179, 200, 257, 297], так может изменяться расположение сопел/газоходов (торцевое, на эллиптической части крышки и т.д.), их количество, а также форма соплового днища (например, за счет установки козырьков [270], отражателей [136, 200] и других видов потокоотклонителей).

Каждая из перечисленных выше конструктивных схем, в соответствии с требованиями ТЗ, комплектуется каналами массоподвода с различной формой поперечного сечения. При этом, как используемая конструктивная схема установки (одно- или многосопловая), так и вид поперечного сечения применяемого канала определяют внутреннюю газодинамику КС и, следовательно, влияют на протекающие в КС ЭУ теплофизические процессы.

Таким образом, далее рассматриваются особенности организации газодинамических и теплофизических процессов в проточных трактах КС ЭУ различных конструктивных схем, как в частности, на примере наиболее распространенных форм поперечного сечения каналов, так и вопросы влияния

формы канала массоподвода на исследуемые газодинамические и теплофизические процессы в трактах установки. Рассматривается сопряженная задача теплообмена, где стационарное пространственное турбулентное течение рабочего газа описывается в рамках модели сжимаемого теплопроводного газа, описываемого системой уравнений (2.24), с подключением модели турбулентности  $k - \omega$  SST (2.55).

#### 4.1.1 Внутрикамерные процессы в КС с утопленным соплом

Рассмотрим особенности течения рабочего газа в КС ЭУ, оснащенной утопленным соплом с массоподводящим каналом звездообразной формы поперечного сечения (рис. 4.3). Исследование проводится в рамках квазистационарного подхода и справедливо для начальных моментов времени работы установки на стационарном участке.

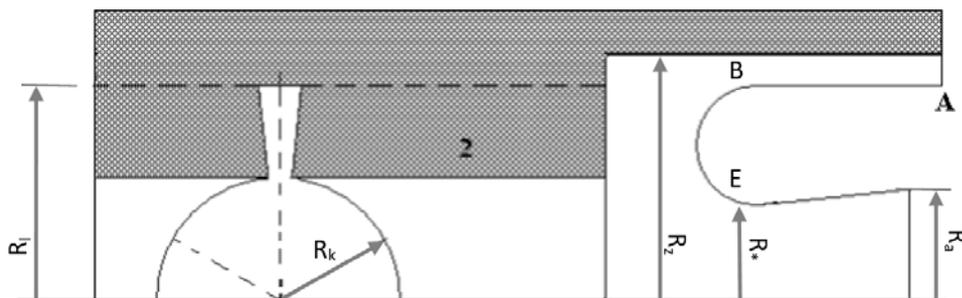


Рис. 4.3: Геометрическая модель КС ЭУ с утопленным соплом и каналом массоподвода звездообразной формы поперечного сечения:  $R_k/R_a = 1.02$ ,  $R_I/R_a = 1.72$ ,  $R_z/R_a = 1.95$ ,  $R_a/R_* = 1.28$ .

Рассматривается течение рабочего газа с показателем адиабаты  $k = 1.2$  и температурой  $T = 2500$  К в проточных трактах ЭУ (рис. 4.3). Отношение расхода газов, поступающих из надсоплового зазора ( $G_a$ ) к расходу, из основного канала ( $G_k$ ), задается коэффициентом  $k_g = G_a/G_k$ . Расчетная область приведена на рис. 4.4.

Граничные условия определены следующим образом:

- На поверхностях массоподвода ( $\Gamma_1, \Gamma_2$ ) задаются температура и расход газа ( $T_0 = 2500 \div 3500$  К,  $G = 15 \div 40$  кг/с).

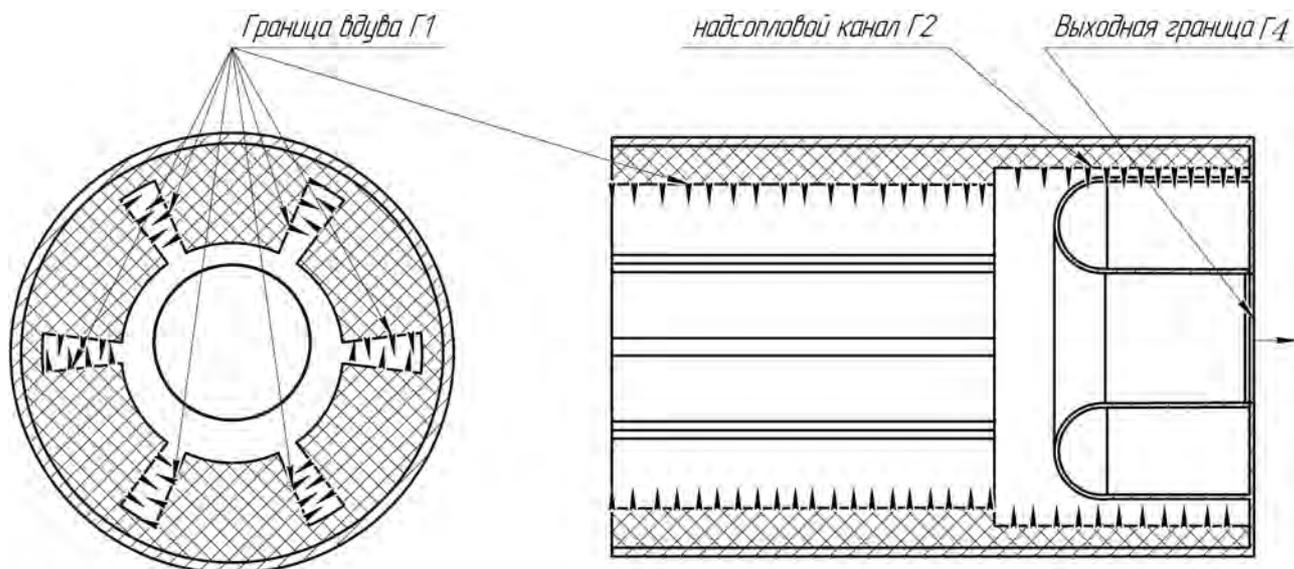


Рис. 4.4: Расчетная область

- На твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).
- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На срезе сопла («Выходная граница», Г4) задаются мягкие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Дискретизация расчетной области производится с использованием неструктурированных сеток, состоящих из шестигранников (4.62 млн. ячеек, при отношении объема максимального сеточного элемента, согласно главе 2, к общему объему расчетной области -  $v_i/V = 3 \cdot 10^{-7}$ ), а также призматических ячеек (82000 ячеек) для разрешения пристеночных течений с контролем положения первой ячейки в пристеночном слое и количества слоев призматических ячеек ( $y^+ = 1 \div 10$ ).

Необходимо отметить, что конструктивные особенности ПУС и компоновки ЭУ с ПУС обуславливают ряд определяющих внешних, по отношению к потоку рабочего газа, факторов [69, 75, 76, 80, 81, 83, 86, 322–324], обуславливающих топологические и теплофизические особенности течения в про-

точных трактах КС. К данным факторам относятся как степень утопленности сопла [80, 309], величина линейного эксцентриситета [323, 324], характерная, согласно [270], для начальных углов поворота сопла, так и коэффициент  $k_g$  [69, 75].

В общем случае, в начальный момент работы ЭУ с утопленным соплом и звездообразной формой канала массоподвода (при симметричном положении сопла и преобладании канального потока –  $k_g \leq 0,3$  [323, 324]), структура потока рабочего газа в центральном канале (рис. 4.5,а) характеризуется образованием симметрично расположенных между компенсаторами вихревых структур (рис. 4.5,б).

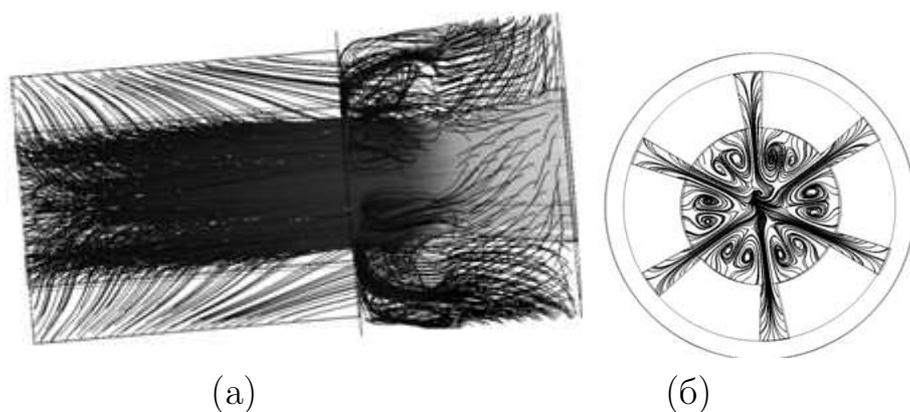


Рис. 4.5: Структура потока газа в центральном канале КС ЭУ в виде пространственных (а) и линий тока в поперечном сечении канала (б)

При этом, выявленное формирование вихревых структур в межлучевом пространстве центрального канала (рис. 4.5,б) происходит вследствие взаимодействия потоков рабочего газа, поступающих из компенсаторов между собой. На векторных картинах течения, в сечениях по лучам (рис. 4.6,а) и между лучами (рис. 4.6,б), фиксируются как области смещения потоков (область I, рис. 4.6), так и зона обратного течения в начале центрального канала массоподвода (вблизи переднего днища – область II, рис. 4.6,а).

В цилиндрической части канала (рис. 4.6,б) наблюдается формирование и развитие вязкого подслоя. Что сопряжено с преобладанием потока газа, поступающего из компенсаторов, над потоком газа, поступающим с цилиндрической (канальной) поверхности. Трансформация потока рабочего газа, в том числе и профилей скорости, по длине канала представлена на рис. 4.7.

Из рис. 4.7 видно, что формируемые поступающими с поверхности мас-

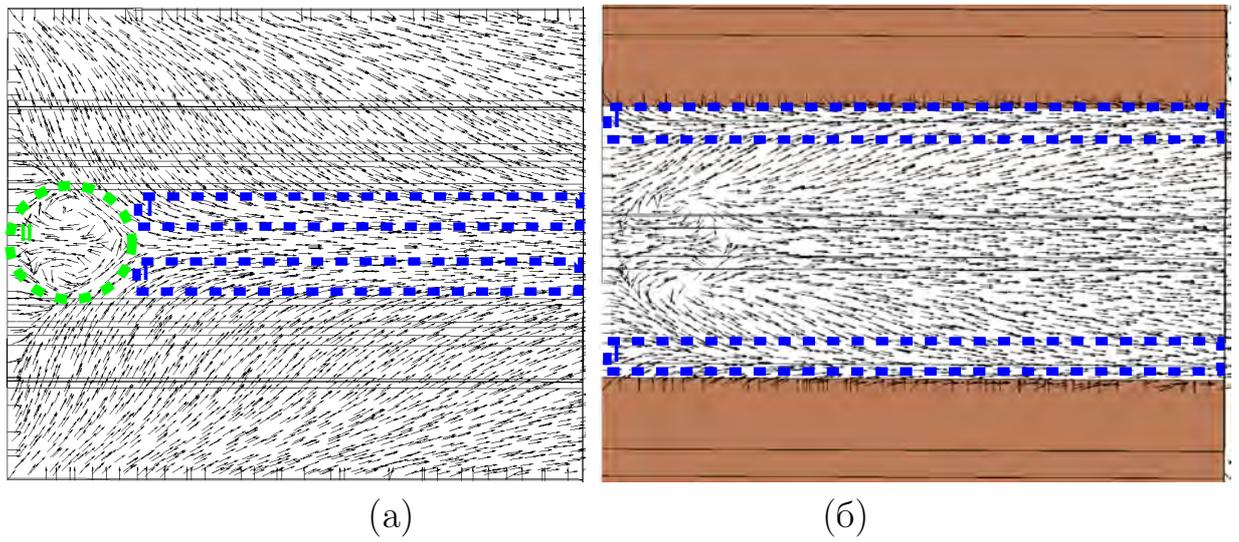


Рис. 4.6: Вектора скорости в продольных сечениях канала массоподвода по лучам (а) и между лучами (б)

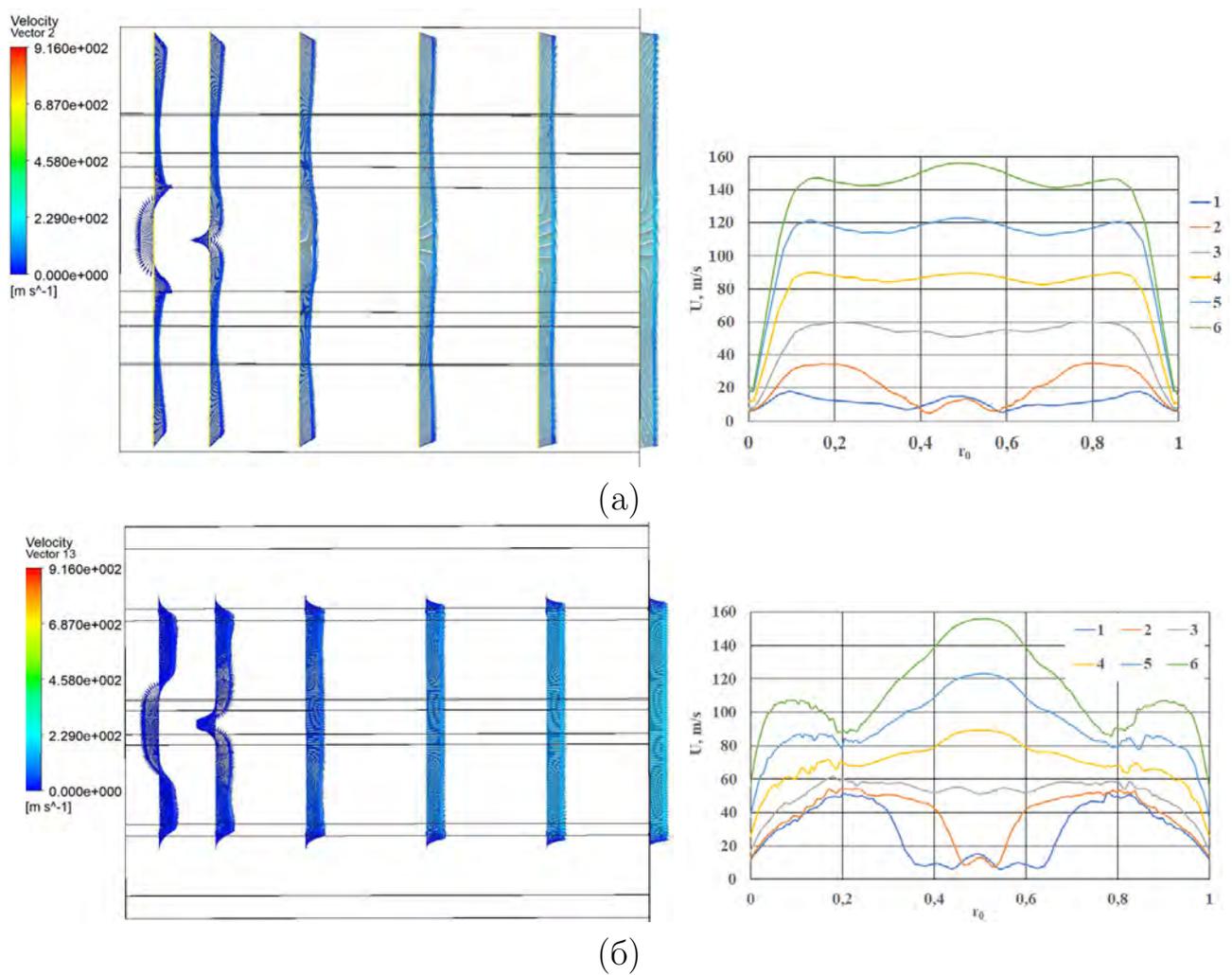


Рис. 4.7: Перестройка профиля скорости в продольном (а) и поперечном (б) сечениях канала массоподвода по его длине

соподвода потоками рабочего газа в цилиндрическом канале звездообразной формы области смешения локализуются вблизи компенсаторов. Это приводит к неравномерности профилей продольной компоненты скорости в поперечном сечении канала по лучам и между лучами звездообразного канала. Профиль продольной составляющей скорости в сечении между лучами звезды характеризуется большей равномерностью (рис. 4.7,б) чем аналогичный профиль в сечении по лучам, что связано как с выбором плоскости разреза (по плоскости симметрии парного вихря, рис. 4.6,б), так и характером течения рабочего газа в цилиндрической части канала (рис. 4.8). Необходимо отметить, что при движении вниз по потоку форма профиля скорости в цилиндрической части канала массоподвода приближается к косинусоидальной форме, что согласуется (рис. 4.8,б) с данными экспериментальных продувок [270, 322].

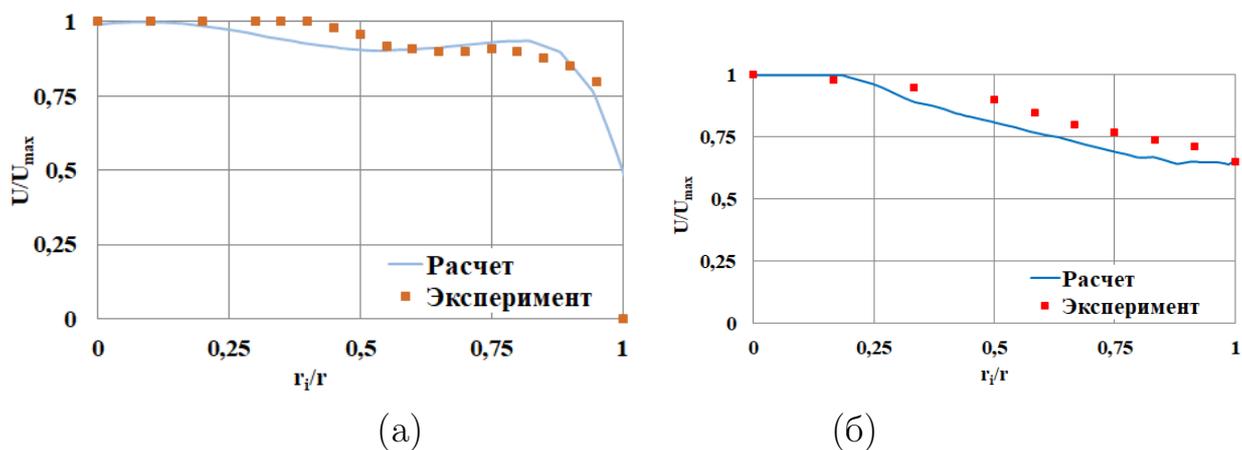


Рис. 4.8: Сравнение расчетного и экспериментального профилей продольной компоненты скорости в сечениях по лучам (а) и между лучами (б) звездообразного канала подвода массы

Представленные на рис. 4.8 расчетные профили продольной компоненты скорости удовлетворительно совпадают (качественно и количественно) с экспериментальными профилями [270, 322]. Необходимо отметить, что согласно [322] экспериментальная погрешность измерения скорости составляет 8%, а максимальное расхождение расчетных данных с экспериментальными составляет – 12.5%.

Профиль продольной компоненты скорости в сечении по лучам компенсаторов (рис. 4.6) характеризуется наличием трех зон локального увеличения скорости: две зоны, соответствующие массопритоку из компенсаторов, и одна (центральная) - течению в основном (цилиндрическом) канале. При этом

участки I на рис. 4.6 представляют собой зоны смещения потока. Трансформация пространственного поля скорости при движении по потоку представлена на рис. 4.9.

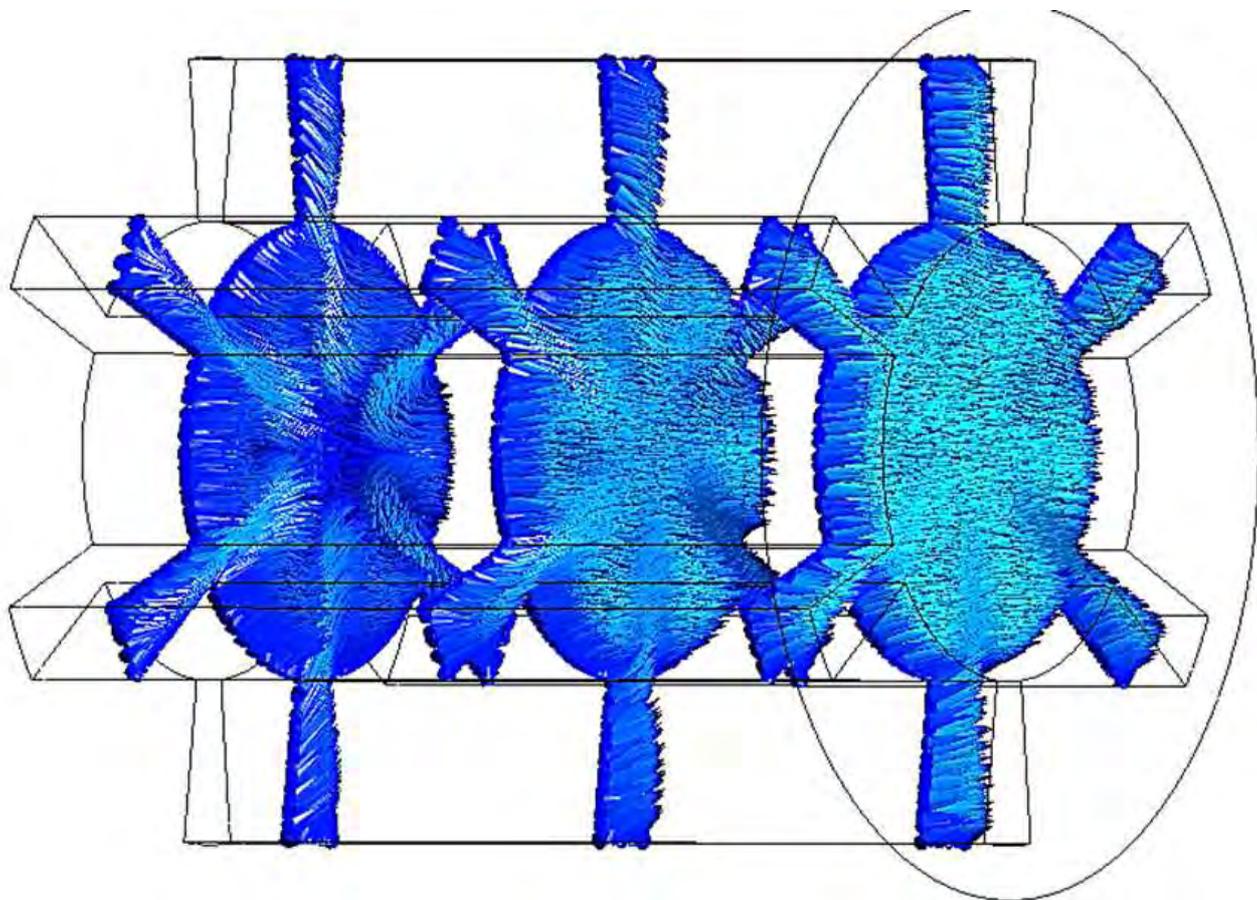


Рис. 4.9: Трансформация пространственного поля скорости по длине массоподводящего канала звездчатой формы поперечного сечения

Из рисунка 4.9 видно, что при движении по потоку наблюдается выравнивание пространственного поля скорости с одной стороны и увеличение модуля скорости в плоскости компенсаторов, с другой. В частности, выравнивание поля скорости сопровождается повышением его равномерности при отсутствии отрывных течений. В целом, анализ топологических особенностей потока рабочего газа в канале позволяет однозначно определить связь между количеством, формой, расположением компенсаторов и пространственной локализацией парных вихревых структур в цилиндрическом проницаемом канале.

Взаимодействие потоков газа, поступающих из канала массоподвода с потоками, поступающими из надсоплового зазора, приводят к формированию

обратных течений вблизи поверхности утопленного сопла (выделенная красной линией область на рис. 4.10). При этом, в общем случае, реализуется экспериментально выявленный и описанный в [270] режим с проникновением надсоплового потока рабочего газа к поверхности сопла (рис. 4.11) с последующим его поступлением в сопло.

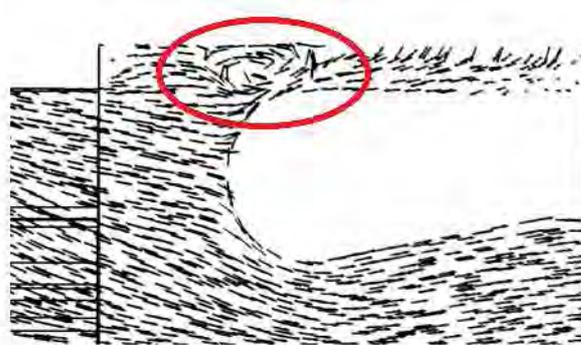


Рис. 4.10: Структура течения в области входа в надсопловой зазор

Ширина зоны проникновения (область II, рис. 4.11) определяется отношением расхода газа через надсопловой зазор к расходу газа через центральный канал массоподвода (коэффициентом  $k_g$ ). Необходимо отметить, что структура предельных линий тока на входной поверхности сопла (рис. 4.11) в значительной степени определяется канальным потоком рабочего газа, вследствие чего характеризуется наличием шести точек торможения (С, рис. 4.11), ориентированных по лучам компенсаторов, что подтверждает наличие вихревых структур у входной поверхности сопла. При этом, каждая зона проникновения ограничивается областью отрыва потока и подковообразным вихрем, заключающим внутри точку торможения.

Топологические особенности потока вблизи непроницаемых поверхностей КС с утопленным соплом определяют положение локальных пространственно-временных зон повышенного теплообмена на входной поверхности утопленного сопла (рис. 4.12). На входной поверхности утопленного сопла максимальный тепловой поток наблюдается в области точек торможения и в областях входа потока в сопло.

Анализ результатов численного моделирования позволил выявить характер распределения относительного коэффициента теплоотдачи ( $\alpha/\alpha_{max}$ ) по образующей входной части утопленного сопла в плоскости луча компенсатора (рис. 4.13,а). Полученная кривая зависимости коэффициента теплоотдачи от

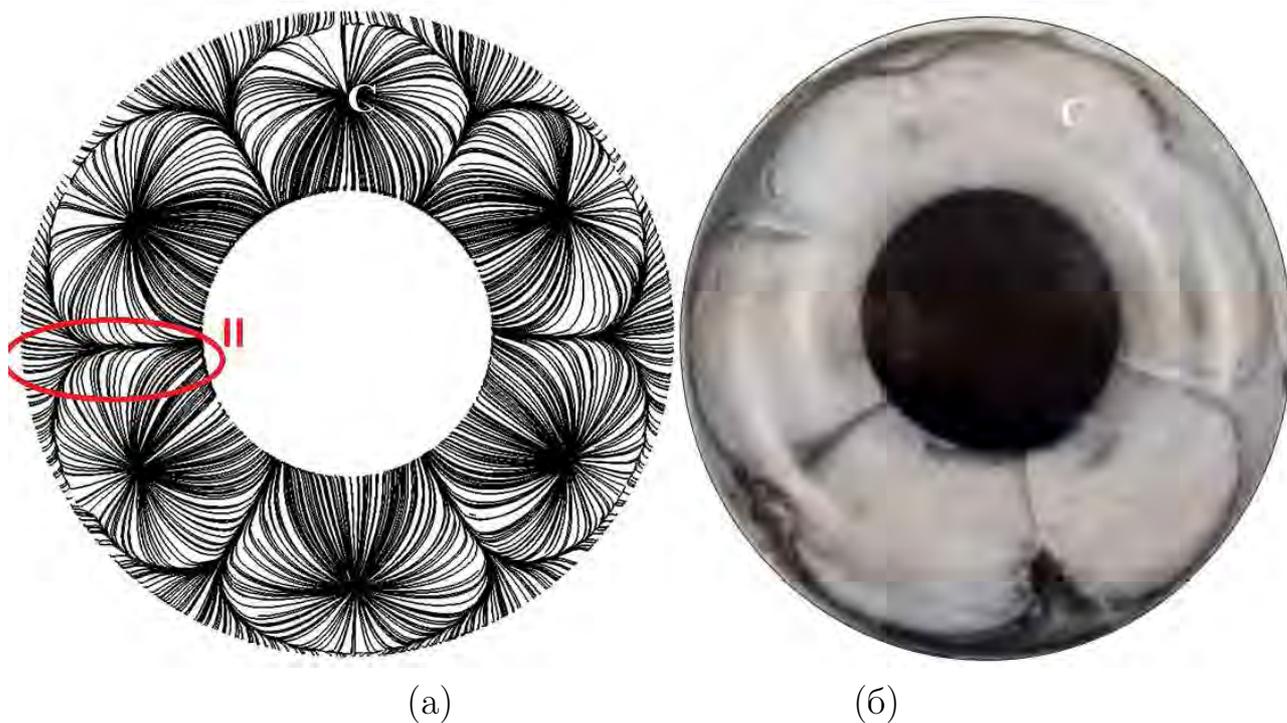


Рис. 4.11: Структура предельных линий тока на входной поверхности утолщенного сопла: (а) расчет; (б) эксперимент [270]

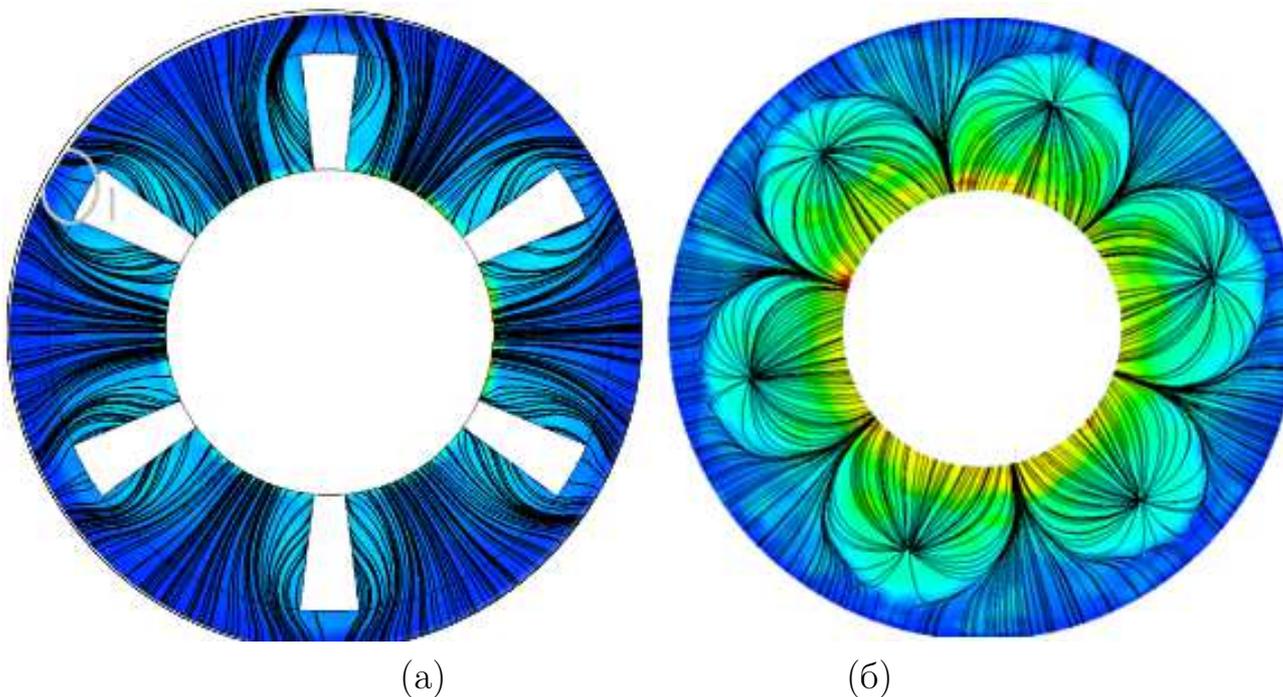


Рис. 4.12: Связь между топологией потока и распределением плотности теплового потока на поверхности непроницаемого торца канала массопровода (а) и на входной поверхности утолщенного сопла (б)

относительной координаты по входной поверхности утолщенного сопла имеет два локальных максимума, первый из которых соответствует точке тормо-

жения, а второй – области отрыва потока при входе потока в сопло. Известно [270] экспериментальное исследование теплообмена утолщенного сопла методом обращения теплового потока в области критических точек на входной части ПУС, сравнение с которыми расчетных данных подтверждает (рис. 4.13,б) корректность результатов численного моделирования (максимальная погрешность расчетных данных не превышает 13,8%).

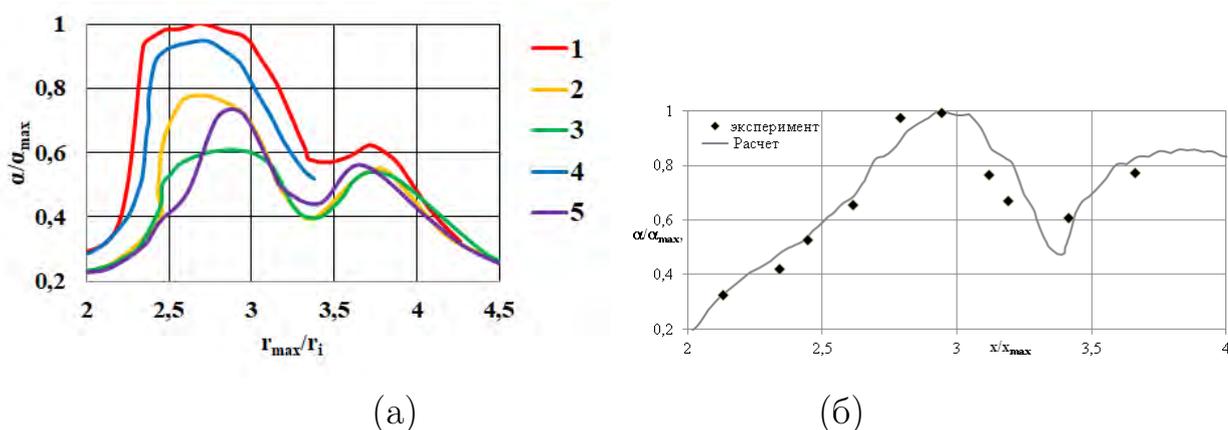


Рис. 4.13: Распределение безразмерного коэффициента теплоотдачи вдоль образующей сопла по угловой координате  $\theta$  (а) и по плоскости луча звезды (б), где: 1 –  $\theta = 0^\circ$ ; 2 –  $\theta = 5^\circ$ ; 3 –  $\theta = 10^\circ$ ; 4 –  $\theta = -5^\circ$ ; 5 –  $\theta = 20^\circ$  от вертикальной оси [270]

Получено критериальное уравнение для определения числа Нуссельта в точках торможения (С) на входной поверхности утолщенного сопла, справедливое для диапазонов изменения чисел Рейнольдса  $Re \in ((3 \div 4.8) \cdot 10^5)$  и Прандтля  $Pr \in (0.4 \div 0.9)$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 1.31, 0.864 и 0.12, соответственно.

Согласно экспериментальным данным [175,176,178,270,322] в створе утолщенного сопла, вблизи среза, фиксируются парные вихревые жгуты. Анализ результатов численного моделирования показывает, что сформированные в центральной цилиндрическом канале массоподвода вихревые структуры (рис. 4.5) в случае осесимметричного положения и при отсутствии иных возмущений переносятся по потоку в сопло (рис. 4.14,а) и предсопловой объем, где взаимодействуют с потоком из надсоплового зазора (рис. 4.10), что приводит к образованию локальных циркуляционных зон вблизи непроницаемого торца канала массоподвода (рис. 4.14,б).

Анализ распределения теплового потока по непроницаемой поверхности

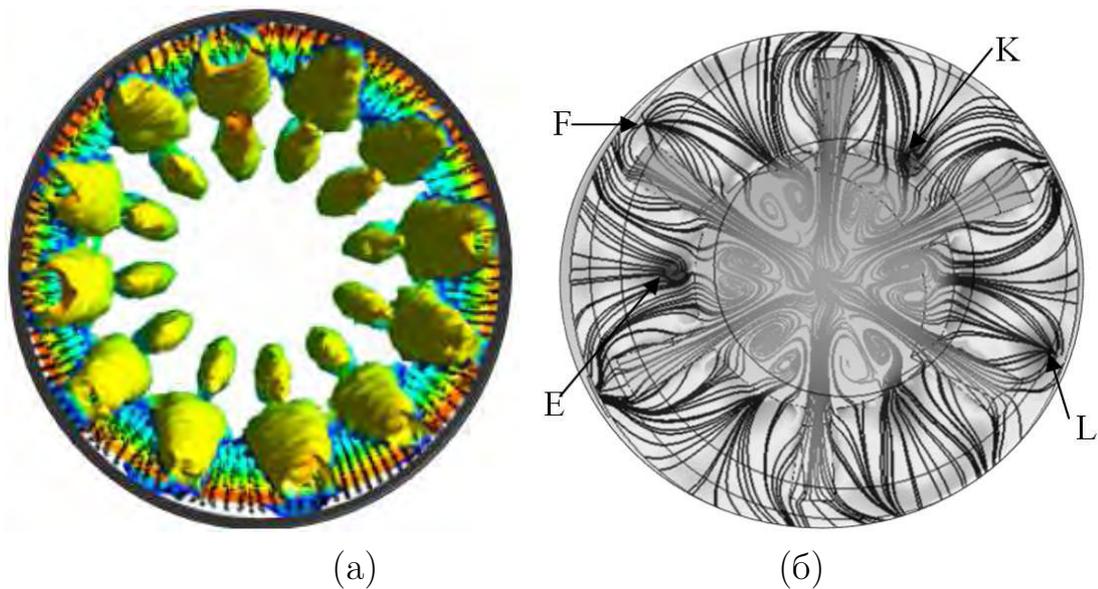


Рис. 4.14: Вихревые жгуты в створе сопла (а) и циркуляционные зоны вблизи непроницаемого торца (б)

торца канала массоподвода показывает, что максимальные тепловые потоки достигаются вблизи компенсаторов (рис. 4.12,а), в области которых наблюдается наиболее интенсивное течение рабочего газа и в межщелевом пространстве. На основании обработки результатов расчета получены критериальные зависимости для определения числа Нуссельта в особых точках (Е, F, K, L, рис. 4.14,б) вблизи непроницаемой торцевой поверхности канала массоподвода (рис. 4.14), справедливые для диапазона изменения чисел Рейнольдса  $Re \in (10^4 \div 6.5 \cdot 10^5)$  и Прандтля  $Pr \in (0.4 \div 0.9)$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 0.87, 0.811 и 0.2, соответственно.

Корректность прогнозирования величины числа Нуссельта с использованием известных инженерных методик (расчет по критериальным соотношениям Крауссольда [182] и Эккерта [265]), с предложенным критериальным соотношением оценивается на основании данных эксперимента [270]. Сравнение результатов прогнозирования в логарифмических координатах приведено на рис. 4.15.

Из рис. 4.15 видно, что распространенные инженерные методики [3, 12, 102, 179, 225, 245, 252, 264, 281, 298, 305, 308, 309], основанные на применениях эмпирических уравнений Крауссольда [182] и Эккерта [265]), имеют низкую степень достоверности и требуют дополнительной верификации. При этом, построение критериальных зависимостей на основе подробного топологиче-

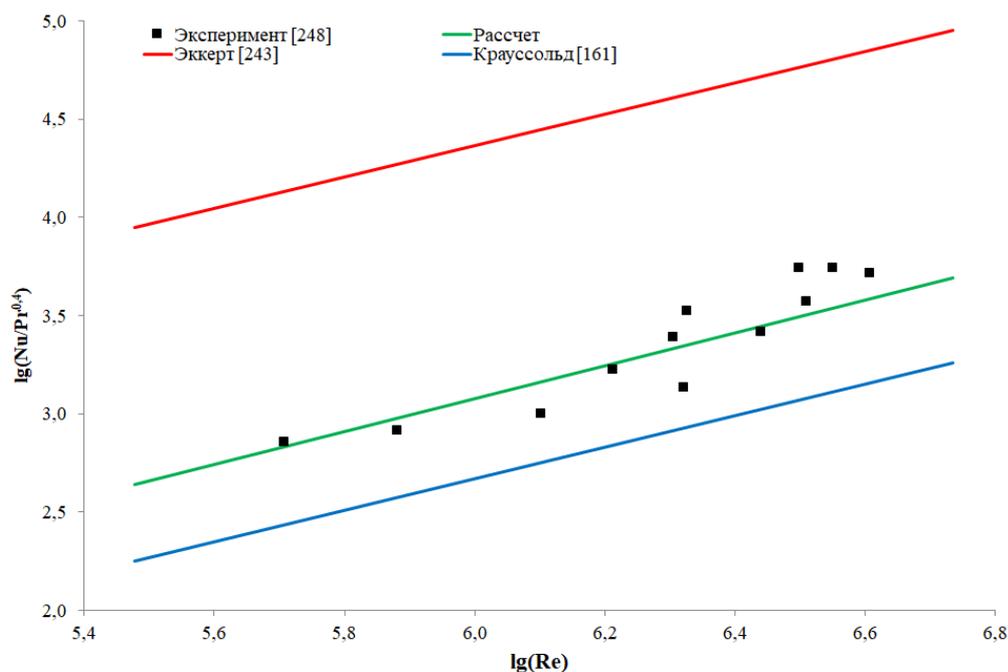


Рис. 4.15: Обобщенная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена в лобовой области

ского анализа особенностей течения в КС ЭУ позволяет (рис 4.15, расчетная кривая) получить корректные прогнозируемые данные.

### Влияние утопленности сопла на газодинамику и теплообмен в камере сгорания ЭУ с каналом массоподвода с звездообразной формой поперечного сечения

Величина утопленности сопла определяет площадь поверхности надсоплового зазора [223, 226], которая, в свою очередь, определяет удельный расход рабочего газа, поступающего с надсопловой поверхности массоподвода. Таким образом, допустим и физичен переход от исследования влияния геометрической степени утопленности сопла к изучению влияния соотношения расходов газа (надсоплового к канальному) на процессы теплообмена вблизи утопленного сопла. То есть, рассматривается задача о пространственном течении сжимаемого теплопроводного газа в проточных трактах и предсопловом объеме камеры сгорания ЭУ с каналом массоподвода звездообразной формы поперечного сечения и утопленным соплом (симметричное положение) при реализации режимов с различной величиной  $k_g$  (рис. 4.3).

Граничные условия определены следующим образом:

- На поверхностях массоподвода ( $\Gamma 1, \Gamma 2$ ) задаются температура и расход рабочего газа ( $T_0 = 3500 \text{ К}, G = 1 \div 40 \text{ кг/с}$ ).
- На твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).
- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На срезе сопла («Выходная граница»,  $\Gamma 4$ ) задаются мягкие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Дискретизация расчетной области производится с использованием шестигранных элементов, общее количество которых составляло 4.62 млн. ячеек (отношение объема максимального сеточного элемента к общему объему расчетной области, согласно главе 2, составляло  $v_i/V = 3 \cdot 10^{-7}$ ), а также призматических ячеек (82000 ячеек) для разрешения пристеночных течений.

В результате проведенных расчетов получены мгновенные распределения полей физических величин в проточных трактах и каналах установки. Пространственная картина течения в КС, обработанная в виде линий тока, показана на рисунке 4.16.

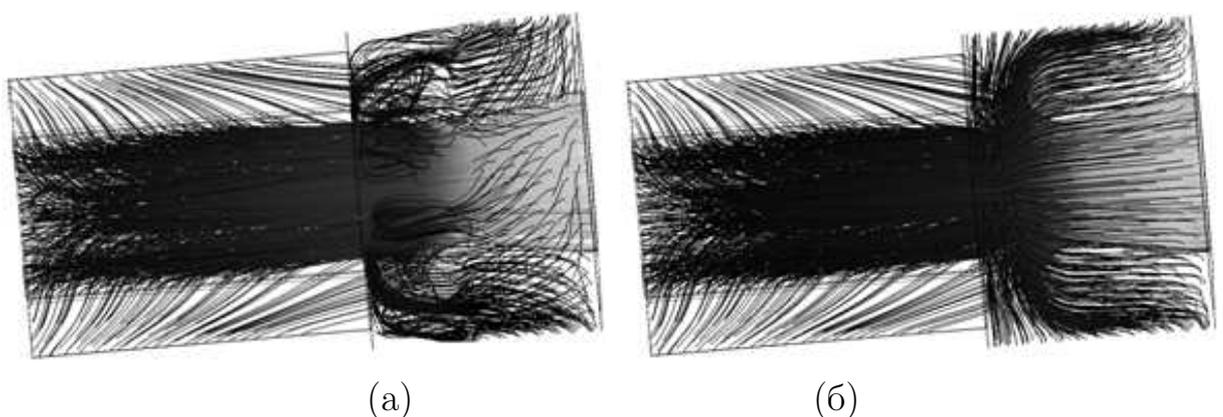


Рис. 4.16: Пространственные линии тока в КС при  $k_g = 0.03$  (а) и  $k_g = 0.7$  (б).

Из рис. 4.16 видно, что течение потока газа в рассматриваемой области, как и структура потока в проточных трактах и канале КС, определяется зна-

чением коэффициента  $k_g$ . Рассмотрим подробнее структуру потока в канале при различных значениях коэффициента  $k_g$  (рис. 4.17).

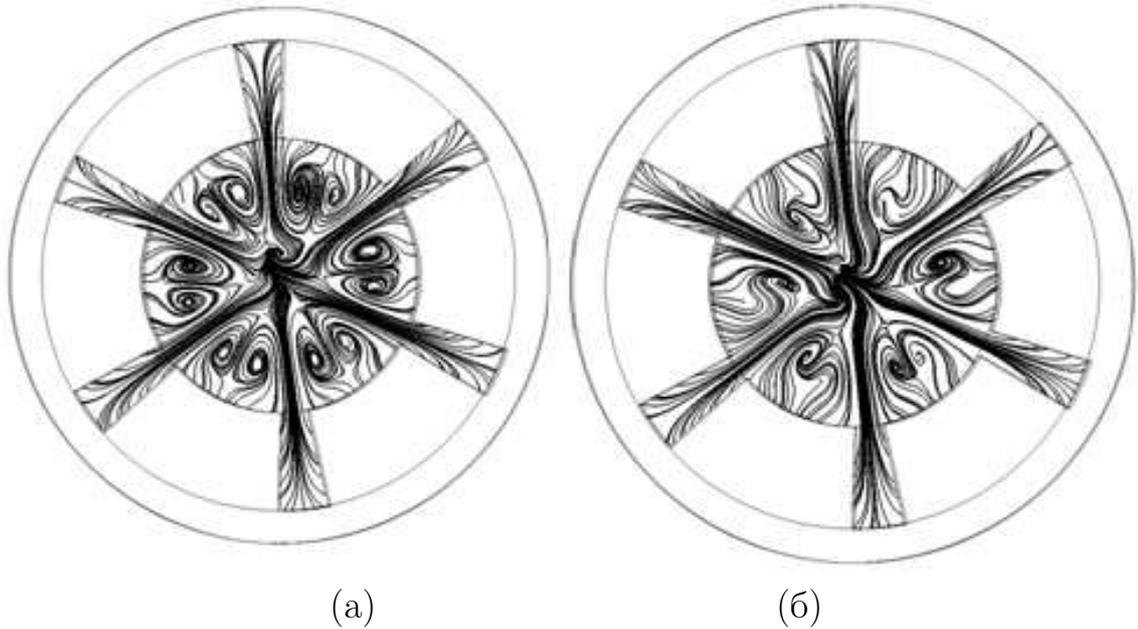


Рис. 4.17: Структура потока в выходном сечении канала при  $k_g = 0.03$  (а) и  $k_g = 0.7$  (б).

На рис. 4.17,а отчетливо видны симметричные парные вихревые структуры, возникающие в межлучевом пространстве канала массоподвода из-за взаимодействия струй газа, вытекающих из лучей компенсаторов. Поскольку увеличение коэффициента  $k_g$  обусловлено ростом расхода газа через надсопловой зазор, область взаимодействия потока смещается к выходному сечению канала (рис. 4.18), вследствие чего канальное течение вблизи выхода потока в ПО перестраивается (рис. 4.17,б): вихревые структуры укрупняются, их симметрия нарушается.

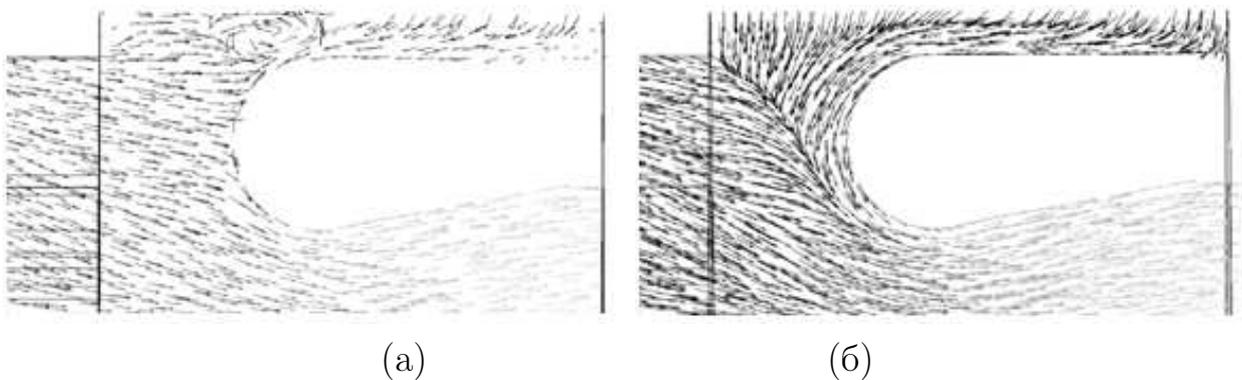


Рис. 4.18: Структура потока в ПО КС при  $k_g = 0.03$  (а) и  $k_g = 0.7$  (б).

Из рис. 4.18 видно, что образование характерных для данной конструктивной схемы вихревых структур [77, 297, 324, 385, 386] в предсопловом объеме камеры между непроницаемым торцом канала массоподвода и входной частью утопленного сопла, обусловлено взаимодействием потока газа, поступающего из надсоплового зазора с каналным потоком (рис. 4.18,а). Поэтому при больших значениях коэффициента  $k_g$  образование вихревых структур не наблюдается. Надсопловой поток оттесняет каналный от входной части утопленного сопла и взаимодействует с ним непосредственно вблизи непроницаемого торца, вследствие чего меняется положение сепаратисты потока (рис. 4.18,б). Трансформация профиля продольной составляющей скорости по длине центрального канала при различных коэффициентах  $k_g$  представлена на рис. 4.19.

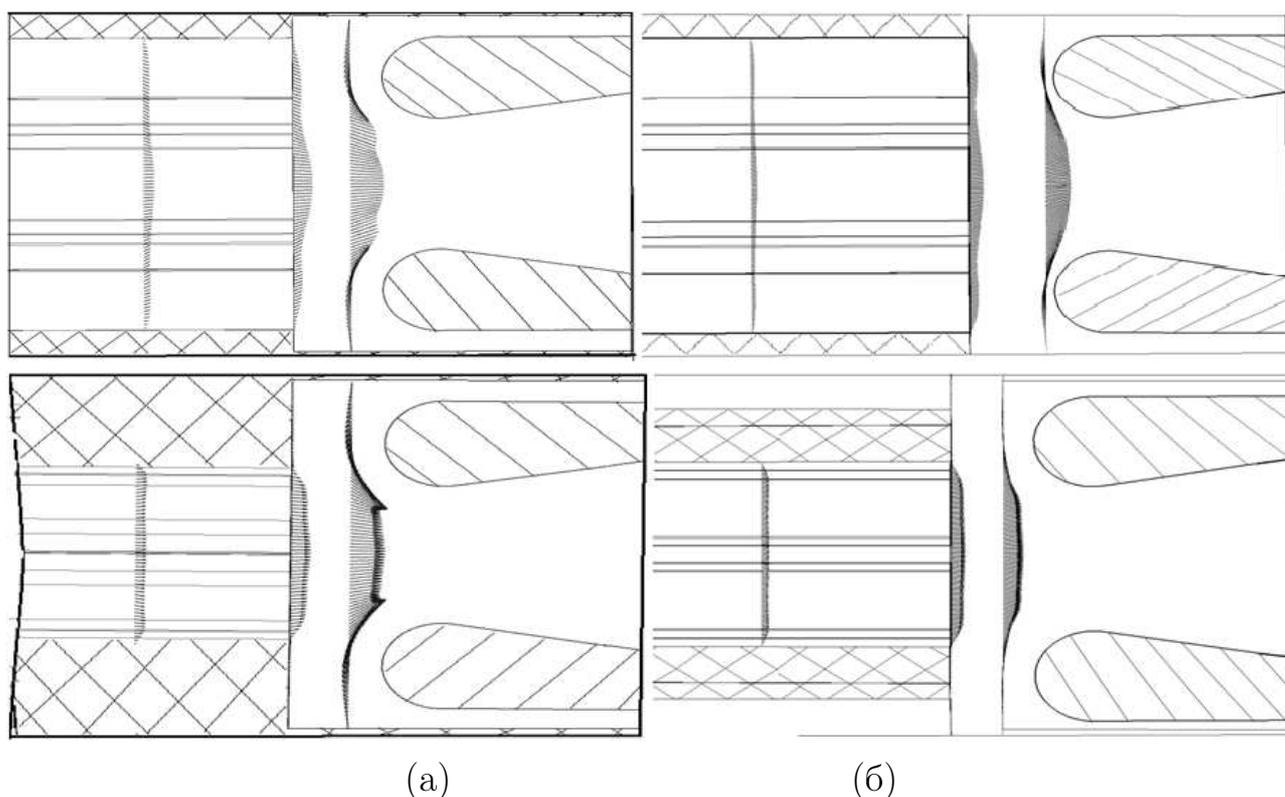


Рис. 4.19: Изменение профиля продольной составляющей скорости в сечениях по щелям и между щелей при  $k_g = 0.2$  (а) и  $k_g = 0.91$  (б).

Из рис. 4.19 видно, что увеличение коэффициента  $k_g$  приводит к выравниванию профиля скорости и увеличению его равномерности. Так профиль продольной составляющей скорости на выходе из канала массоподвода в сечении по лучам компенсаторов (верхняя часть рис. 4.19) характеризуется равными значениями максимума продольной составляющей скорости, что говорит о

наличии в ПО КС крупной вихревой структуры – области разворота канального потока. При этом, профиль продольной составляющей скорости вблизи входа в сопло с увеличением коэффициента  $k_g$  выравнивается (верхняя часть рис. 4.19,б). Аналогичным образом происходит выравнивание профиля продольной составляющей скорости в сечении между компенсаторами (нижняя часть рис. 4.19).

Поскольку структура течения вблизи непроницаемых поверхностей определяет распределение коэффициента теплоотдачи по поверхности элементов конструкций [324], необходима оценка влияния коэффициента  $k_g$ , связанного с геометрической степенью утопленности сопла, на структуру предельных линий тока входной поверхности утопленного сопла. Из рисунка 4.20 видно, что при малых значениях коэффициента  $k_g$  структура предельных линий тока на входной поверхности сопла (рис. 4.18,а) характеризуется наличием шести точек торможения и шести седловых точек, образованных вследствие взаимодействия вихревых структур с входной поверхностью сопла.

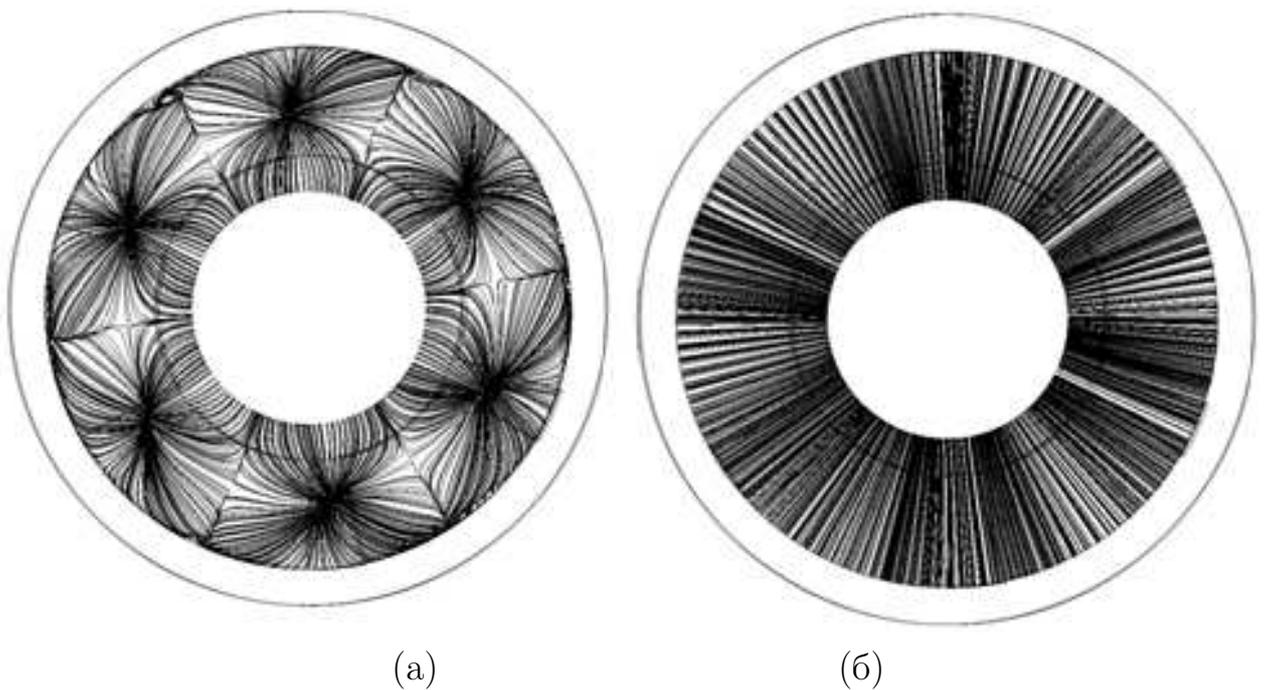


Рис. 4.20: Структура предельных линий тока вблизи поверхности утопленного сопла при  $k_g = 0.03$  (а) и  $k_g = 0.7$  (б).

Поскольку увеличение коэффициента  $k_g$  приводит к оттеснению области взаимодействия потоков к непроницаемому торцу канала массоподвода (рис. 4.18,б), надсопловой поток полностью проникает в сопло вдоль входной

поверхности утопленного сопла, не образуя вблизи его поверхности вихревых структур и зон смешения потоков (рис. 4.20,б).

Как видно из рис. 4.20 с увеличением коэффициента  $k_g$  наблюдается упрощение топологии структуры потока вблизи входной части утопленного сопла, в частности наблюдается постепенное сужение канального потока с замещением потока газа вблизи поверхности утопленного сопла на надсопловой поток (рис. 4.18).

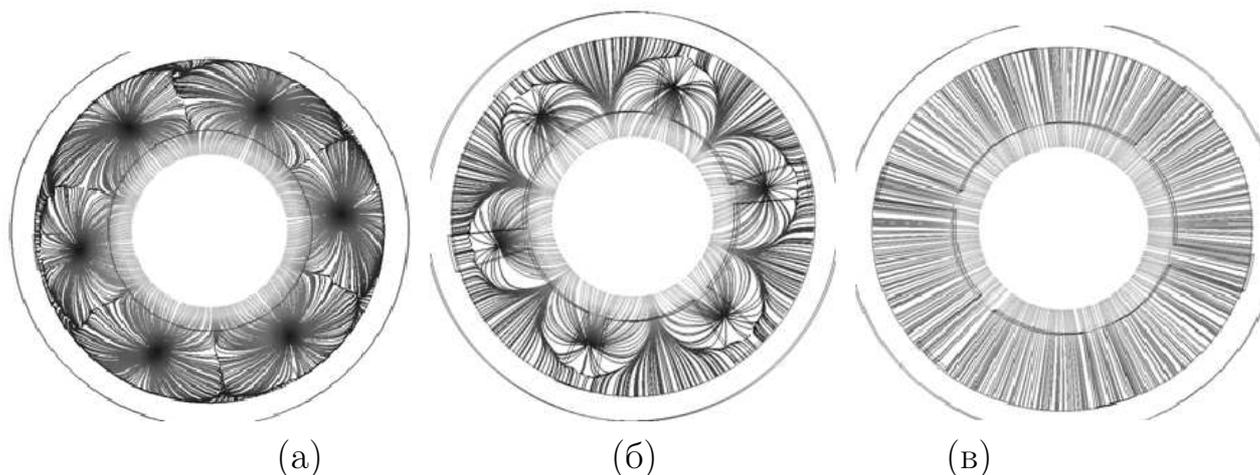


Рис. 4.21: Структура предельных линий тока вблизи поверхности утопленного сопла при  $k_g = 0.03$  (а),  $k_g = 0.67$  (б) и  $k_g = 0.91$  (в).

Сравнение топологических структур предельных линий тока вблизи входной поверхности утопленного сопла для различных коэффициентов  $k_g$  приведено на рис. 4.21. Анализ изменения величины зоны проникновения надсоплового потока от величины коэффициента  $k_g$ , представленный в виде зависимости ширины зоны проникновения от величины коэффициента  $k_g$  (рис. 4.22), показывает, что увеличение коэффициента  $k_g$  приводит к перестройке течения вблизи входной поверхности сопла, в частности, наблюдается постепенное отеснение надсопловым потоком канального, что проявляется в увеличении зоны проникновения. При значениях отношения расходов  $k_g \geq 0.87$  реализуется режим полного отеснения надсопловым потоком канального.

Изменение распределения локального коэффициента теплоотдачи по поверхности утопленного сопла при увеличении коэффициента  $k_g$  приведено на рис. 4.23. Из рис. 4.23 видно, что локальные особенности течения вблизи входной поверхности утопленного сопла обуславливают локальное увеличение теплового потока. Распределение коэффициента теплоотдачи по входной

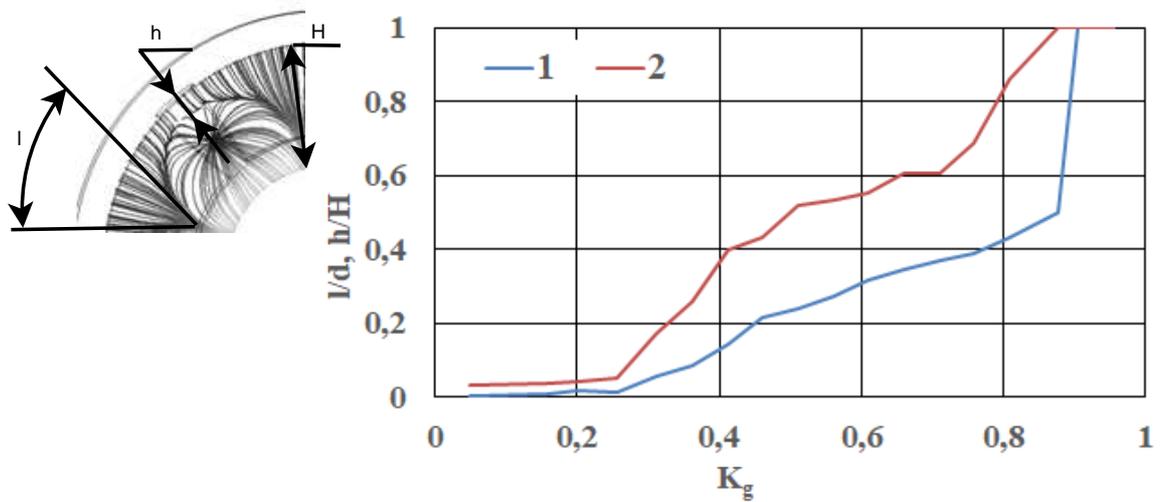


Рис. 4.22: Зависимость относительных размеров зоны проникновения от величины коэффициента  $k_g$ , где: 1 – изменение относительной ширины  $l$  зоны проникновения, 2 – изменение относительной высоты  $h$  зоны проникновения.

поверхности утолщенного сопла характеризуется локальными максимумами в особых точках и в областях, взаимодействующих с интенсивными вихревыми структурами потока, при этом увеличение коэффициента  $k_g$  приводит к повышению интенсивности тепловых потоков вблизи входной поверхности утолщенного сопла (рис. 4.23).

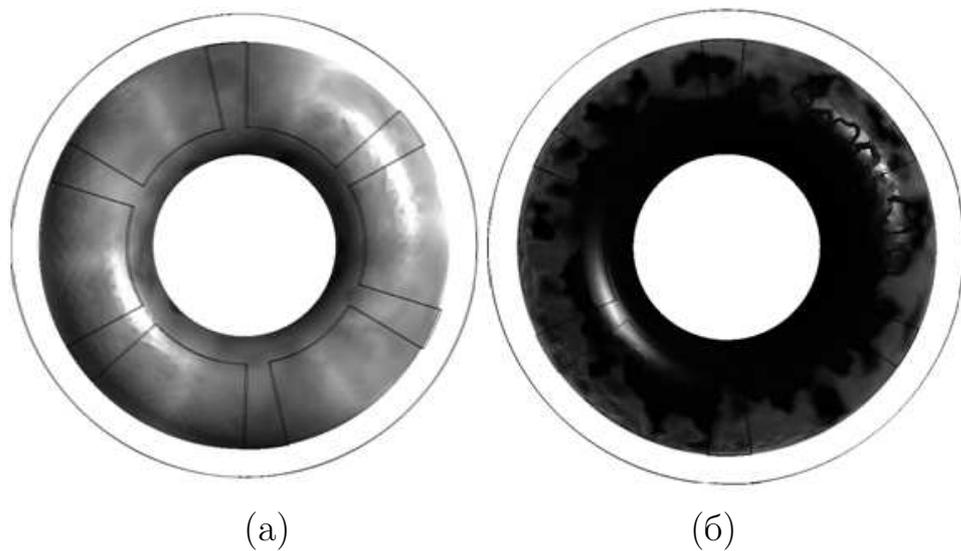


Рис. 4.23: Распределение локального коэффициента теплоотдачи по входной поверхности утолщенного сопла при (а)  $k_g = 0.03$  и (б)  $k_g = 0.7$ .

Анализ полученных результатов позволил построить критериальное уравнение вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l \cdot k_g^j$  для оценки значений числа Нуссельта в областях локального повышения теплового потока на входной поверхности

утопленного сопла с учетом коэффициента  $k_g$ , обусловленного различной степенью утопленности сопла, где коэффициента  $h, f, l, j$  определены как 2, 0.6, 0.6 и 0.37, соответственно.

Отмечено, что увеличение коэффициента  $k_g$  приводит к существенной перестройке течения вблизи непроницаемого торца канала массоподвода (рис. 4.24). В частности, при величине коэффициента  $0.57 \leq k_g \leq 0.68$  наблюдается формирование в межщелевом пространстве торца симметричных узловых точек (рис. 4.24,б), обусловленных оттеснением возвратных структур к поверхности торца. При дальнейшем увеличении коэффициента  $k_g$  наблюдается упрощение структуры предельных линии тока на поверхности непроницаемого торца канала массоподвода (рис. 4.24,в), что связано с формированием сепаратрисы (рис. 4.18,б) и оттеснением из ПО, в том числе и от торца, канального потока надсопловым.

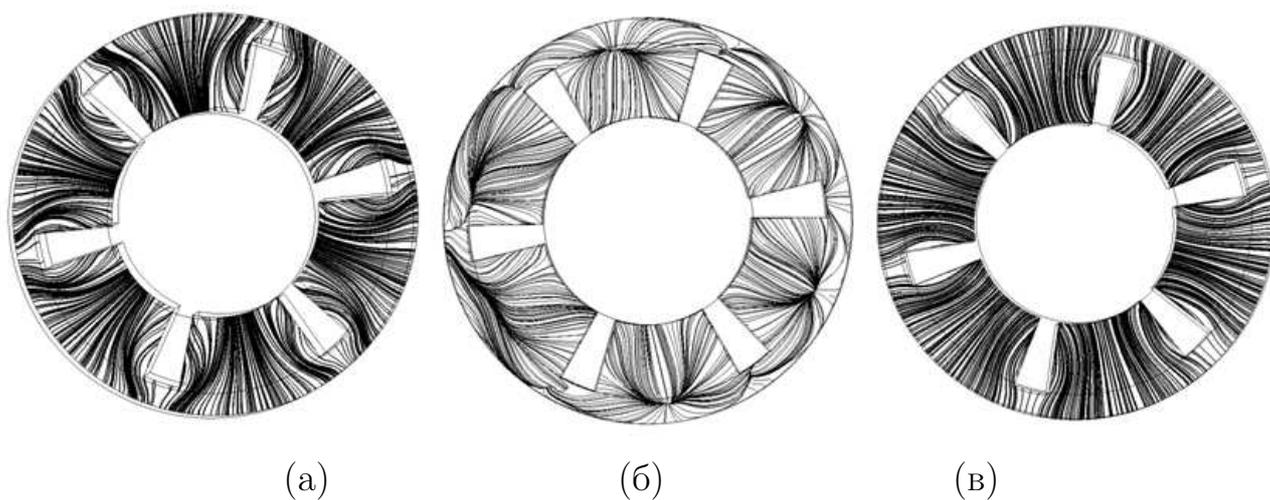


Рис. 4.24: Структура предельных линий тока вблизи непроницаемого торца канала массоподвода при  $k_g = 0.3$  (а),  $k_g = 0.67$  (б) и  $k_g = 0.91$  (в).

То есть, увеличение степени утопленности сопла приводит к структурной перестройке потока в ПО, в том числе к оттеснению канального потока от входного сечения утопленного сопла и, как следствие, к образованию вихревых структур вблизи поверхности непроницаемого торца канала массоподвода, что сопряжено с изменением распределения теплового потока вблизи торца канала (рис. 4.25).

Из рис.4.25 видно, что увеличение степени утопленности сопла приводит к увеличению плотности теплового потока вблизи непроницаемого торца канала массоподвода в 1.67 раза.

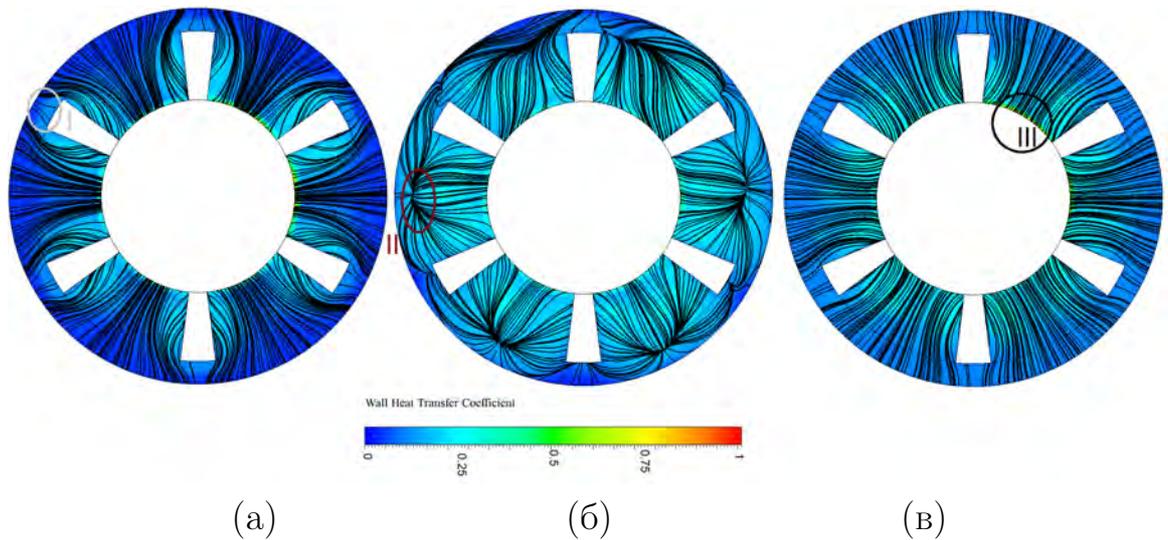


Рис. 4.25: Распределение локального коэффициента теплоотдачи по поверхности непроницаемого торца канала массоподвода при  $k_g = 0.3$  (а),  $k_g = 0.67$  (б) и  $k_g = 0.91$  (в).

Анализ полученных результатов позволил построить критериальное уравнение вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l \cdot k_g^j$  для оценки значений числа Нуссельта в областях локального повышения теплового потока на непроницаемом торце канала массоподвода:

- в узловой точке в области между компенсаторами (зона I, рис. 4.25), где коэффициента  $h, f, l, j$  определены как 0.8, 0.547, 0.5 и 0.153, соответственно;
- на периферии торца, в области над компенсатором (зона II, рис. 4.25), где коэффициента  $h, f, l, j$  определены как 0.8, 0.542, 0.5 и 0.141, соответственно;
- в области кромки торца, вблизи цилиндрического канала (зона III, рис. 4.25), где коэффициента  $h, f, l, j$  определены как 1.85, 0.61, 0.5 и 0.2, соответственно.

### Влияние линейного эксцентриситета оси утопленного сопла на газодинамику и теплообмен в предсопловом объеме

Работа ПУС сопряжена с изменением геометрии ПО вследствие поворота сопла [270, 385, 386]. При этом, согласно [270], в начальные моменты поворота

соплового блока наблюдается некоторое смещение оси симметрии сопла относительно оси симметрии камеры сгорания. Поскольку, в работах [385, 386] подробно рассмотрены вопросы экспериментального и численного исследования как непосредственно поворота утопленного сопла, так и его влияния на газодинамику и теплообмен КС, целесообразным является оценка влияния смещения ПУС на газодинамику и теплообмен ПО в начальные моменты поворота сопла.

Необходимо отметить, что, в общем случае, течение потока газа в рассматриваемой области (рис. 4.3) определяется значением коэффициента  $k_g$  и линейным смещением  $\xi$  оси соплового блока ( $\xi = 1 - \frac{\delta_{min}}{\delta_{max}}$ ). Рассмотрим течение рабочего газа в ПО КС при линейном смещении оси утопленного сопла ( $\xi > 0$ ) – рисунок 4.26.

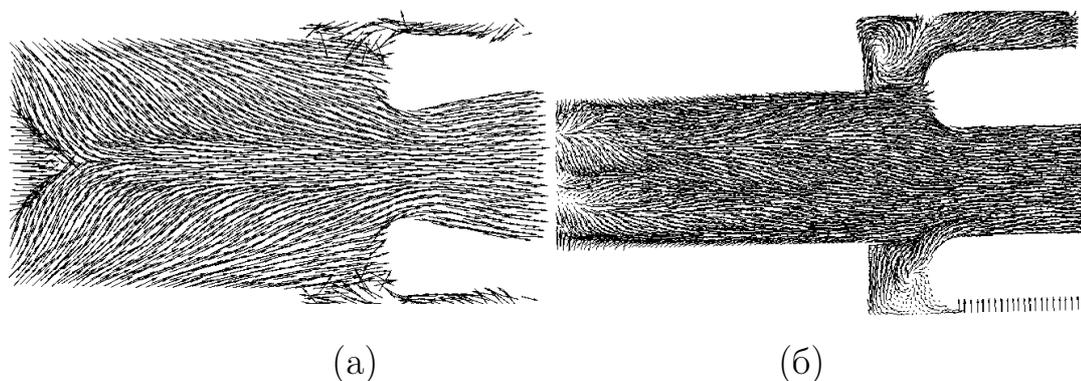


Рис. 4.26: Структура потока в ПО КС при  $\xi = 0$  (а) и  $\xi = 0.992$  (б).

Граничные условия определены следующим образом:

- На поверхностях массоподвода ( $\Gamma_1, \Gamma_2$ ) задаются температура и расход газа ( $T_0 = 3500$  К,  $G = 5 \div 30$  кг/с).
- На твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).
- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На срезе сопла («Выходная граница»,  $\Gamma_4$ ) задаются мягкие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

- Коэффициент  $k_g = 0.2$ .

Дискретизация расчетной области производится с использованием шестигранных элементов, общее количество которых составляло 6.62 млн. ячеек (отношение объема максимального сеточного элемента к общему объему расчетной области, согласно главе 2, составляло  $v_i/V = 3 \cdot 10^{-7}$ ), а также призматических ячеек (428000 ячеек) для разрешения пристеночных течений.

Как видно из рисунка 4.26 линейное смещение оси утопленного сопла приводит к перестройке потока: происходит неравномерное смещение вихревых структур в межщелевой части канала массоподвода (рис. 4.27). Вследствие чего нарушается симметрия парной вихревой структуры, наблюдается увеличение числа и укрупнение вихревых структур в предсопловом объеме и усложняется структура натекания потока на непроницаемый торец канала массоподвода (рис. 4.28), например, наблюдается образование точки фокуса.

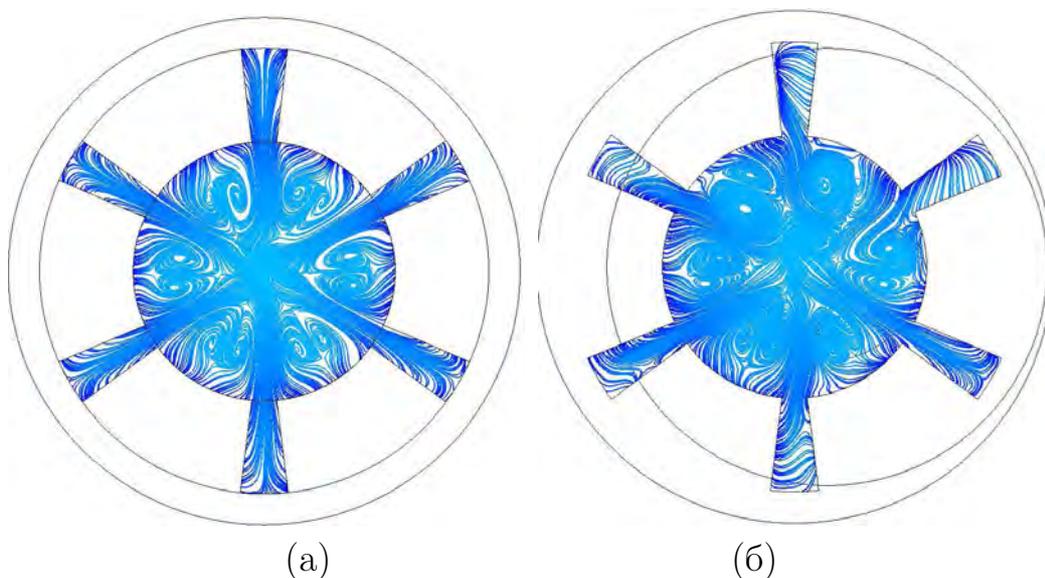


Рис. 4.27: Линии тока в поперечном сечении канала массоподвода при  $\xi = 0$  (a) и  $\xi = 0.992$  (б).

Выявлено изменение структуры предельных линий тока на входной поверхности утопленного сопла (рис. 4.29): симметричная структура нарушается, отмечается образование одной особой точки в области максимального надсоплового зазора.

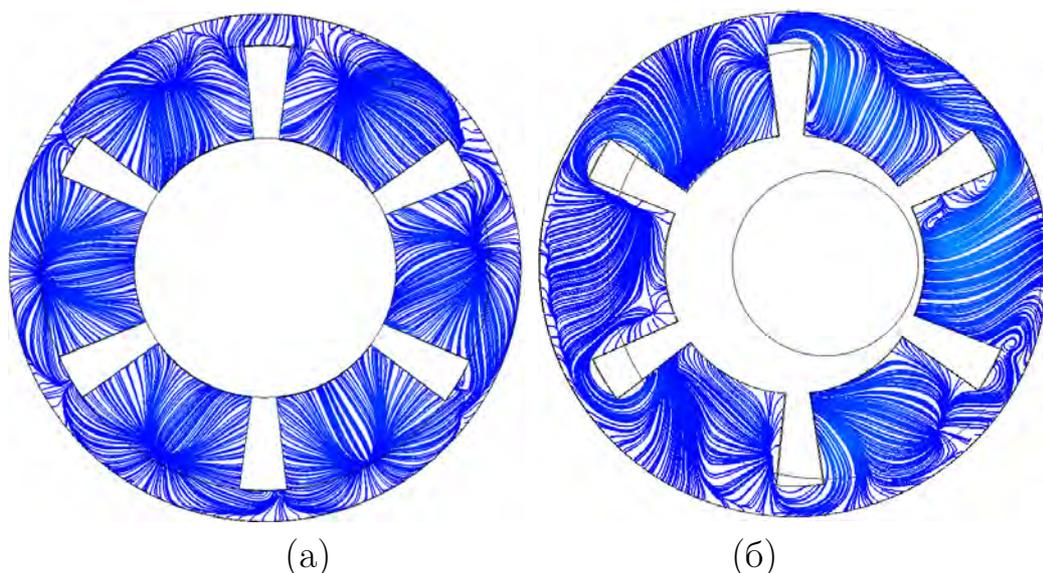


Рис. 4.28: Предельные линии тока вблизи непроницаемого торца канала массоподвода при  $\xi = 0$  (а) и  $\xi = 0.992$  (б).

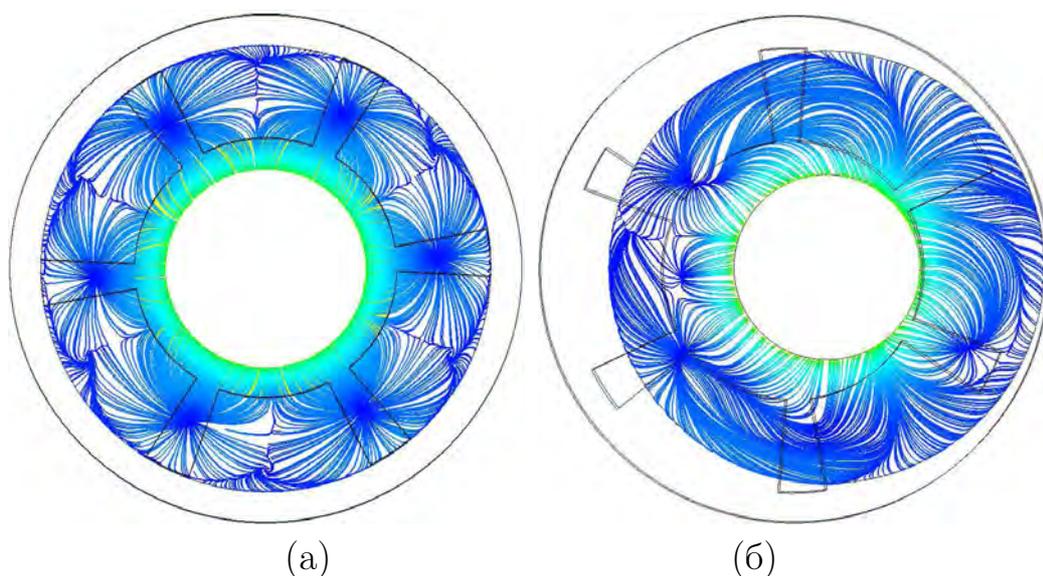


Рис. 4.29: Структура предельных линий тока вблизи поверхности утолщенного сопла при  $\xi = 0$  (а) и  $\xi = 0.992$  (б).

Выявлено, что образование в минимальном надсопловом зазоре зафиксированной экспериментально [270] особой точки наблюдается при значениях линейного смещения ( $\xi \leq 0.5$ ). Отметим, что выявленные локальные особенности течения вблизи элементов конструкции камеры характеризуются повышенным значением теплового потока (рис. 4.30).

На основании результатов обработки численного эксперимента получены зависимости вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  для расчета чисел Нуссельта в особых точках на входной поверхности сопла, справедливые при  $3.1 \cdot 10^5 \leq Re \leq 6.5 \cdot 10^5$

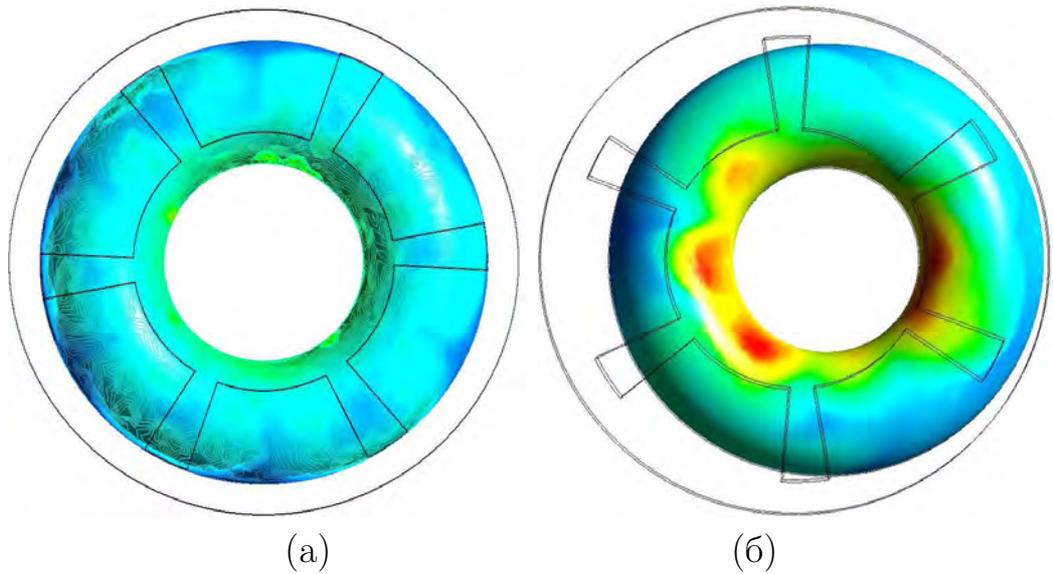


Рис. 4.30: Распределение теплового потока по поверхности утолщенного сопла при  $\xi = 0$  (а) и  $\xi = 0.992$  (б).

и величине относительного линейного смещения оси  $\xi = 0.5$ , если коэффициенты  $h, f, l$  предложенной формы критериального уравнения, составляют 1.233, 0.849 и 0.2, соответственно. А также зависимости, справедливые для диапазона изменения числа Рейнольдса  $1 \cdot 10^5 \leq Re \leq 6.5 \cdot 10^5$ , в интервале коэффициента  $0.1 \leq k_g \leq 1$  и линейном смещении  $\xi = 0.992$ , где коэффициенты критериального уравнения  $h, f, l$  определены как 1.31, 0.864 и 0.12, соответственно.

Зависимости для определения числа Нуссельта в локальных пространственных областях повышения теплового потока на поверхности непроницаемого торца канла массопровода принимают значения:

- для диапазона изменений  $\xi = 0.5$ ,  $Re \in [(1 \div 6.5) \cdot 10^5]$  и  $0.33 \leq k_g < 1$ :
  - в области взаимодействия с интенсивными вихревыми структурами потока в межщелевом пространстве, где коэффициенты  $h, f, l$  равны 1.2, 0.8694 и 0.12, соответственно;
  - в особых точках на торцевой поверхности, где коэффициенты  $h, f, l$  принимают значения 0.867, 0.811 и 0.2, соответственно;
- при диапазоне изменений  $\xi = 0.992$ ,  $1 \cdot 10^5 \leq Re \leq 6.5 \cdot 10^5$  и  $0.1 \leq k_g \leq 1$ :
  - в области взаимодействия с интенсивными вихревыми структурами

потока в межцелевом пространстве, где коэффициенты  $h, f, l$  равны 1.4, 0.8283 и 0.2, соответственно;

– в особых точках на торцевой поверхности, где коэффициенты  $h, f, l$  принимают значения 0.8, 0.8093 и 0.2, соответственно.

Таким образом, анализ результатов численного исследования внутрикамерных процессов в проточных трактах КС ЭУ с ПУС и каналом массоподвода звездообразной формы поперечного сечения позволил описать топологические и теплофизические особенности течения вблизи непроницаемых поверхностей КС. Показано, что в общем случае, при отсутствии возмущающих факторов, структура потока в канале вблизи входной поверхности утолщенного сопла определяется геометрическими особенностями канала массоподвода и степенью утолщенности сопла. Установлено, что при осесимметричном положении ПУС в массоподводящем канале звездообразной формы поперечного сечения наблюдается формирование парных симметричных вихревых структур, которые с потоком рабочего газа поступают в сопло. При этом, взаимодействие данных вихревых структур с надсопловым потоком приводит к перестройке течения в ПО, отрыву потока вблизи непроницаемого торца канала массоподвода и, как следствие, к интенсификации процессов теплообмена в ПО вблизи непроницаемого торца.

Выявлено и показано, что увеличение степени утолщенности сопла приводит к структурной перестройке потока в ПО, в том числе, к отеснению канального потока от входного сечения утолщенного сопла и, как следствие, к образованию вихревых структур вблизи поверхности непроницаемого торца канала массоподвода, а также к увеличению тепловой напряженности вблизи входной поверхности утолщенного сопла в 1.8 раза.

На основании обработки результатов вычислительных экспериментов получены и верифицированы на экспериментальных данных [270] критериальные зависимости для определения числа Нуссельта в областях топологических особенностей вблизи непроницаемых теплонапряженных поверхностей КС ЭУ с ПУС и каналом массоподвода звездообразной формы.

## 4.1.2 Газодинамика и теплообмен в заманжетных полостях

Для предотвращения возможных деформаций поверхности подачи массы и корпуса компоновка силовой энергетической установки предусматривает [3, 194, 298, 309] разгрузочные полости, не занятые горючим веществом, расположенные между сопловым днищем камеры сгорания и поверхностями массоподвода. Наличие таких заманжетных полостей приводит к организации зон возвратных течений. Расположение заманжетных полостей вблизи днищ сопряжено с необходимостью решения вопросов дополнительной тепловой защиты конструктивных элементов, для чего требуется информация об особенностях газодинамических процессов и теплообмена в заманжетной полости (рис. 4.31).

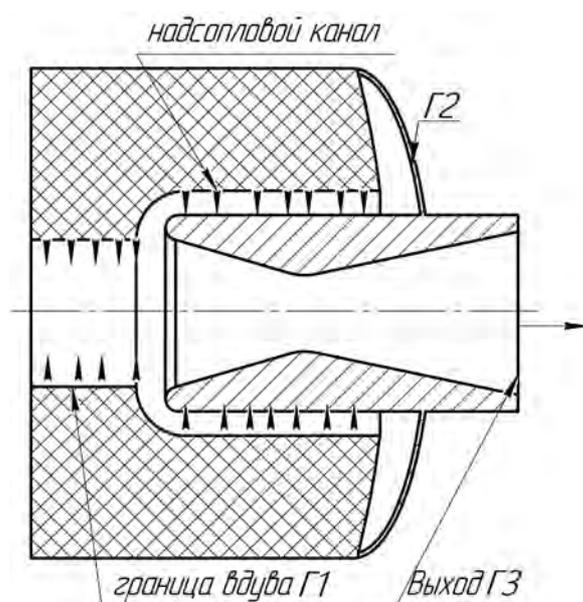


Рис. 4.31: Схема заманжетной полости

Пространственное течение сжимаемого теплопроводного газа в заманжетной полости в квазистационарной постановке описывается системой уравнений сохранения (2.24). Граничные условия определены следующим образом:

- На поверхностях массоподвода («граница вдува», Г1) задаются температура и скорость вдува газа ( $T_0 = 300 \div 2500$  К,  $U = 1 \div 20$  м/с).
- На твердых непроницаемых поверхностях (Г2) задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0$ ,  $\frac{\partial u_i}{\partial n} = 0$ ).

- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На срезе сопла («выход»,  $\Gamma_3$ ) задаются мягкие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Дискретизация расчетной области производится с использованием 4.3 млн. шестигранников, включая 108000 призматических ячеек для разрешения пристеночных течений.

В результате проведенных расчетов получены распределения полей физических величин в заманжетной полости КС ЭУ (рис. 4.32).

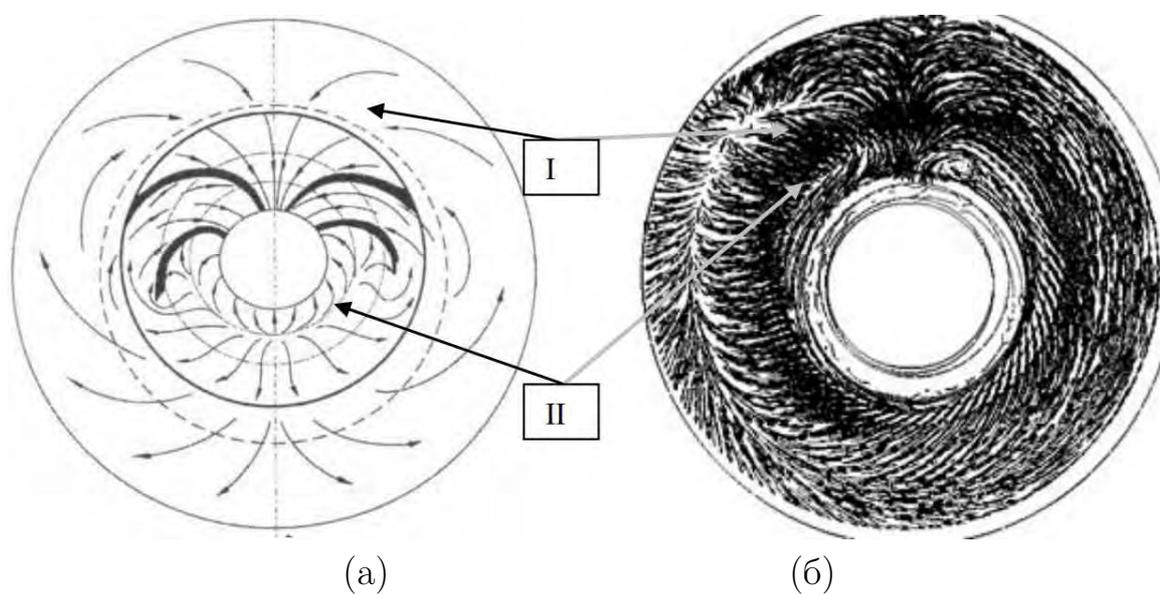


Рис. 4.32: Картина течения в заманжетной полости: экспериментальная (а) и расчетная (б).

Из рис. 4.32 видно, что течение в заманжетной области обусловлено поступлением в полость части надсоплового потока рабочего газа. В результате расчета получена картина предельных линий тока (рис. 4.32,б) с отчетливым проявлением особых точек и линий, которые подтверждаются экспериментальными данными [270] (рис. 4.32,а). Подробная картина течения, представленная в виде векторов поля скорости, показана на рисунке 4.33.

Из рис. 4.33 видно, что взаимодействие потока с непроницаемым торцом канала массоподвода характеризуется наличием явно выраженных линий сте-

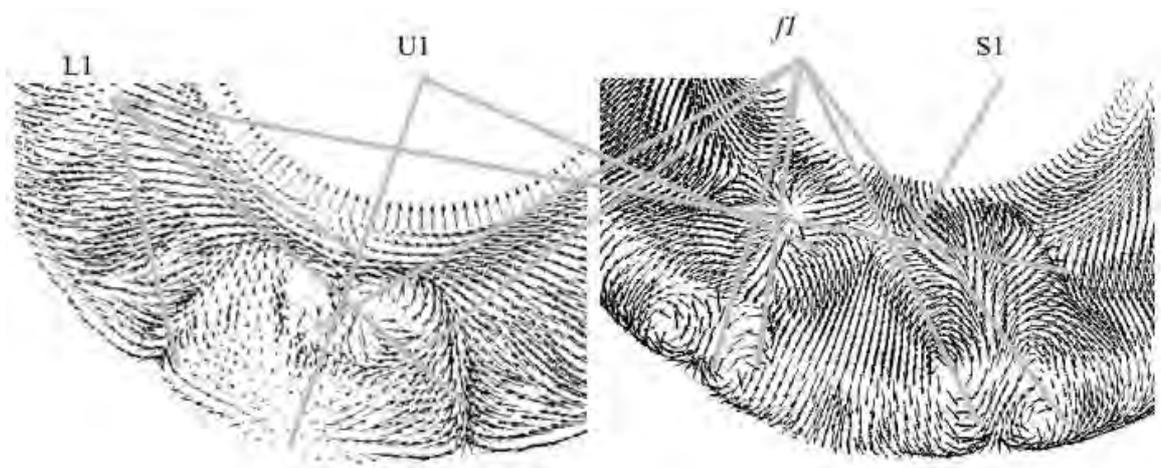


Рис. 4.33: Структура потока в заманжетной полости

кания, растекания и нескольких «особых» точек. На рис. 4.33 обозначены линии стекания - L1, точки фокуса - f1, узловые точки - U1, седловая - S1.

На рис. 4.33 фиксируется центральная линия растекания, образующаяся в результате взаимодействия потока, поступающего в надсопловой зазор, и потока, разворачивающегося в заманжетной полости. Буквой S на рис. 4.32 обозначены три «седловые» точки. Буквами L1 – L4 обозначены «узловые точки». Группы «особых» точек L3 и L4 являются точками «фокуса» и находятся вблизи линий разделения. Точки L1, L2 являются «узловыми». Между точками «фокуса» L3 и L4 находятся линии стекания. Таким образом, число «узловых» точек в два раза превышает число «седловых» точек, что полностью соответствует закону Дэви – Лайтхилла [364].

На рис. 4.34. приведены распределения безразмерного коэффициента теплоотдачи по относительной радиальной координате для значений угловой координаты  $\phi = (0, 45, 90, 180)^\circ$ . На графиках нанесены экспериментальные результаты [270], с которыми удовлетворительно совпадают расчетные данные.

Максимальное отличие расчетных данных от экспериментальных не превышает 18%. В областях локальных максимумов коэффициента теплоотдачи для всех 4 рассмотренных значений угловой координаты рассчитаны числа Стэнтона (Таблица 4.1).

В общем случае, для области локального максимума коэффициента теплоотдачи, вне зависимости от величины угловой координаты, справедливо выражение:

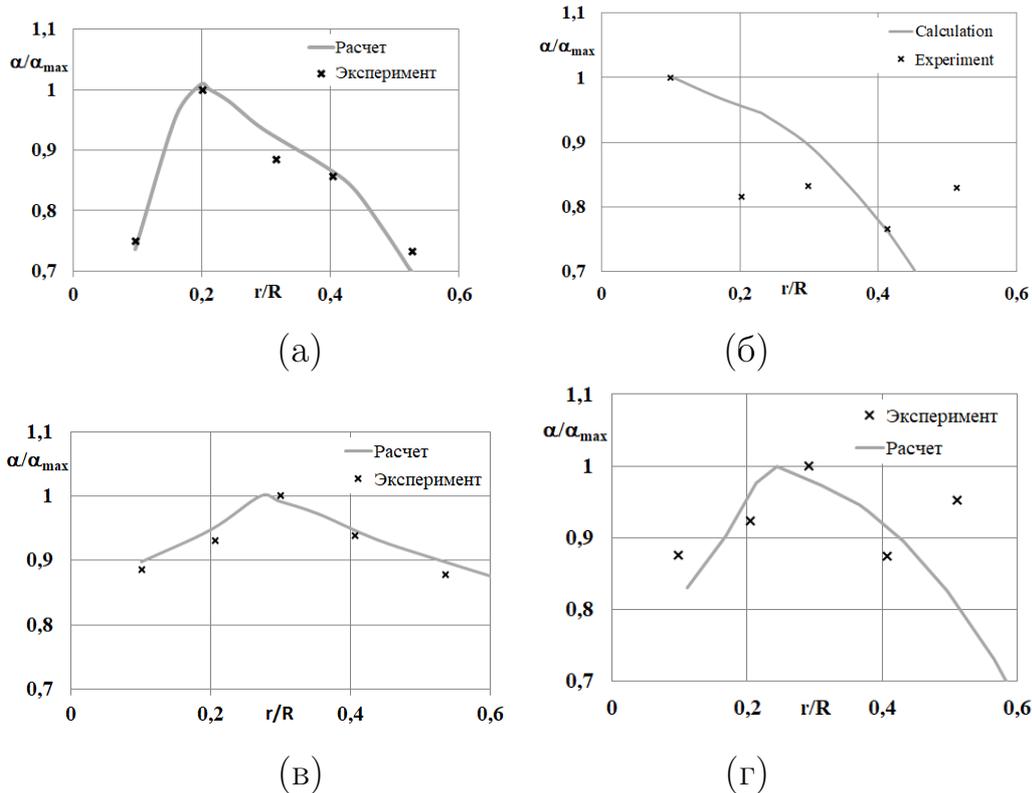


Рис. 4.34: Безразмерный коэффициент теплообмена в заманжетной полости по относительной радиальной координате для угловой координаты  $\phi = 0^\circ$  (а),  $\phi = 45^\circ$  (б),  $\phi = 90^\circ$  (в) и  $\phi = 180^\circ$  (г).

Таблица 4.1: Число  $St$

Угловая координата	$r/R$	$St$
0	0.474605686	0.212242678
45	0.46066832	0.211583046
90	0.441611598	0.204280975
180	0.453637296	0.206252418

$$St_{max} = \frac{\alpha}{c_p \rho u} \simeq 0.21. \quad (4.1)$$

Анализ чисел Стэнтона показывает незначительное влияние на процессы теплообмена угловой координаты при преобладающем влиянии радиальной координаты:

$$St = 0.26 \cdot (r/R)^2 + 0.08 \cdot (r/R) + 0.24. \quad (4.2)$$

Обобщение полученных экспериментальных данных позволило получить критериальные соотношения вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  для оценки числа Нус-

сельта в точках фокуса  $f1$  и вдоль линий растекания  $L1$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 0.16, 0, 78, 0, 4, соответственно. Для точек фокуса и 0.65, 0, 75, 0, 4, соответственно, для линий растеканий. Данные зависимости справедливы при изменении чисел Рейнольдса и Прантля в диапазонах  $Re = ((4 \div 13) \cdot 10^5)$  и  $Pr = 0.6 \div 0.83$ , соответственно.

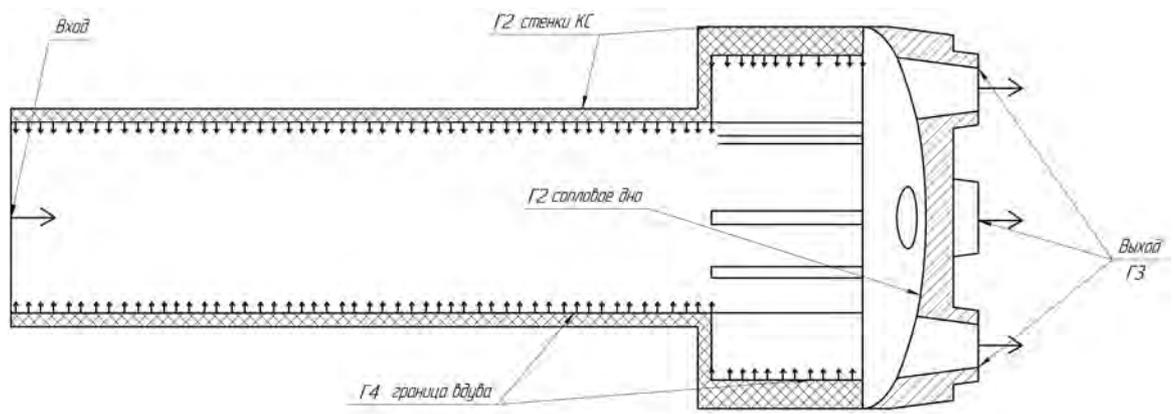
Таким образом, на основании анализа результатов вычислительного эксперимента построены распределения безразмерного коэффициента теплоотдачи в заманжетной полости вблизи поверхности соплового днища по радиальной координате. Получено число Стэнтона для локальных максимумов и полиномиальная зависимость числа по радиальной координате.

### 4.1.3 Внутрикамерные процессы в КС ЭУ с многосопловыми крышками

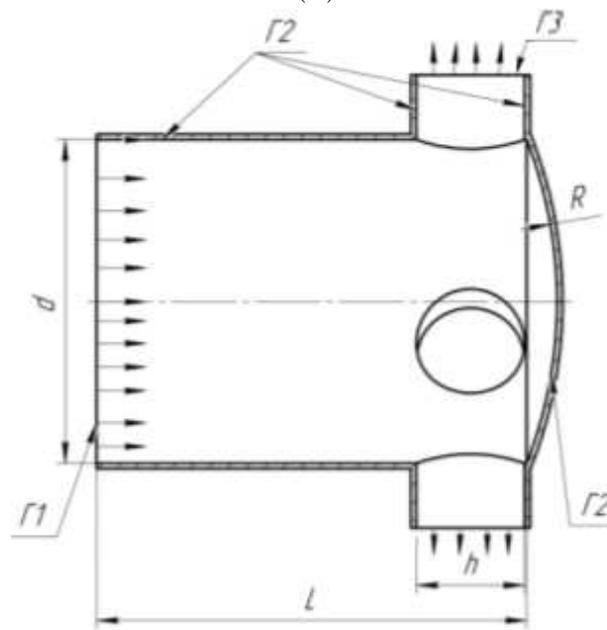
Для специальных силовых ЭУ достаточно распространенной [3, 298] является многосопловая схема КС. Рассмотрим особенности течения рабочего газа в ПО КС многосопловой ЭУ на примере установок с цилиндрическо-щелевой формой канала массоподвода (рис. 4.35,а) и с торцевой поверхностью массоподдачи (рис. 4.35,б). Исследование проводится в рамках квазистационарного подхода и справедливо для начальных моментов работы установки на стационарном участке. Рассматривается сопряженная задача теплообмена, описываемая системой уравнений (2.24), в предсопловом объеме КС ЭУ.

Граничные условия определены следующим образом:

- На входе («Вход»,  $\Gamma1$ ) задаются температура и расход газа ( $T_0 = 500 \div 3000$  К,  $G = 0.1 \div 20$  кг/с).
- На границе вдува («граница вдува»,  $\Gamma4$ ) задаются температура и скорость вдува газа ( $T_0 = 500 \div 3000$  К,  $U = 1 \div 20$  м/с).
- На твердых непроницаемых поверхностях ( $\Gamma2$ ) задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).
- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).



(а)



(б)

Рис. 4.35: Схемы конструктивного оформления сопловых днищ с радиальным расположением газоходов в КС ЭУ с цилиндрическо-щелевой формой канала массоподвода (а) и с цилиндрическим расположением газоходов в КС при торцевом массоподводе (б).

- На срезе сопла и выходе из газоходов (Г3) задаются мягкие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial n} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Дискретизация расчетной области производится с использованием блочных неструктурированных сеток, включающих не менее 4.5 млн. шестигранных ячеек, в том числе 242000 дополнительных призматических ячеек для

разрешения пристеночных течений.

В общем случае газодинамика и теплообмен в КС многосопловой ЭУ, согласно [324], определяется как предысторией потока, обусловленной конкретным типом (формой) канала массоподвода, так и непосредственной геометрией сопловой крышки. Рассмотрим особенности газодинамики и теплообмена в КС ЭУ с радиальной многосопловой крышкой и цилиндрическо-щелевым массоподводящим каналом (рис. 4.35,а).

В цилиндрическо-щелевом канале массоподвода поток рабочего газа, поступающий из щелевых компенсаторов, взаимодействуя с центральным каналным потоком (рис. 4.36,а), разделяется и, отесненный каналным, разворачивается вблизи цилиндрических поверхностей канала, образуя пристеночные вихревые структуры (рис. 4.36,б). Развитые парные пристеночные вихри поступают в предсопловой объем (рис. 4.36,в).

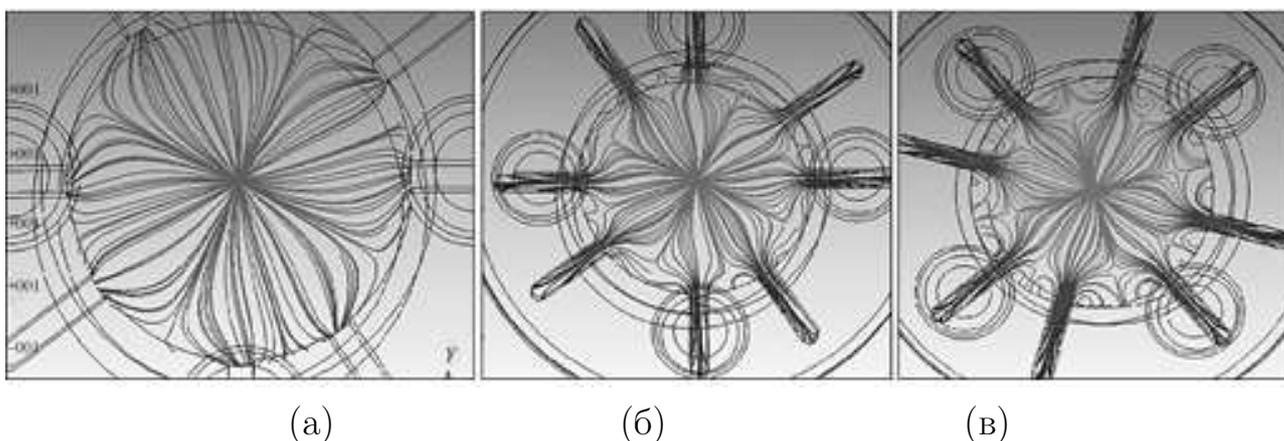


Рис. 4.36: Структура потока в цилиндрической части канала массоподвода (а), в начале щелевой части канала массоподвода (б) и на входе в предсопловой объем (в).

Как было показано выше, взаимодействие потоков из щелевых компенсаторов с каналным приводит к образованию вблизи непроницаемых стенок цилиндрического канала (рис. 4.36, 4.37) парных вихревых структур, поступающих в предсопловой объем. Ввиду того, что оси симметрии сопел и щелевых компенсаторов не совпадают, происходит разворот поступающего газа. При этом часть рабочего газа отбирается непосредственно через сопла. Разворачивающийся поток вторично взаимодействует с поступающими из центрального канала парными вихревыми структурами, образуя пространственные циркуляционные области, следы которых, в виде предельных линий тока,

можно наблюдать на непроницаемой поверхности торца канала массоподвода.

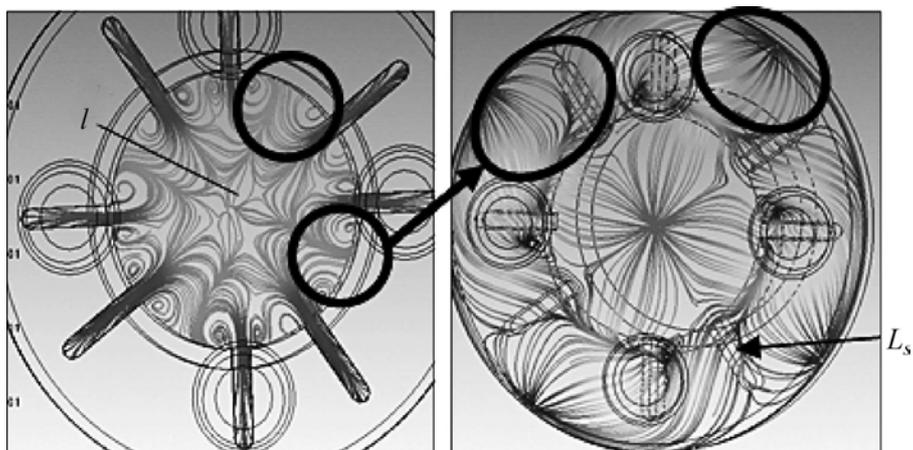


Рис. 4.37: Топология потока в канале и вблизи непроницаемого торца

Анализ предельных линий тока вблизи торцевой поверхности (рис. 4.37, 4.41,б) показывает, что положение узловых точек в межщелевом пространстве вблизи стенок камеры совпадает с поперечной осью  $l$  симметрии парных вихрей в канале, а линии стекания  $L_s$  ориентированы на несовпадающие с расположением сопел щели канала.

Сложный пространственный характер течения газа в проточных трактах рассматриваемой КС приводит к формированию усложненных профилей скорости, характеризующихся как существенной неравномерностью, так и наличием нескольких локальных максимумов. На рис. 4.38, а приведен профиль скорости вблизи заднего днища четырехсопловой силовой энергетической установки с цилиндрическо-щелевой формой канала массоподвода.

Как видно из рис. 4.38, изменение скорости вблизи сопловой крышки, в центральной части потока ( $x \leq 0.44 \cdot R$ ,  $h = h/d_k = 0.32$ ), практически не наблюдается, то есть натекание газа на центральную область сопловой крышки может быть рассмотрено как натекание струи на преграду, соответственно, местное касательное напряжение трения на стенке, в области центральной узловой точки, может быть оценено по [47]. Однако, результаты вычислительного эксперимента показывают, что применение струйного подход приводит к существенному завышению (Таблица 4.2) значений местного касательного напряжения трения на поверхности соплового дна.

Полученное распределение касательного трения  $\tau_w$  по поверхности утоп-

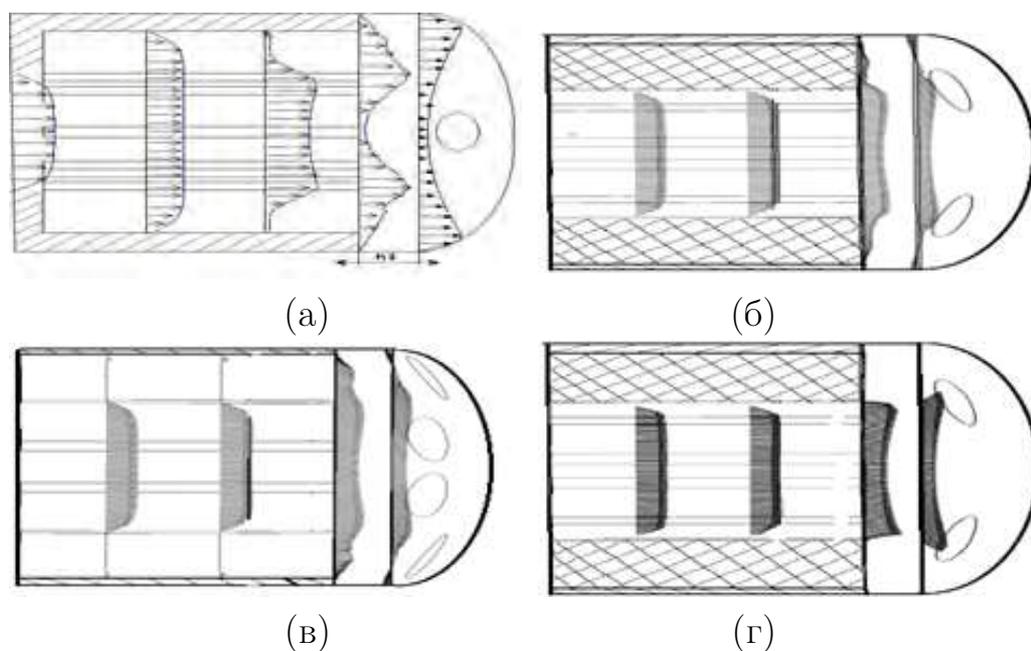


Рис. 4.38: Трансформация профилей скорости потока вблизи соплового дна: в сечении по соплам (а), по большому углу в сечении между компенсаторами (б), в сечении по щелям, не совпадающим с соплами (в) и по малому углу в сечении между щелями (г).

Таблица 4.2: Касательное напряжение трения

$U/U_{min}, \text{ м/с}$	$\tau_{\omega} [47], \text{ Па}$	$\tau_{\omega}, \text{ Па}$
1	0.71229	0.0295
2	8.05859	0.0589
3	33.3103	0.0934

ленного сопла сопоставлено (рис. 4.39) с решение точных уравнений движения и энергии в виде разложения в ряды [47], полученным в рамках задачи о натекании на преграду потока с двумя периферийными максимумами скорости.

Из рис. 4.39 видно, что полученная зависимость распределения касательного напряжения трения существенно отличается от аналогической зависимости, характерной при струйном натекании. Таким образом, применение предположения о струйном характере натекания потока на сопловое дно и использование эмпирических, определяемых профилем скорости, соотношений приводит к завышению значений напряжения трения на днище более чем в два раза.

На основании анализа полученных данных, для рассматриваемого тече-

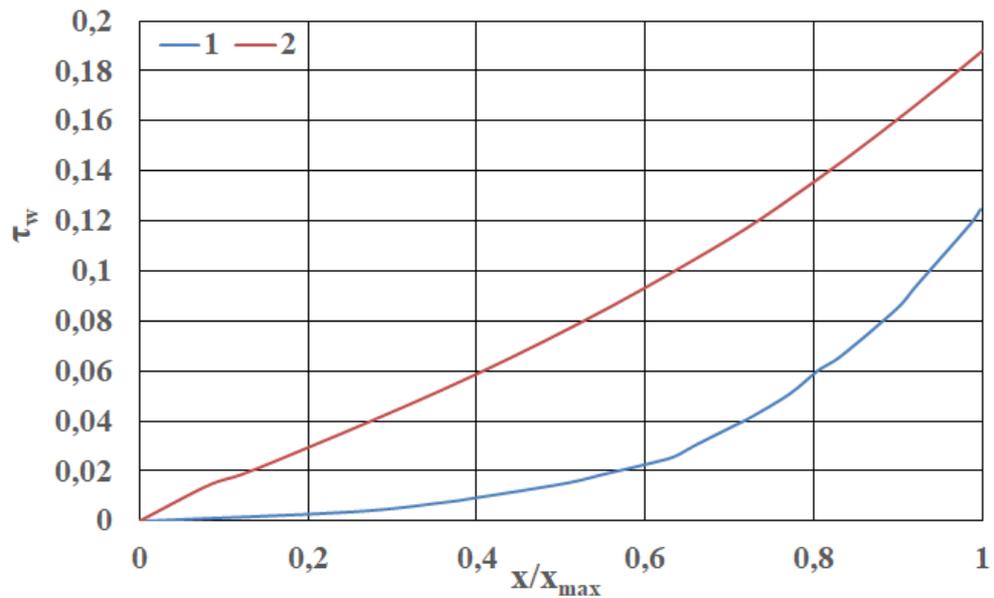


Рис. 4.39: Зависимость величины касательного напряжения трения  $\tau_w$  от относительной координаты, где 1 – решение точных уравнений движения и энергии в виде разложения в ряды [47]; 2 – расчет.

ния в предсопловом объеме многосопловой силовой энергетической установки с цилиндрическо-щелевой формой канала массоподвода построена зависимость между коэффициентом Стэнтона и коэффициентом сопротивления, имеющая близкий к аналогии Рейнольдса вид:

$$St = 0.475 \cdot C_f + 0.0065, \quad (4.3)$$

где  $C_f = \tau_w / (1/2 \cdot \rho V^2)$ .

Однако, использование зависимости (4.3) для оценки числе Стэнтона в потоках с малыми величинами сопротивления трения приводит (рис. 4.40) к расхождениям с данными расчета на 8-14%.

Необходимо отметить, что в виду малости величины  $h$  (расстояния от непроницаемого торца канала массоподвода до центра соплового днища) использовать экспериментальные соотношения [47], полученные для натекания симметричной струи на преграду не представляется возможным. Поэтому оценка теплового состояния сопловой крышки может быть получена с использованием топологического подхода [324].

Структура потока вблизи сопловой крышки характеризуется (рис. 4.41,а) наличием центральной узловой точки, линий растекания между газоходами

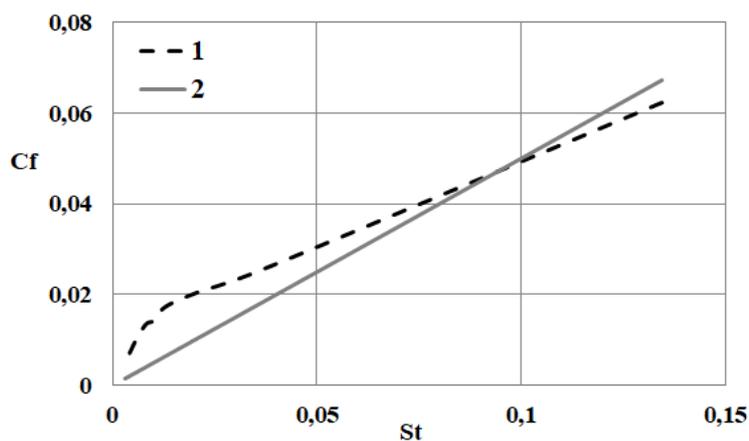


Рис. 4.40: Зависимости числа Стэнтона от коэффициента сопротивления: 1 – вычислительный эксперимент; 2 – аналогия Рейнольдса

и несколькими седловыми точками вблизи периферийной области крышки, образованными вследствие разворота потока.

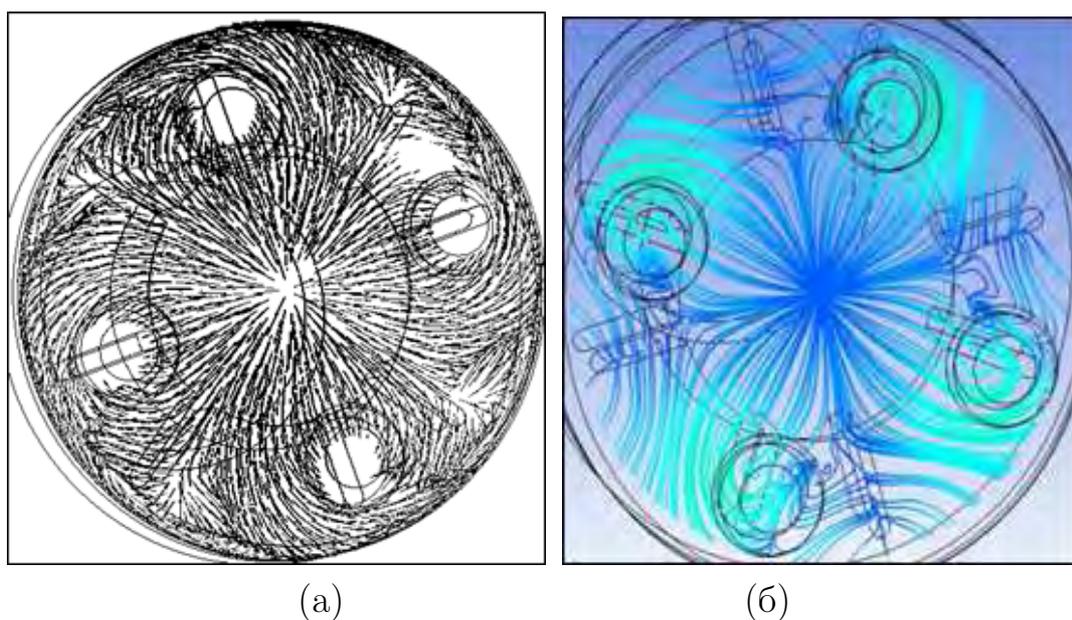


Рис. 4.41: Топологические особенности потока газа в ПО ЭУ с цилиндрическо-щелевой формой канала массоподвода и четырехсопловой крышкой вблизи сопловой крышки (а) и вблизи непроницаемого торца канала (б).

Течение рабочего газа вблизи сопловой крышки характеризуется (рис. 4.41,а) образованием центральной узловой точки (классифицирующей-ся, как узел слияния), формированием в периферийной зоне крышки четырех седловых точек. В межсопловом пространстве наблюдается образование системы особых точек, обусловленных отрывом потока с последующим его разворотом, а именно – четырех седловых точек (точка образуется в области

разделения потока в межсопловом пространстве на периферии крышки), четырех точек типа фокус (классифицирующийся как фокус отрыва и обусловленных отрывом потока перед входом рабочего газа в сопло), образующихся по направлению от седловой точки к патрубку, и четырех узловых точек, локализованных в области входа потока в сопло. Также структура предельных линий тока на поверхности соплового дна (рис. 4.42) характеризуется наличием четырех линий растекания и двух групп линий стекания, образующих седловые точки.

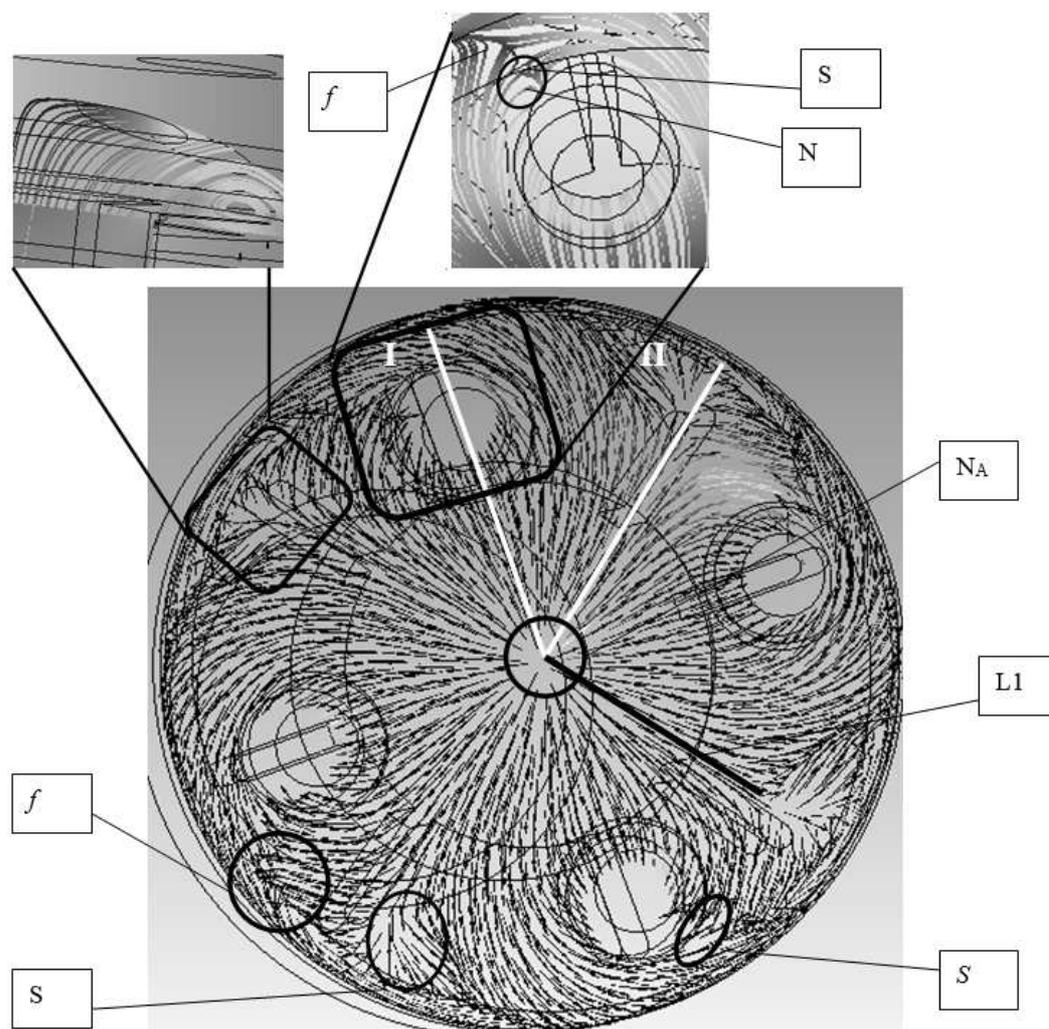


Рис. 4.42: Структура потока вблизи сопловой крышки ЭУ с цилиндрическо-щелевой формой канала массоподвода

Выявлено, что вблизи сопловой крышки, при движении по радиальной координате до радиуса  $r_i = 0.74 \cdot R$  изменение скорости газа происходит по закону, близкому к линейному. Распределение газодинамических параметров (рис. 4.43) характеризует центральную узловую точку типа узел слияния, как

точку торможения, при этом максимальное значение модуля скорости приходится на области седловых точек, что связано с разворотом потока в этих областях. Полученные структуры течений удовлетворяют топологическому закону Деви – Лайтхилла [364].

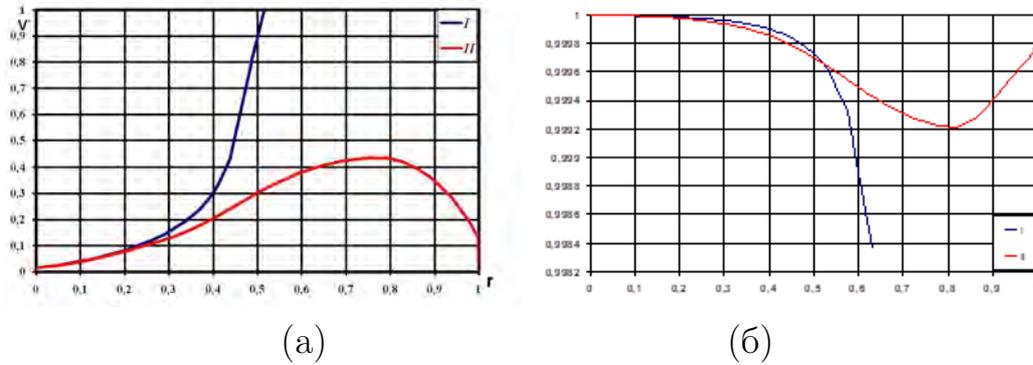


Рис. 4.43: Распределение скорости (а) и давления (б) по линии растекания вблизи сопловой крышки

Связь топологических особенностей потока вблизи сопловой крышки с реализуемым тепловым режимом на крышке представлена на рис. 4.44. Отметим, что максимальных значений тепловой поток достигает в области седловых точек (рис. 4.41, б), центральная узловая точка же характеризуется повышением теплового потока. При этом, тепловые потоки в центральной узловой точке, в общем случае ( $1 \cdot 10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^5$ ), могут быть оценены с использованием критериального соотношения вида  $Nu = h \cdot Re^f Pr^l$ , где  $h = 0.18$ ,  $f = 0.57$  и  $l = 0.4$ .

Особенности организации внутрикамерных процессов в ПО ЭУ при расположении газоходов на цилиндрической поверхности КС рассмотрим на примере течения рабочего газа в КС ЭУ с торцевой поверхностью массоподвода (рис. 4.35,б). Необходимо отметить, что эрозионное изменение поверхности вдува [226], как и ее деформация [28], не учитывается. В этом случае, геометрия ПО КС определяет образование в межпатрубковом пространстве возвратных течений (рис. 4.45,а), обусловленных разворотом потока рабочего газа для последующего отбора в патрубки. Взаимодействие локальных межпатрубковых возвратных течений с непроницаемой поверхностью соплового дна приводит к формированию на периферии крышки, вблизи ее кромки, (рис. 4.45,а), четырех симметрично расположенных седловых точек  $S1$ .

Как видно из рис. 4.45,б течение рабочего газа вблизи соплового дна ха-

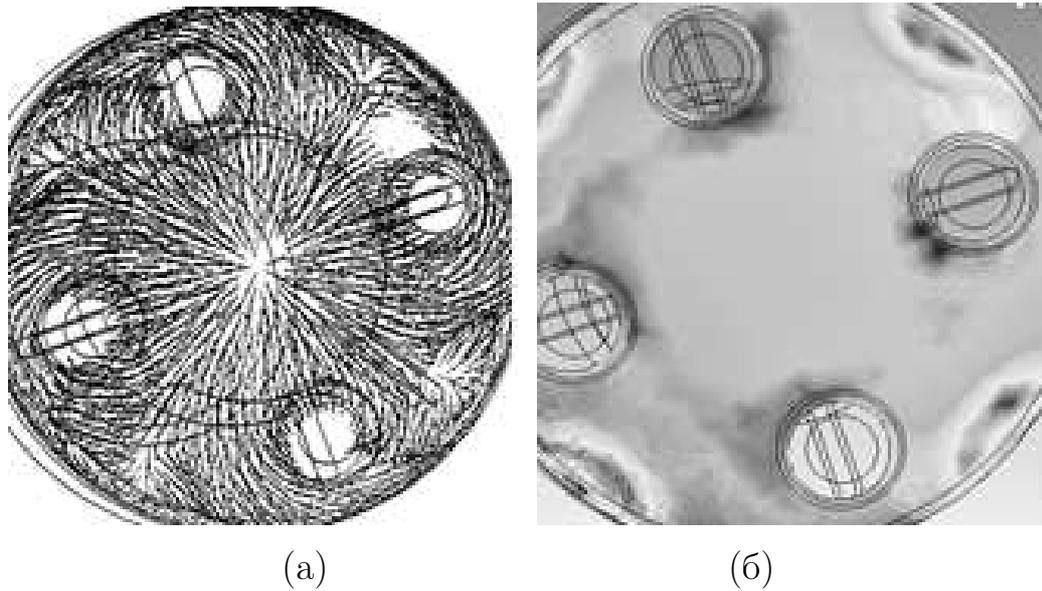


Рис. 4.44: Предельные линии тока (а) и распределение теплового потока (б) вблизи четырехсопловой крышки с радиальным расположением газоходов.

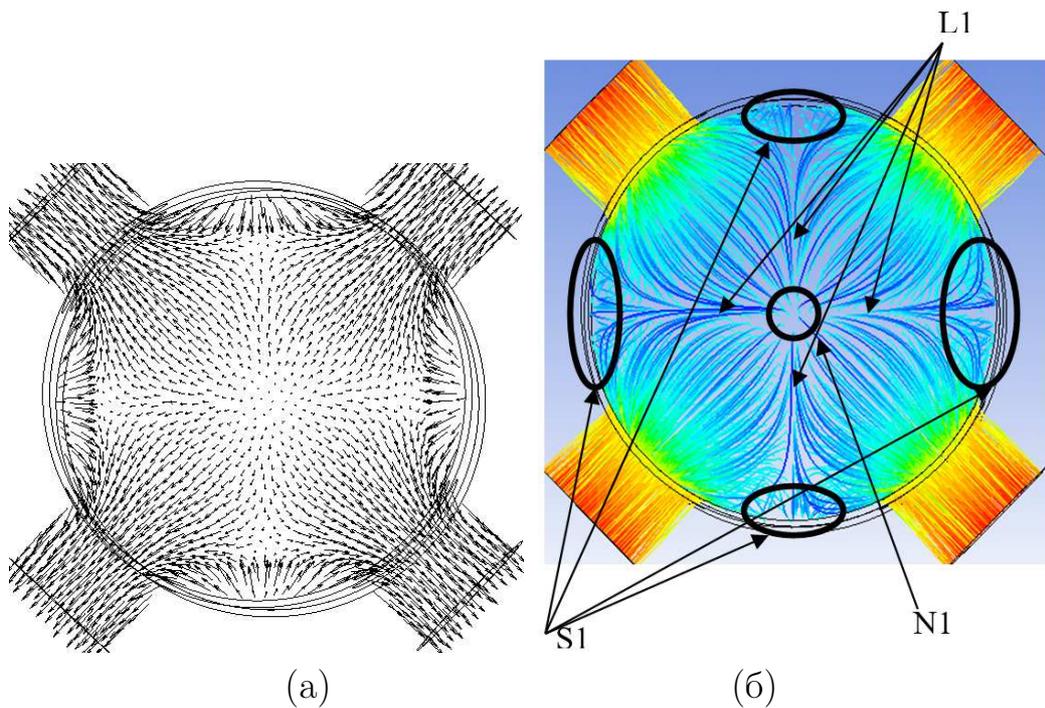


Рис. 4.45: Структура потока газа в КС при цилиндрическом расположении газоходов в ЭУ с торцевым подводом массы, представленная в виде векторного поля скоростей в сечении по патрубкам (а) и в виде предельных линий тока вблизи поверхности соплового дна (б).

характеризуется образованием центральной узловой точки  $N1$ , из которой выходят четыре линии растекания  $L1$ . Анализ характера изменения газодинамических параметров (отнесенных к максимальным значениям давления и

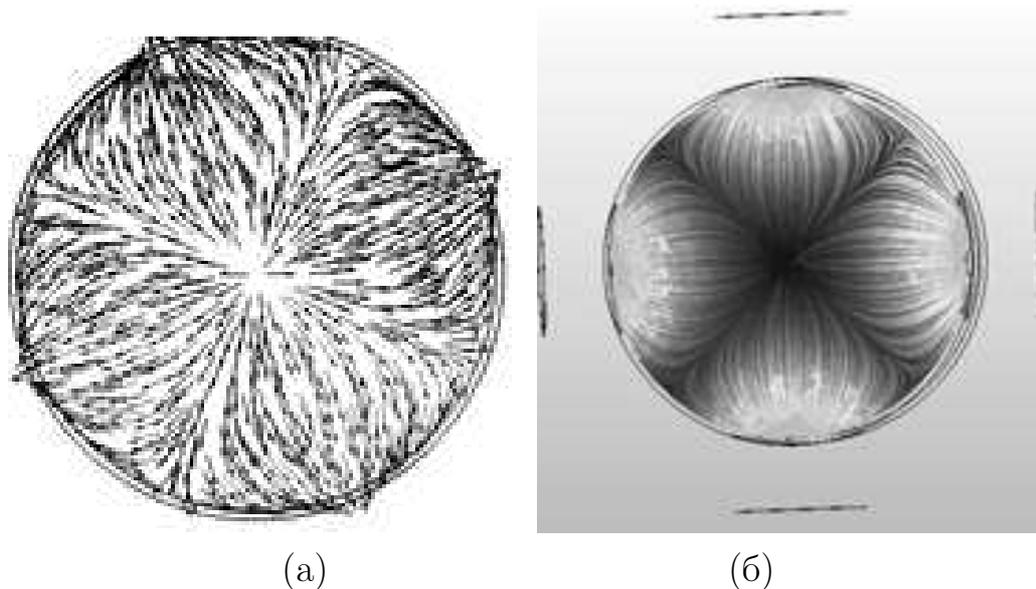


Рис. 4.46: Вектора скорости вблизи соплового дна (а); предельные линии тока и распределение плотности теплового потока на поверхности соплового дна (б).

модуля скорости) по линиям растекания  $L1$  (рис. 4.43) позволяет однозначно идентифицировать центральную узловую точку  $N1$  как точку торможения потока.

Таким образом, в целом, расположение газоходов на цилиндрической поверхности КС приводит к упрощению структуры потока рабочего газа (рис. 4.46). Необходимо отметить, что для такой схемы компоновки соплового дна процессы теплообмена идентичны процессам, характерным для вышерассмотренной схемы радиального расположения газоходов (рис. 4.41,б; рис. 4.46,б). Однако, максимальное значение плотности теплового потока при торцевом расположении газоходов, приходится на центральную узловую точку.

На основании обработки результатов вычислительных экспериментов получено критериальное уравнение для определения числа Нуссельта в центральной узловой точке четырехсоплового дна с цилиндрическо-щелевой формой канала массоподвода и радиальным расположением газоходов  $Nu = 0.18 \cdot K_g^{0.4} \cdot Re^{0.57}$  справедливое для  $1 \cdot 10^4 \leq Re \leq 5.3 \cdot 10^5$  и критериальная зависимость вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  для оценки числа Нуссельта в центральной узловой точке четырехсоплового дна ЭУ с торцевым вдувом рабочего газа и тоцевым расположением газоходов, справедливая для  $1 \cdot 10^4 \leq Re \leq 5.3 \cdot 10^5$ ,

коэффициенты критериального уравнения  $h, f, l$  определены как 4.5, 0.5 и 0.3, соответственно.

### Влияние количества торцевых газоходов на газодинамику и теплообмен в КС ЭУ

Конструктивное исполнение сопловых крышек ЭУ [3, 298] определяется его ТТХ и может содержать различное число сопел. При этом, количество сопел (патрубков / газоходов) будет оказывать существенное влияние на газодинамические и теплофизические процессы, протекающие в проточных трактах КС установки. Рассмотрим влияние количества патрубков на организацию внутрикамерных процессов в КС ЭУ на примере многосопловой силовой установки с торцевой поверхностью массоподвода (рис. 4.47).

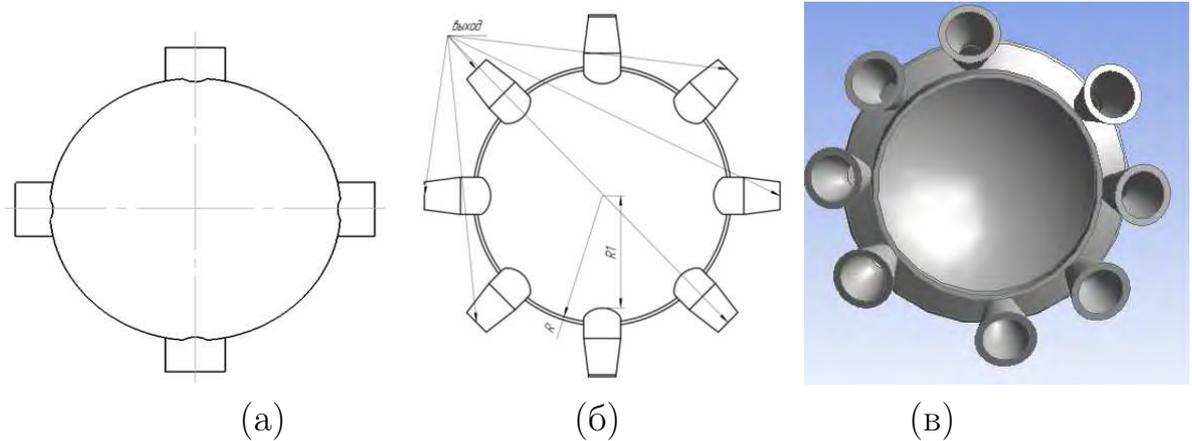


Рис. 4.47: Схемы КС многосопловых ЭУ с цилиндрическим расположением газоходов: четырехпатрубковая КС (а), шестипатрубковая КС (б) с двумя ложными патрубками (технологическими законсервированными газоходами) и восьмипатрубковая КС (в).

Рассматривается пространственная задача сопряженного теплообмена в рамках квазистационарного подхода. Граничные условия определены следующим образом:

- На границе вдува ( $\Gamma_1$ , рис. 4.35) задаются температура и скорость вдува рабочего газа ( $T_0 = 1500 \div 3000$  К,  $U = 1 \div 20$  м/с).
- На твердых непроницаемых поверхностях ( $\Gamma_2$ , рис. 4.35) задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial n} = 0$ ).

- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На выходе из газопроводов (граница «Выход», ГЗ, рис. 4.35) задаются неотражающие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

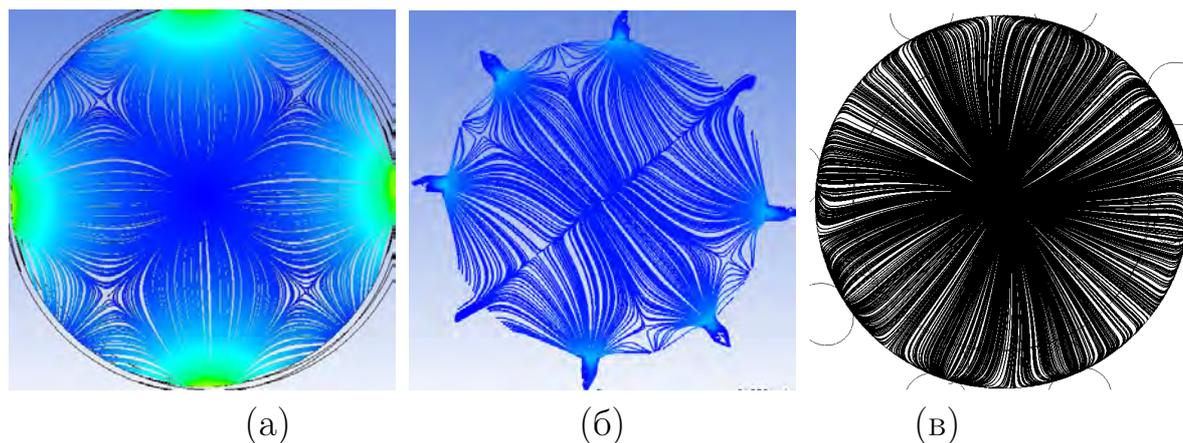


Рис. 4.48: Структура потока вблизи сопловой крышки для четырехпатрубковой КС (а), шестипатрубковой КС с двумя ложными патрубками (б) и для восьмипатрубковой КС (в).

Особенности реализуемого в КС режима течения рабочего газа, в зависимости от количества патрубков, приведены на рис. 4.48. Увеличение числа патрубков приводит к упрощению структуры течения: так при увеличении числа патрубков с четырех до шести (рис. 4.48,а,б) наблюдается уменьшение размеров периферийных седловых точек, а также размеров линий стекания. Дальнейшее увеличение числа патрубков до восьми (рис. 4.48,в) приводит к формированию равномерного растекания потока рабочего газа по направлению к газопроводам, без образования локальных топологических особенностей. Влияние количества газопроводов на теплообмен вблизи соплового дна показано на рис. 4.49.

При упрощении топологии потока рабочего газа вблизи соплового дна наблюдается уменьшение интенсивности тепловых потоков в области сопловой крышки (рис. 4.49) при увеличении числа патрубков. Так увеличение количества патрубков с 4 до восьми приводит к снижению максимального значения коэффициента теплоотдачи более чем в два раза, при этом, локальный

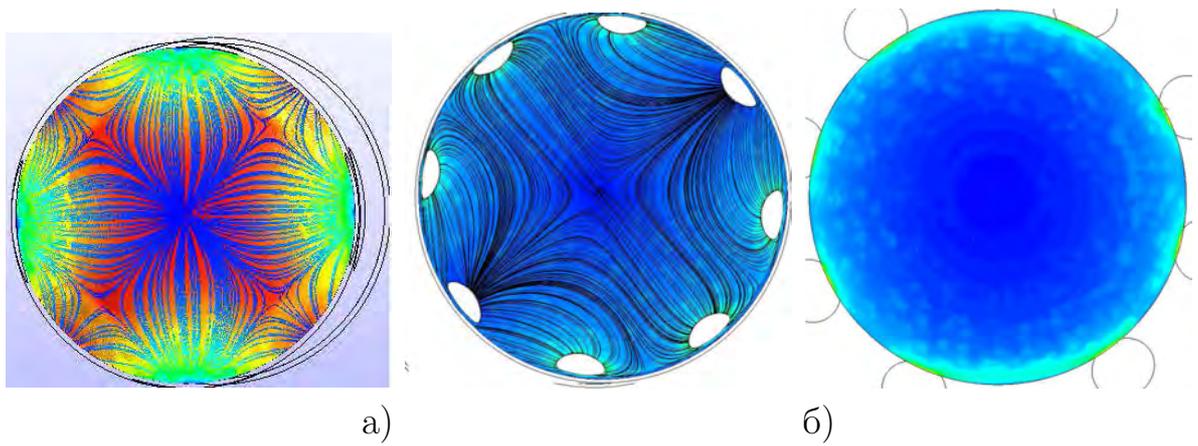


Рис. 4.49: Распределение коэффициента теплоотдачи по поверхности сопловой крышки для: а) четырехпатрубковой КС; б) шестипатрубковой КС с двумя ложными патрубками (технологическими законсервированными газоходами; в) восьмипатрубковой КС.

максимум теплового потока приходится на межпатрубковое пространство и центральную особую точку.

На основании обработки результатов вычислительного эксперимента получены критериальные выражения, учитывающие число патрубков, для оценки числа Нуссельта в

– центральной особой точке:

$$Nu = 0.35 \cdot \left(\frac{4}{N}\right) \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{0.3} \quad \forall Re \in (0.8 \div 7.4) \cdot 10^5; \quad (4.4)$$

$$Nu = 0.35 \cdot \left(\frac{4}{N}\right) \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{0.3} \quad \forall Re \in (7.4 \div 11.58) \cdot 10^5; \quad (4.5)$$

– периферийных седловых точках:

$$Nu = 0.5 \cdot \left(\frac{4}{N}\right) \cdot Re^{0.52} \cdot Pr^{0.33} \quad \forall Re \in (0.8 \div 7.4) \cdot 10^5; \quad (4.6)$$

$$Nu = 0.45 \cdot \left(\frac{N}{4}\right)^2 \cdot Re^{0.87} \cdot Pr^{0.5} \quad \forall Re \in (7.4 \div 11.58) \cdot 10^5; \quad (4.7)$$

– в области входа потока рабочего газа в газоходы:

$$Nu = 0.3 \cdot \left(\frac{4}{N}\right) \cdot Re^{0.56} \cdot Pr^{0.4} \quad \forall Re \in (0.8 \div 7.4) \cdot 10^5; \quad (4.8)$$

$$Nu = 0.45 \cdot \left(\frac{N}{4}\right)^3 \cdot Re^{0.9} \cdot Pr^{0.5} \quad \forall Re \in (7.4 \div 11.58) \cdot 10^5, \quad (4.9)$$

где  $N$  – число патрубков.

Необходимо отметить, что кроме количества патрубков/газоходов существенное влияние на газодинамику и теплообмен могут оказывать и другие конструктивные параметры, такие как угол расположения газоходов, кривизна крышки.

### Влияние углового расположения газоходов на теплообмен вблизи многосопловой крышки ЭУ

Помимо числа сопел (патрубков, газоходов) существенное влияние на организацию внутрикамерных процессов в КС может оказывать непосредственное положение газоходов, в том числе и угловое положение. Рассмотрим влияние углового расположения газоходов (патрубков) на цилиндрической поверхности КС ЭУ с торцевой поверхностью подвода массы (рис. 4.50).

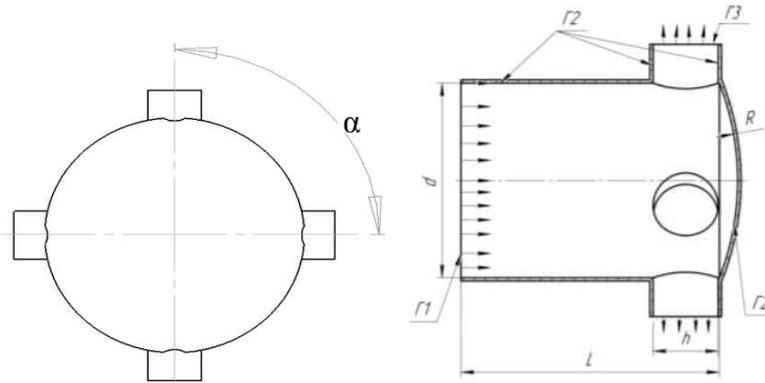


Рис. 4.50: Схема углового положения патрубков в КС четырехсопловой ЭУ

Рассматривается пространственная задача сопряженного теплообмена в рамках квазистационарного подхода. Граничные условия определены следующим образом:

- На границе вдува ( $\Gamma_1$ ) задаются температура и скорость вдува газа ( $T_0 = 1000 \div 2500$  К,  $U = 1 \div 20$  м/с).
- На твердых непроницаемых поверхностях ( $\Gamma_2$ ) задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial n} = 0$ ).

- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На выходе из газоходов (ГЗ) задаются неотражающие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Острый угол между патрубками определяется в диапазоне  $40^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ .

Изменение углового положения газоходов существенно влияет на газодинамическую обстановку в предсопловом объеме и, как следствие, на теплообмен вблизи соплового дна. Как видно из рисунка 4.51, уменьшение величины угла между газоходами приводит к понижению интенсивности процессов теплообмена (уменьшение значения плотности теплового потока вблизи стенок), что связано с реализуемым режимом течения в камере сгорания. Так, при уменьшении величины угла между газоходами упрощается структура потока вблизи соплового дна: четыре периферийные линии стекания, обусловленные разворотом потока в межпатрубковой зоне, перестраиваются в две, смещенные в радиальном направлении к центральной узловой точке.

Таким образом, можно выделить несколько режимов течения рабочего газа, определяемых угловой координатой:

1.  $40^\circ \leq \alpha \leq 70^\circ$  – течение с образованием двух крупных вихревых структур в межпатрубковой зоне и спиралевидных вихрей в газоходах (рис. 4.52,а), характеризующееся повышенными значениями теплообмена в областях взаимодействия вихревых (циркуляционных) структур с поверхностью стенок камеры сгорания.
2.  $70^\circ < \alpha \leq 80^\circ$  – течение с наличием вихревой структуры в межпатрубковом пространстве и образованием, при натекании потока на сопловое дно, пяти «особых» точек (рис. 4.52,б), характеризующееся повышенными значениями коэффициента теплообмена в межпатрубковых областях и в зоне взаимодействия вихревых структур со стенками камеры сгорания.

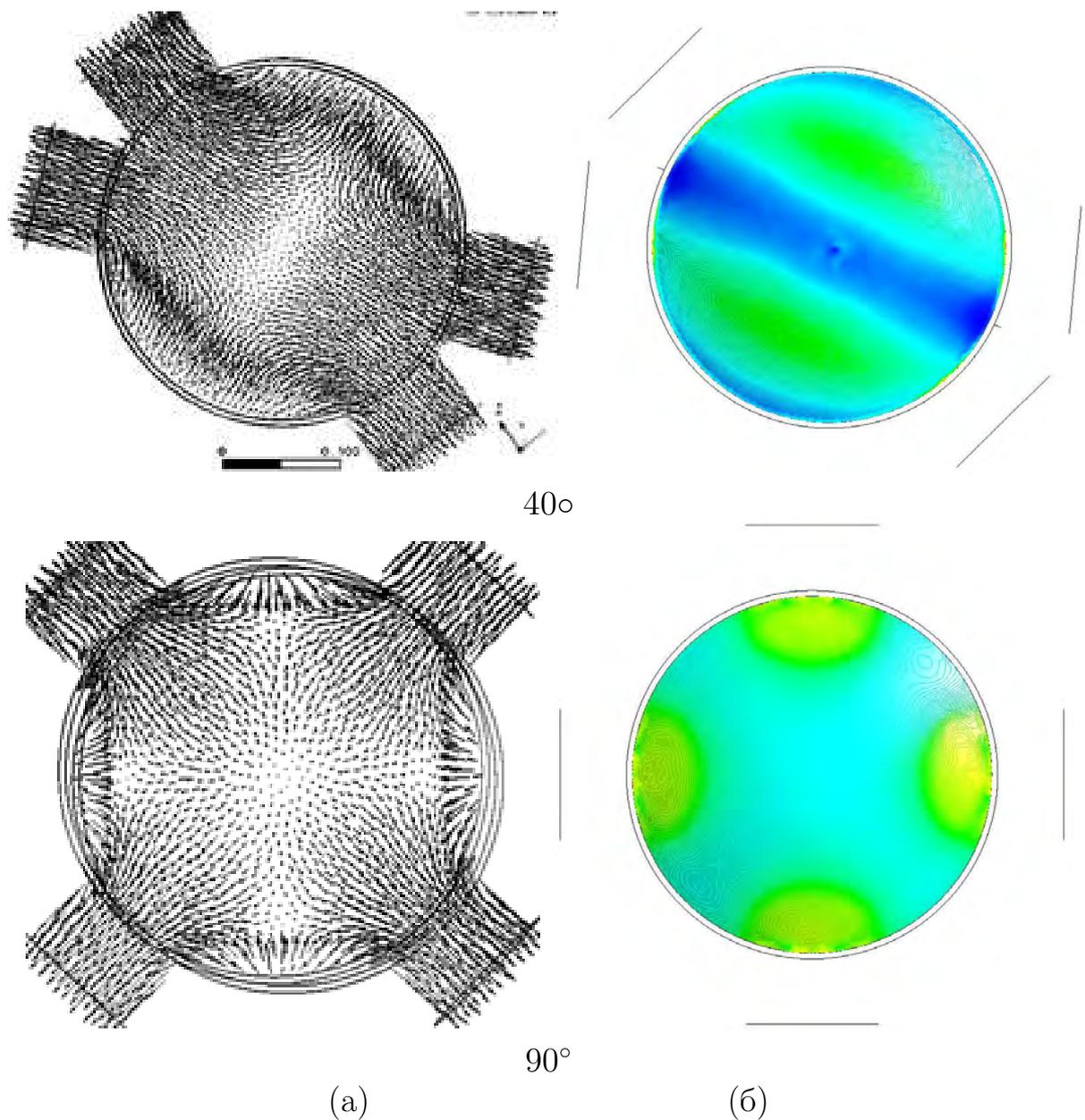


Рис. 4.51: Структура потока в виде векторов скорости вблизи соплового дна (а) и теплообмен в ПО КС в виде поля теплового потока на поверхности соплового дна (б) для различных величин угла между патрубками.

3.  $80^\circ < \alpha \leq 90^\circ$  – течение с образованием вихревых структур в зоне входа потока в патрубков и образованием, при натекании потока на сопловое дно, пяти «особых» точек (рис. 4.52,в), характеризующееся повышенными значениями теплового потока вблизи газоходов, а также в пространстве между газоходов.

Необходимо отметить, что формирование продольных вихревых структур в межпатрубковом пространстве, характерное для  $40^\circ \leq \alpha \leq 70^\circ$ , сопровож-

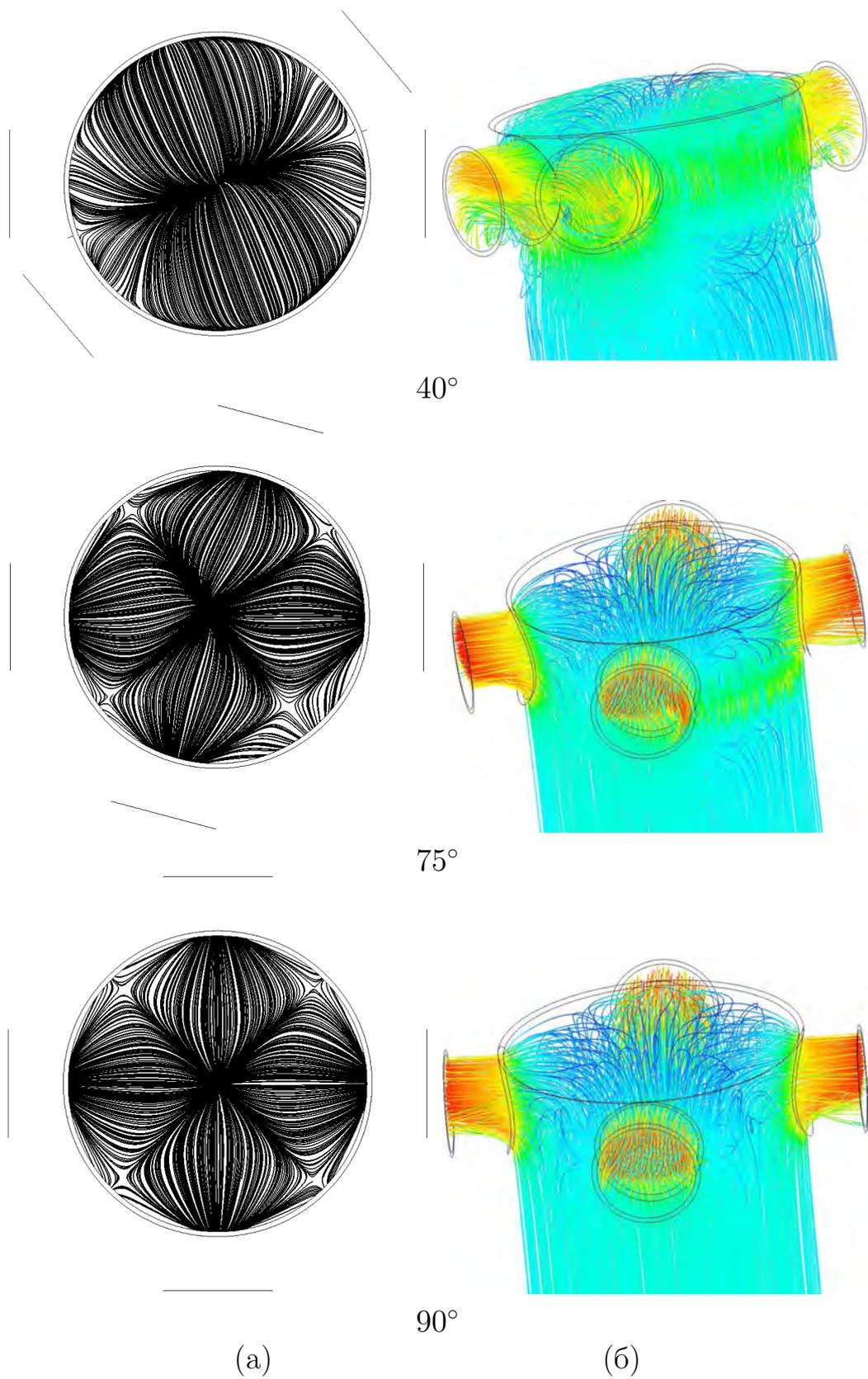


Рис. 4.52: Структура потока в КС и вблизи соплового дна с различной величиной угла между патрубками

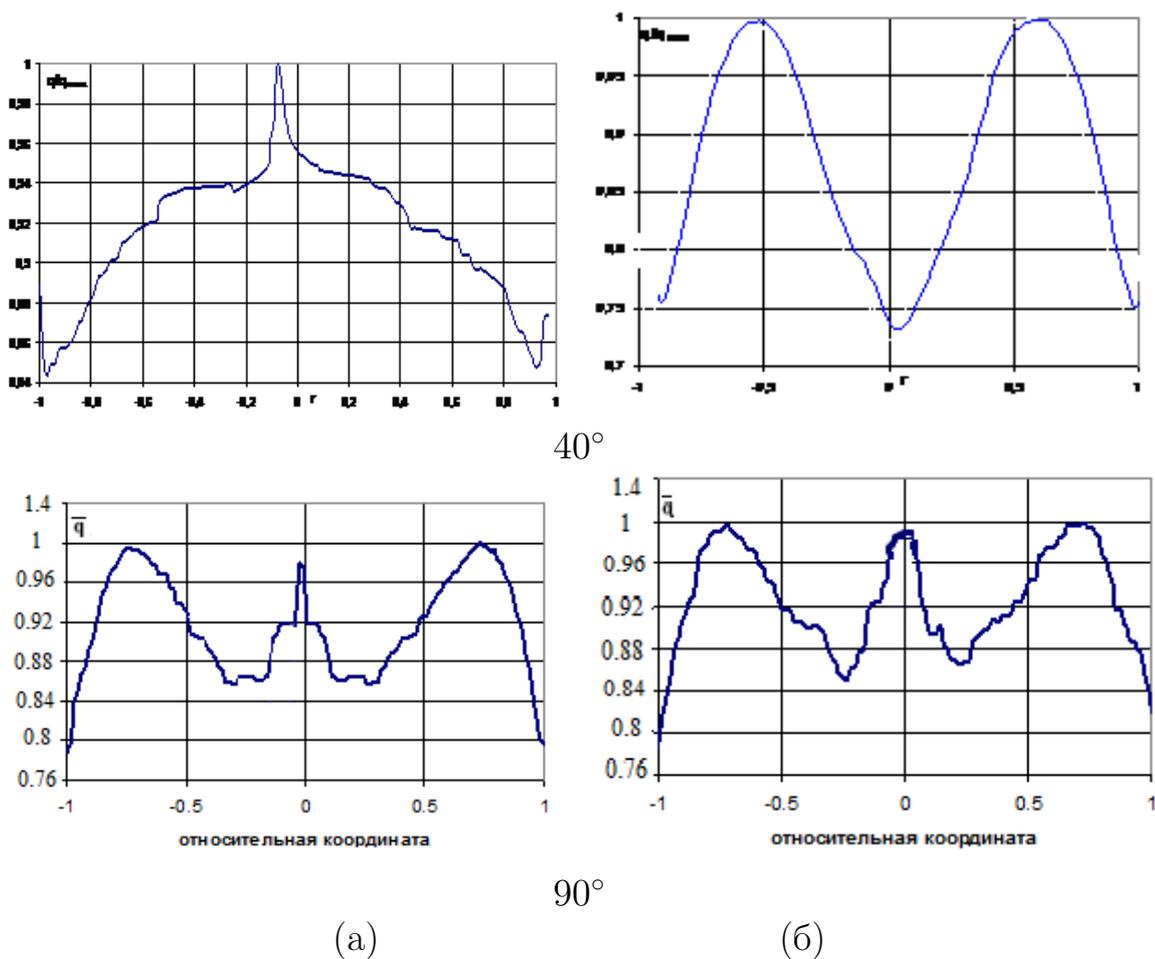


Рис. 4.53: Распределение плотности теплового потока по линии растекания в межпатрубковом пространстве с меньшим углом (а) и по линии растекания в межпатрубковом пространстве с большим углом (б).

дается как увеличением скорости потока вблизи сопловой крышки на 173% относительно основного (цилиндрического) потока, так и увеличением завихренности потока в выходных сечениях патрубков (на 41%), с другой, что приводит к уменьшению площади «живого» сечения патрубков. Вследствие чего максимальный расход газа через патрубки наблюдается при расположении газоходов под углом  $70^\circ \leq \alpha < 80^\circ$  друг к другу.

Отмечено перераспределение тепловых потоков вблизи соплового дна (рис. 4.53), в частности, наблюдается существенное понижение плотности теплового потока в области центральной (совпадающей с осью симметрии) линии растекания, включая область центральной узловой точки.

При этом, величина плотности теплового потока в центральной узловой точке (точке торможения) может быть определена, как функция от угла между патрубками (рис.4.54).

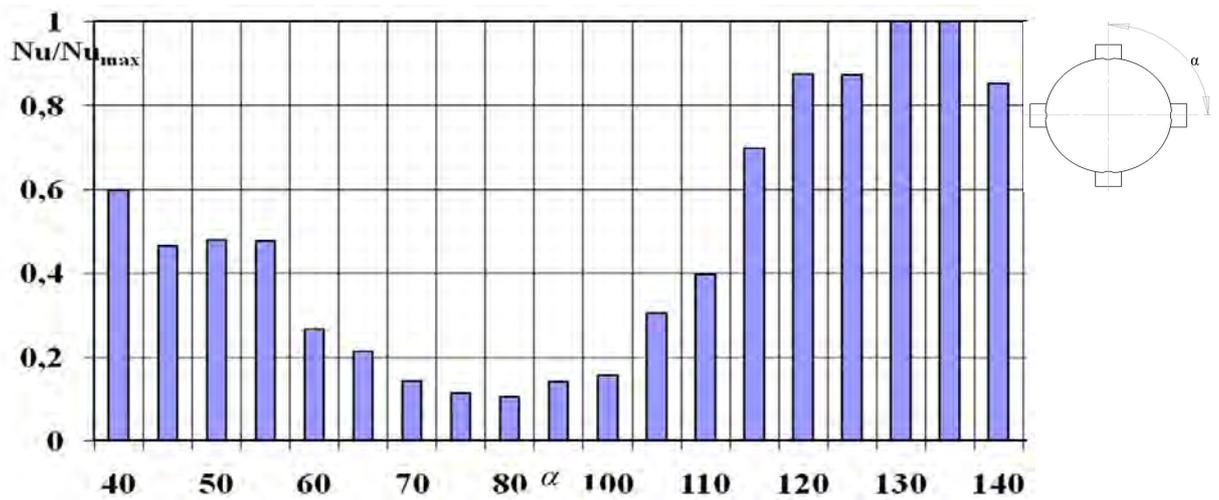


Рис. 4.54: Распределение плотности теплового потока в центральной точке торможения для различных величин угла между патрубками

Необходимо отметить, что теплообмен в межпатрубковой области (в области локального максимума) может быть оценен с помощью критериального выражения вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 4.5, 0.5 и 0.33.

### Влияние кривизны соплового дна на внутрикамерные процессы в КС ЭУ

Одним из конструктивных параметров, вносящих дополнительное возмущение в структуру потока рабочего тела, является кривизна соплового днища. Рассмотрим влияние кривизны соплового дна на организацию внутрикамерных процессов в ЭУ на примере четырехсопловой КС с торцевой поверхностью массоподвода (рис. 4.61).

Рассматривается пространственная задача сопряженного теплообмена в рамках квазистационарного подхода. Граничные условия определены следующим образом:

- На границе вдува ( $\Gamma_1$ ) задаются температура и скорость вдува рабочего газа ( $T_0 = 1500 \div 3000$  К,  $U = 5 \div 50$  м/с).
- На твердых непроницаемых поверхностях ( $\Gamma_2, \Gamma_3$ ) задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).

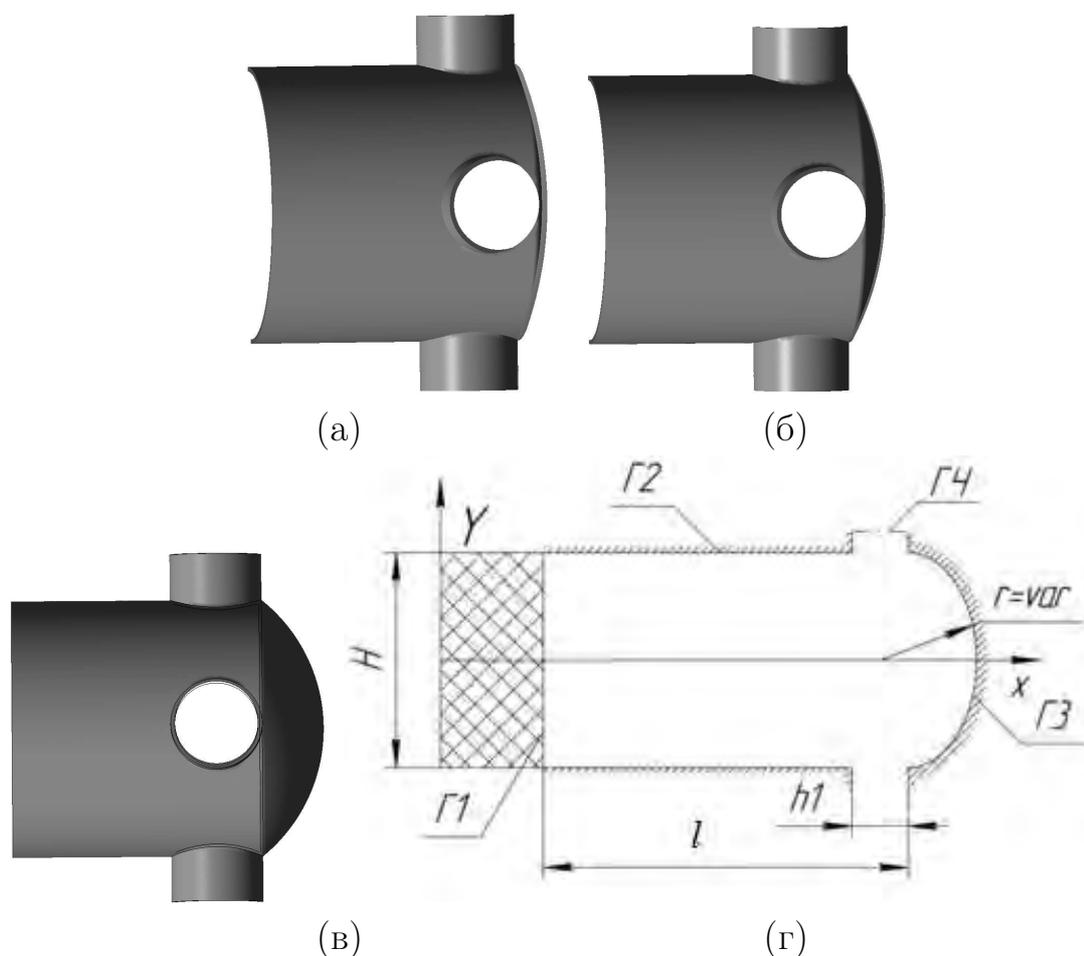


Рис. 4.55: Схемы КС четырехсопловых ЭУ с цилиндрическим расположением газопроводов с кривизной соплового днища:  $k = 5\text{м}^{-1}$  (а),  $k = 2.78\text{м}^{-1}$  (б)  $k = 2.38\text{м}^{-1}$  (в) и общая расчетная область (г), где:  $\bar{H} = d/L = 0.625$ ,  $\bar{h} = h/l = 0.094$ ,  $\bar{l} = l/l = 1$ ,  $\bar{r} = r/l = var$ .

- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}$ ,  $T_w = T_g$ ).
- На выходе из газопроводов (Г4) задаются неотражающие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Выявлено незначительное изменение структуры потока (рис. 4.56) при увеличении кривизны днища. Так инвариантными по отношению к радиусу кривизны днища является структура потока вблизи соплового дна, при этом отмечено незначительное уменьшение площади «живого» сечения патрубков при увеличении кривизны днища.

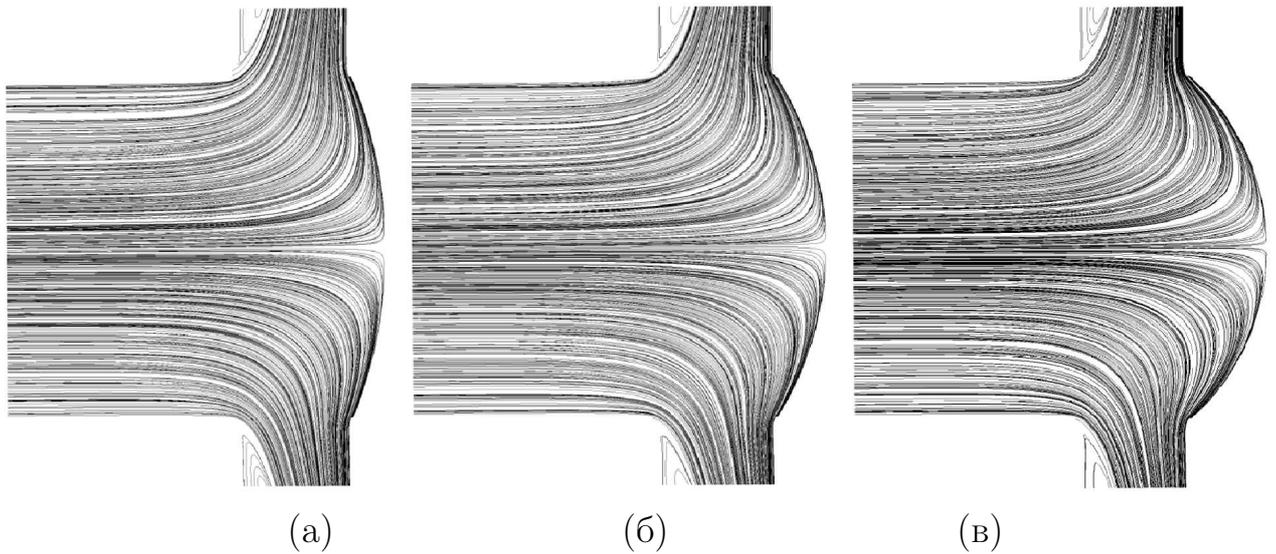


Рис. 4.56: Структура потока рабочего газа при кривизне днища  $k = 2.5\text{м}^{-1}$  (а),  $k = 3.3\text{м}^{-1}$  (б),  $k = 5\text{м}^{-1}$  (в).

Выявлено незначительное изменение структуры потока (рис. 4.61) при увеличении кривизны днища. Так инвариантными по отношению к радиусу кривизны днища являются как центральная особая точка типа <узел слияния>, так и четыре исходящих из данной точки линий растекания.

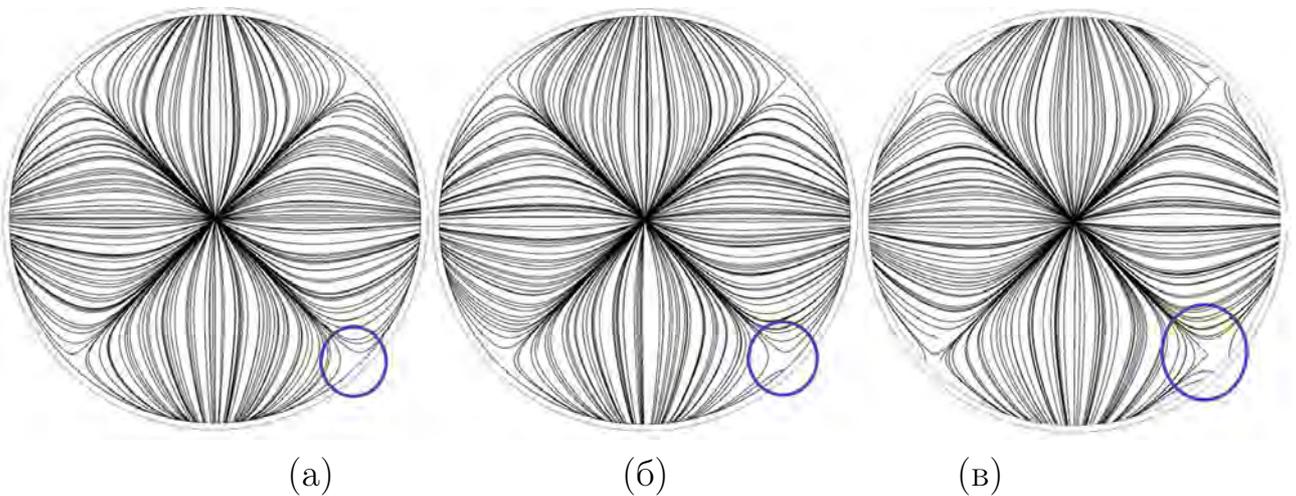


Рис. 4.57: Структура предельных линий тока на поверхности соплового дна при его кривизне  $k = 2.5\text{м}^{-1}$  (а),  $k = 3.3\text{м}^{-1}$  (б),  $k = 5\text{м}^{-1}$  (в).

Выявлено, что увеличение кривизны днища приводит к смещению периферийных седловых точек (рис. 4.58) по радиусу в направлении к центру крышки, что обусловлено изменением конфигурации периферийных возвратных течений.

Анализ перестройки профиля продольной составляющей скорости по длине

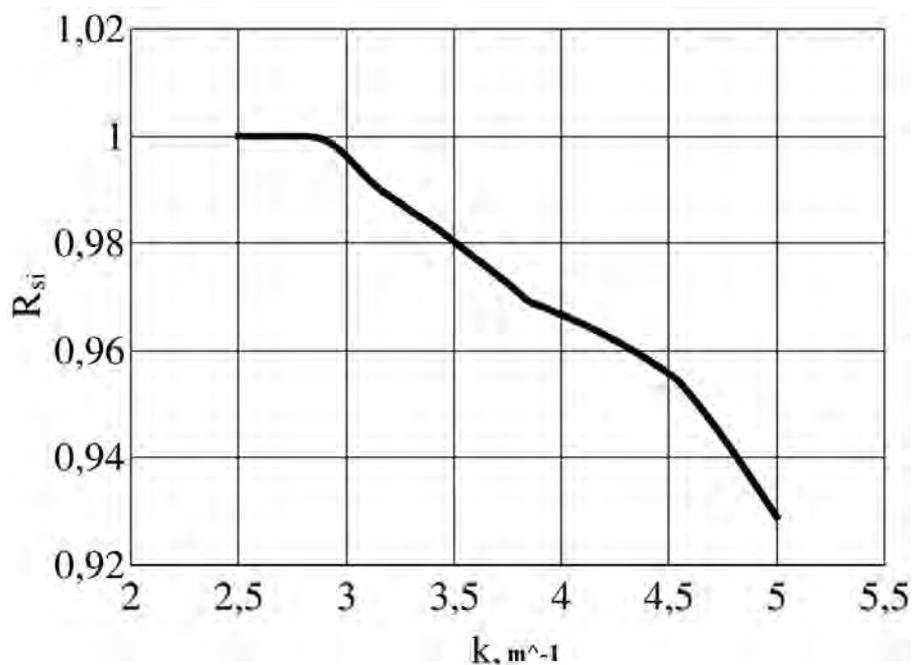


Рис. 4.58: Зависимость относительной радиальной координаты периферийных седловых точек  $R_{si}$  от кривизны  $k$  соплового дна.

канала при различных величинах кривизны дна приведена на (рис. 4.59) и показывает, что изменение кривизны соплового дна не влияет на структуру потока рабочего тела в сечении до патрубков. Также выявлено формирование устойчивых к кривизне днища возвратных течений в патрубках. При движении потока по газоходам наблюдается частичная стабилизация потока (рис. 4.59) – выходной профиль продольной составляющей скорости инвариантен по отношению к геометрии сопловой крышки и является более равномерным, чем соответствующий профиль скорости во входном сечении патрубка.

Анализ результатов показывает, что при увеличении кривизны дна, происходит уменьшение участка длины  $L$ , на котором распределение скорости по поперечному сечению камеры остается неизменным (рис. 4.60), т.е. увеличение кривизны приводит к тому, что происходит более ранняя перестройка профиля продольной составляющей скорости.

Увеличение кривизны соплового дна приводит к смещению межпатрубковой зоны отрыва потока (седловых точек и исходящих из них линий стекания, и узловой точка) на корпусе КС по направлению к сопловому дну, при этом наблюдается увеличение плотности теплового потока в 1,18 раза (рис. 4.61).

Изменение теплового состояния сопловой крышки представлено на

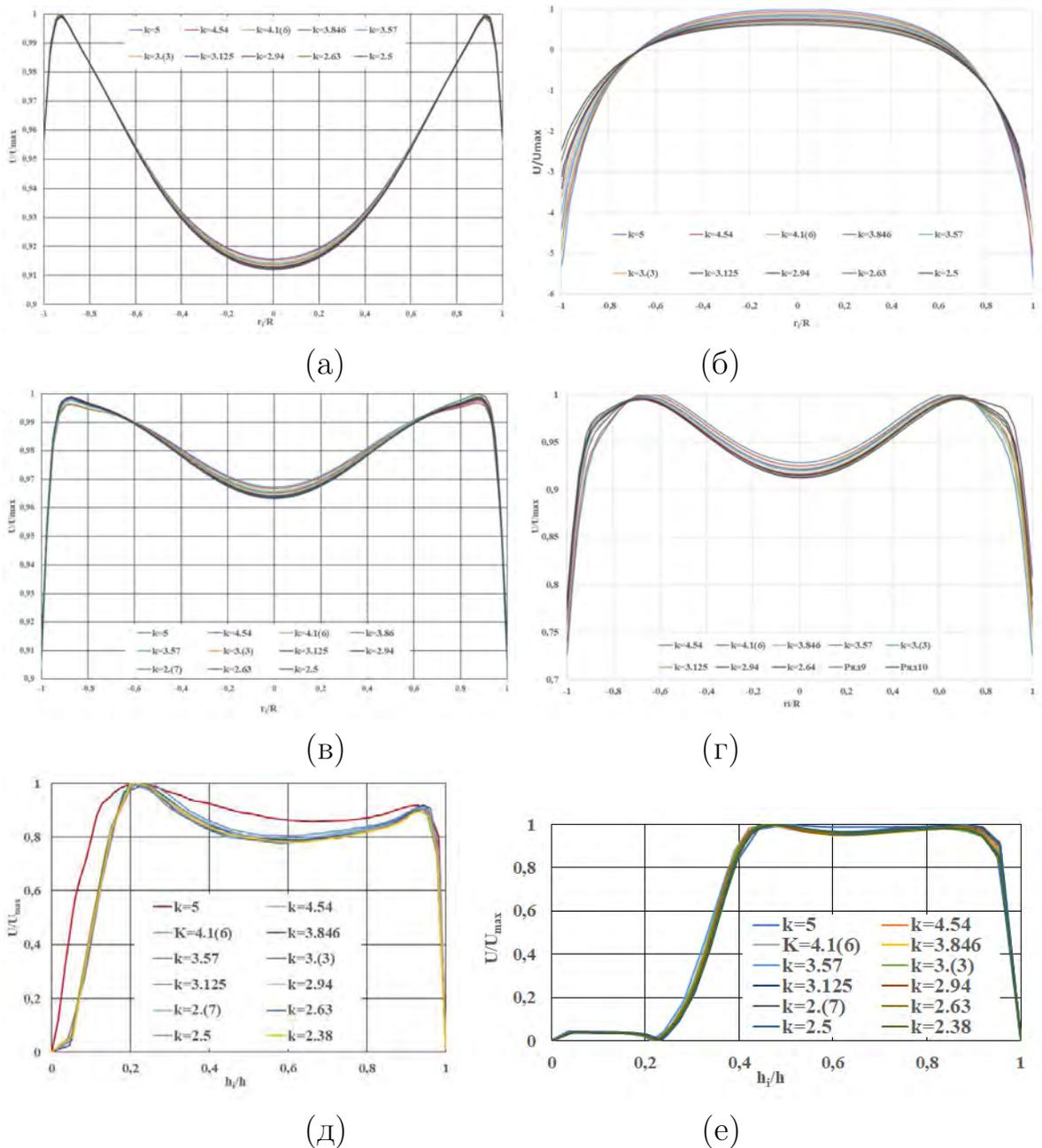


Рис. 4.59: Трансформация профиля скорости по длине КС, в поперечных сечениях КС по патрубкам в сечении до (а) и после (б) патрубков, между патрубков в сечении до (в) и после (г) патрубков, а также на входе (д) и на выходе (е) из патрубков

рис. 4.62. Показано, что в увеличение кривизны днища приводит как к локальному увеличению коэффициента теплоотдачи в области входа газа в газоходы, так и к уменьшению средней по днищу величины плотности теплового потока, сопровождаемой увеличением неравномерности его распределения.

Из рис. 4.62 видно, что центральная особая точка характеризуется минимальным значением коэффициента теплоотдачи, локальные максимумы



Рис. 4.60: Зависимость относительной длины  $L'$  участка, на котором распределение скорости по поперечному сечению камеры остается неизменным от кривизны соплового дна

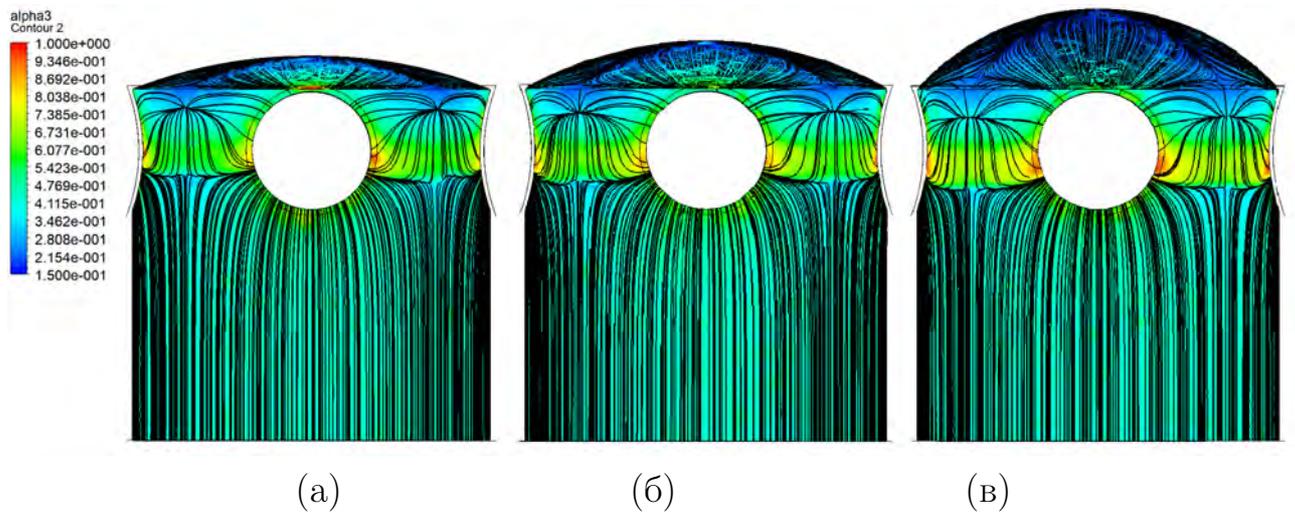


Рис. 4.61: Структура предельных линий тока и распределение теплового потока по поверхности корпуса КС при его кривизне соплового дна  $k = 2.5\text{м}^{-1}$  (а),  $k = 3.3\text{м}^{-1}$  (б),  $k = 5\text{м}^{-1}$  (в).

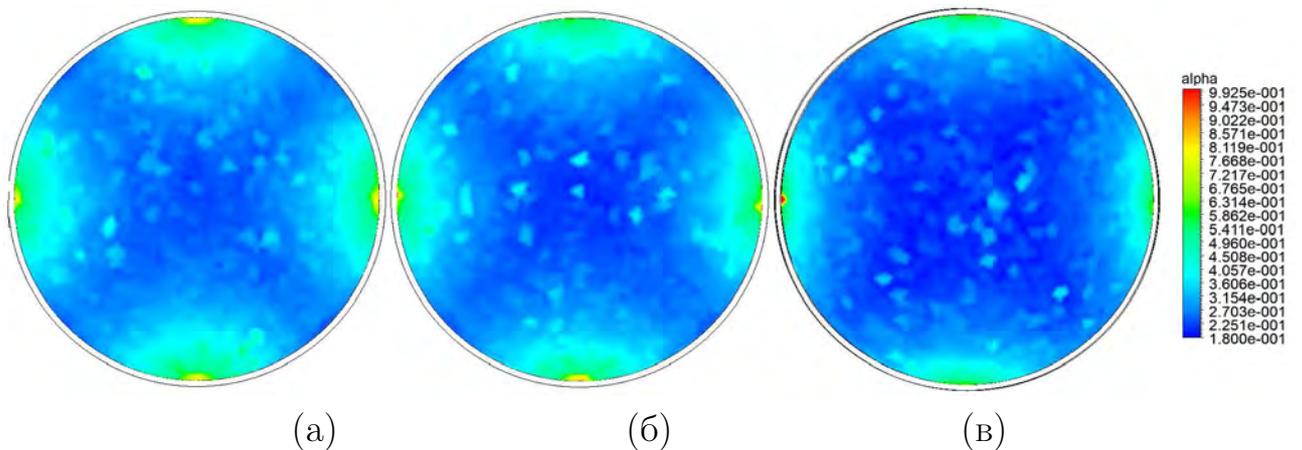


Рис. 4.62: Распределение коэффициента теплоотдачи по поверхности соплового дна с кривизной  $k = 2.5\text{м}^{-1}$  (а),  $k = 3.3\text{м}^{-1}$  (б),  $k = 5\text{м}^{-1}$  (в).

приходятся на периферийные узловые точки. Анализ полученных данных позволил выявить критериальные зависимости чила Нуссельта в виде  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l \cdot k^j$  в области:

- - периферийной седловой точки на сопловом дне, справедливые для  $Re \in ((0.8 \div 100) \cdot 10^4)$ ,  $Pr \in (0.4 \div 0.9)$ , где коэффициента  $h, f, l, j$  определены как 0,9, 0,56, 0,6 и  $-0,85$ , соответственно;
- - отрыва в межпатрубковой области на корпусе КС, справедливые для  $Re \in ((0.8 \div 100) \cdot 10^4)$ ,  $Pr \in (0.4 \div 0.9)$ , где коэффициента  $h, f, l, j$  определены как 0,5, 0,65, 0,5 и  $-0,9$ , соответственно;
- - центральной узловой точке на сопловом дне, справедливые для  $Re \in ((0.8 \div 100) \cdot 10^4)$ ,  $Pr \in (0.4 \div 0.9)$ , где коэффициента  $h, f, l, j$  определены как 0,6, 0,52, 0,9 и  $-0,35$ , соответственно.

Таким образом, исследована структура потока вблизи многосопловой крышки. Показано, что вне зависимости от конструктивных особенностей соплового днища (кривизны), течение характеризуется наличием четырех особых точек вблизи периферийной области дна, образованных вследствие разворота потока. Максимальных значений тепловой поток достигает в области входа рабочего тела в газоходы.

## 4.2 Влияние формы канала массоподвода на рабочие процессы в ПО КС ЭУ

При проектировании КС ЭУ, согласно [226], выбор формы поперечного сечения канала массоподвода определяется из условий обеспечения требуемого закона подачи рабочего газа [298]. Существуют разнообразные формы каналов [3], которые зависят от типа разрабатываемой ЭУ [309]. В данном разделе рассматриваются локальные особенности газодинамических процессов и теплообмена в каналах и предсопловом объеме силовых энергетических установок с каналами массоподвода различных форм поперечного сечения, снаряженных сопловыми крышками различных конструкций. Исследуется влияние формы канала и геометрии крышки на теплообмен в области соплового

дна. На основании обработки результатов численного эксперимента получены критериальные зависимости для определения числа Нуссельта в областях локального повышения интенсивности теплообмена.

#### 4.2.1 ЭУ с утопленным соплом

Рассмотрим особенности течения рабочего тела в КС ЭУ, оснащенной утопленным соплом на примере ЭУ с каналами массоподвода различных конфигураций (рис. 4.63). Исследование проводится в рамках квазистационарного подхода и справедливо для начальных моментов работы установки на стационарном участке. Рассматривается сопряженная задача теплообмена в предсопловом объеме камеры сгорания.

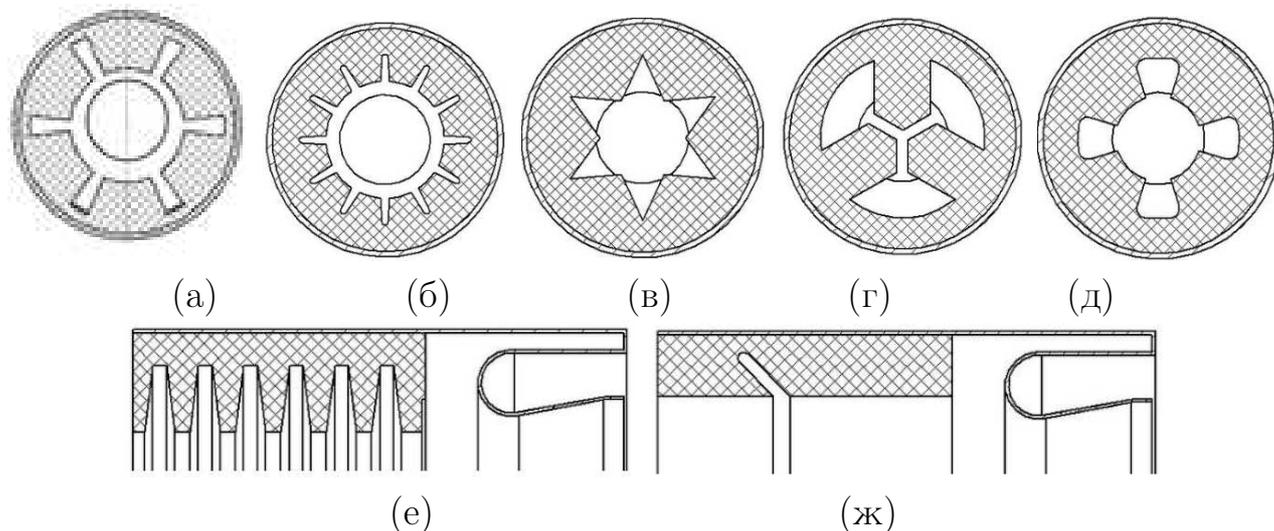


Рис. 4.63: Форма поперечного сечения канала массоподвода: шестилучевая (а), двенадцатилучевая (б), шестилучевая звездчатая (в), трехлопастная (г), четырехлопастная (д), пилообразная (е) и канал с проточкой (ж).

В общем виде рассматриваемая расчетная область представляет собой систему проточных трактов камеры сгорания силовой энергетической установки с утопленным соплом (рис. 4.3). Течение рабочего газа (адиабата  $k = 1.2$  и температура  $T = 2500$  К) описывается моделью вязкого теплопроводного сжимаемого газа – система уравнений (2.24). Граничные условия определены следующим образом:

- На поверхностях массоподвода ( $\Gamma_1, \Gamma_2$ ) задаются температура и расход газа ( $T_0 = 2500$  К,  $G = 15 \div 40$  кг/с).

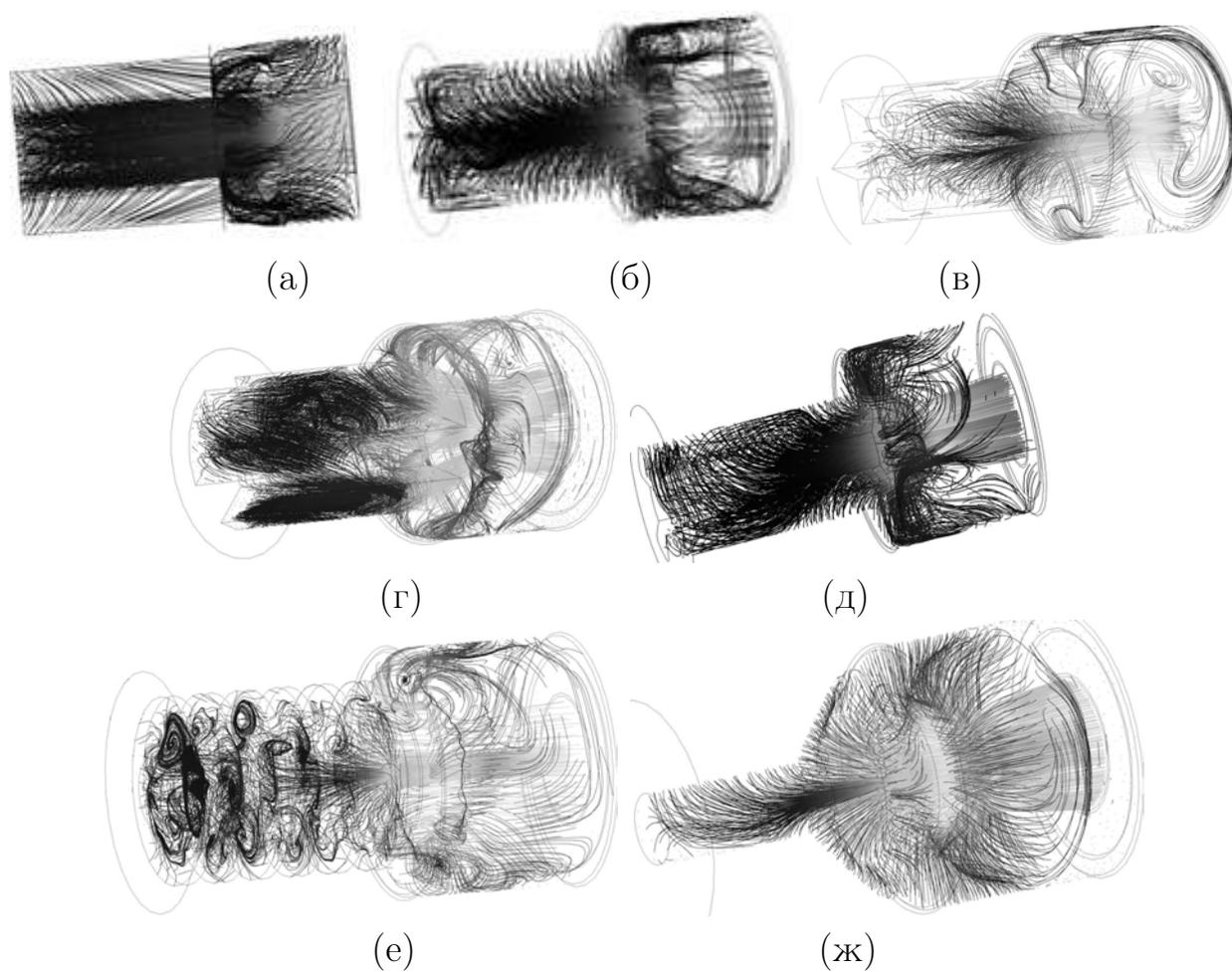


Рис. 4.64: Пространственные линии тока в камере сгорания в канале с шестилучевым поперечным сечением (а), с двенадцатилучевым поперечным сечением (б), с шестилучевым звездчатым поперечным сечением (в), с трехлопастным поперечным сечением (г), с четырехлопастным поперечным сечением (д), пилообразной формы (е) и в канале с проточкой (ж).

- На твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).
- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На срезе сопла(Г4) задаются мягкие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Дискретизация расчетной области производится с использованием неструктурированных сеток, состоящих из шестигранников (от 3.12 до 5.02 млн. яче-

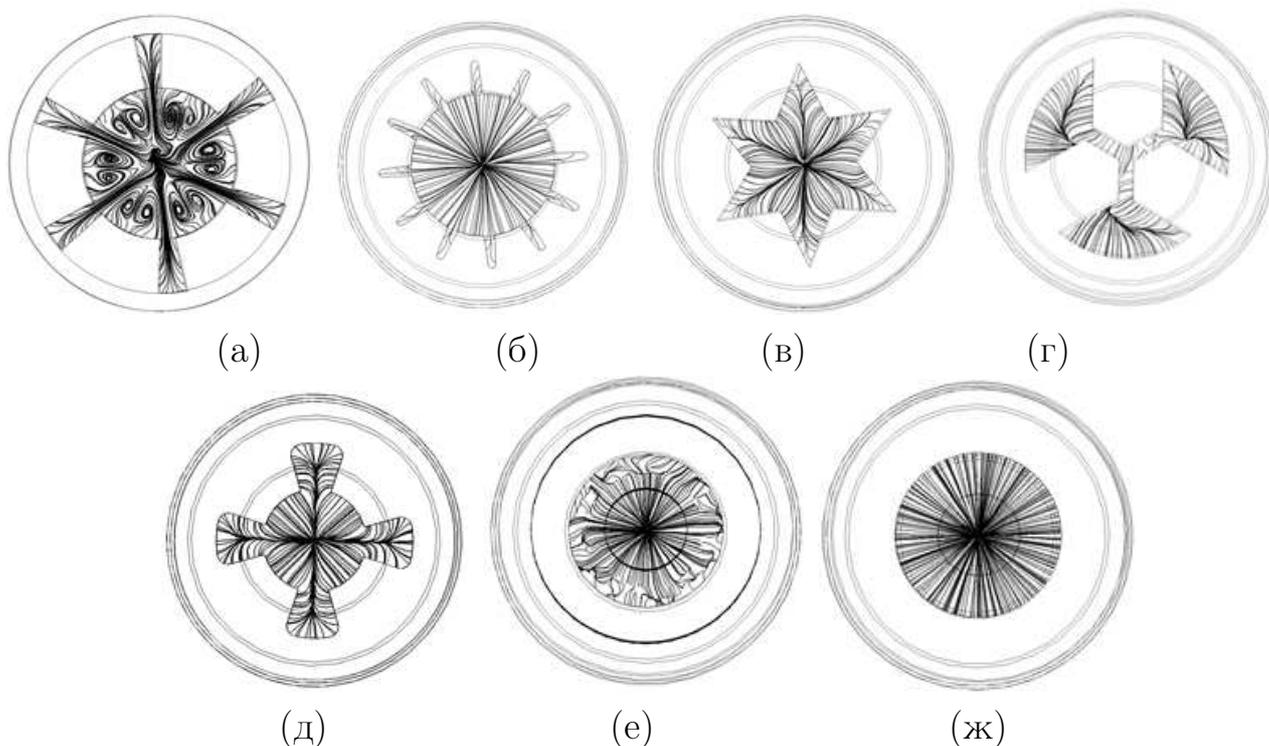


Рис. 4.65: Линии тока в канале с шестилучевым поперечным сечением (а), с двенадцатилучевым поперечным сечением (б), с шестилучевым звездчатым поперечным сечением (в), с трехлопастным поперечным сечением (г), с четырехлопастным поперечным сечением (д), пилообразной формы (е) и в канале с проточкой (ж).

ек, при отношении объема максимального сеточного элемента, согласно главе 2, к общему объему расчетной области -  $v_i/V = 3 \cdot 10^{-7}$ ), а также призматических ячеек для разрешения пристеночных течений. В результате проведенных расчетов получены поля физических величин в КС ЭУ для различных форм проницаемых каналов, а также пространственные структуры потока в виде линий тока. Выявлено влияние геометрии каналов на структуру потока в проточных трактах КС ЭУ (рис. 4.64).

Из рис. 4.64 видно, что при одинаковых расходах газа с поверхностей массоприхода в каналах исследуемых конфигураций реализуются особенности структуры потока. Так, для каналов с компенсаторами (рис. 4.64, а-в) в цилиндрической части канала фиксируется зона смешения, размеры которой определяются как количеством компенсаторов, так и газодинамическими характеристиками потока. Для лепестковых форм каналов массоподвода (рис. 4.64, в, г) характерно образование сложных пространственных конфигураций зон смешения в лепестковых трактах канала. Пилообразный (рис. 4.64,

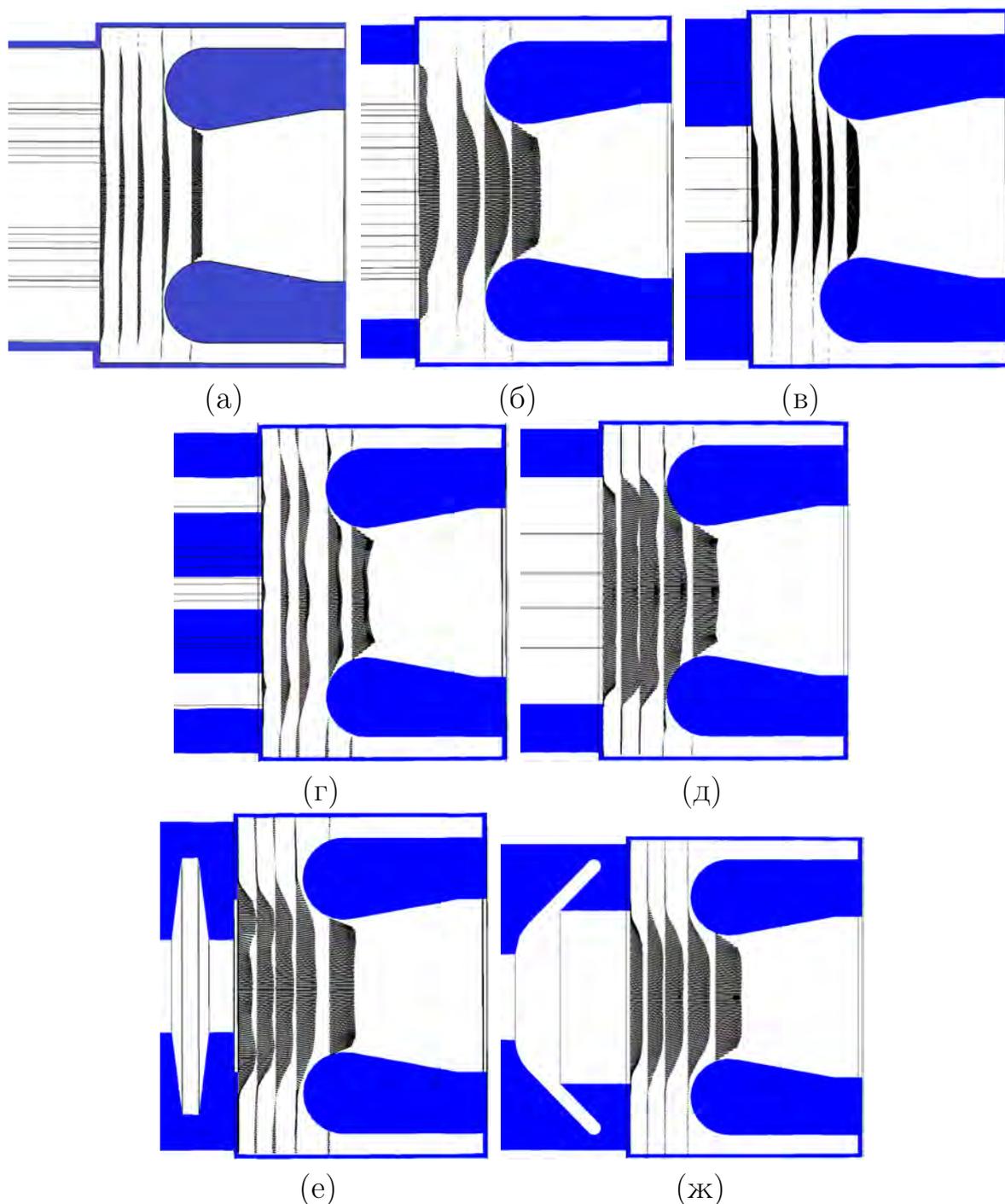


Рис. 4.66: Трансформация продольного профиля скорости по длине канала с шестилучевым поперечным сечением (а), с двенадцатилучевым поперечным сечением (б), с шестилучевым звездчатым поперечным сечением (в), с трехлопастным поперечным сечением (г), с четырехлопастным поперечным сечением (д), пилообразной формы (е) и в канале с проточкой (ж).

е) канал, как и канал с цилиндрической проточкой (рис. 4.64, ж) характеризуются сложной пространственной структурой течения в области резкого изменения геометрии (в области проточек/пропилов).

Структура потока в поперечном сечении на выходе из канала массоподвода, для рассматриваемых конфигураций трактов, представлена на рис. 4.65. Из рис. 4.65 видно, что при малом числе компенсаторов в областях взаимодействия канального и щелевых потоков образуются парные вихревые структуры, прослеживающиеся до среза сопла. Увеличение числа компенсаторов приводит к изменению структуры потока в канале, а именно к отсутствию парных вихревых структур.

Переход от трапецевидной формы компенсаторов к треугольной приводит к изменению профиля продольной составляющей скорости (рис. 4.66, а,в) на выходе из канала как в сечениях по лучам, так и между компенсаторами. Анализ полученных профилей скорости позволяет сделать вывод об увеличении зоны смешения. В сечении по компенсаторам в канальной части наблюдается трансформация профиля скорости от косинусоидального к параболическому (рис. 4.67, а).

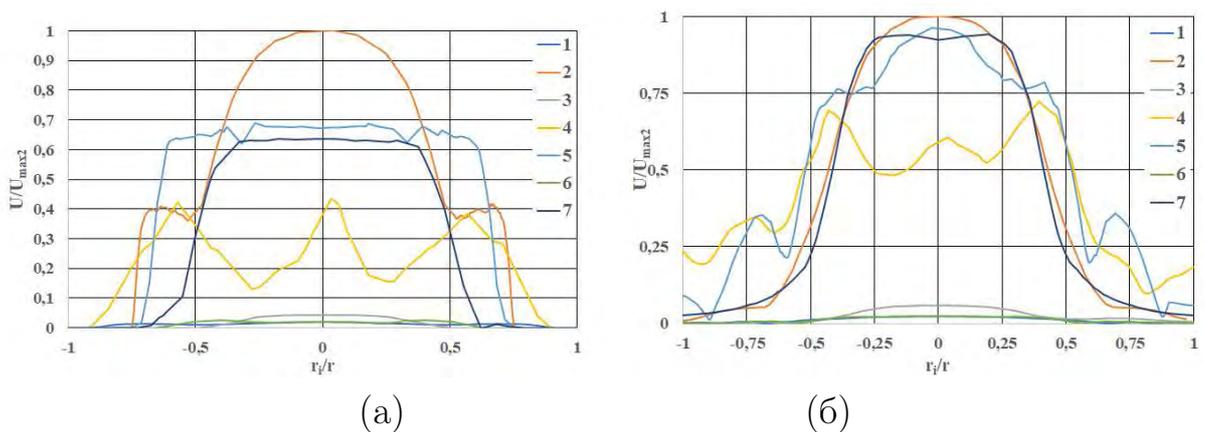


Рис. 4.67: Профиль продольной компоненты скорости на выходе из канала массоподвода (а) и вблизи входной поверхности утолщенного сопла (б), где: 1 – шестилучевое сечение; 2 – двенадцатилучевое сечение; 3 – шестилучевое звездчатое сечение; 4 – трехлопастное сечение; 5 – четырехлопастное сечение; 6 – пилообразный канал; 7 – канал с проточкой

Необходимо отметить, что при одинаковом массовом расходе газа с поверхности массоподвода переход от трапецевидной формы компенсаторов к треугольной приводит (рис. 4.67, а, кривые 1,3) к увеличению локальных максимальных значений продольной составляющей скорости на 54%. При этом, максимальные значения модуля скорости на выходе из канала, как и вблизи входной поверхности утолщенного сопла, характерны для цилиндрическо-щелевой формы канала массоподвода с двенадцатью компенсаторами

(рис. 4.67, кривая 2).

Использование четырехлепесткового канала (рис. 4.67, кривая 5) и канала с проточкой (рис. 4.67, кривая 7) приводит к формированию более равномерного и наполненного профиля скорости в выходном сечении канала, максимальное значение продольной составляющей скорости составляет 67% от аналогичного значения для двенадцатищелевого канала (кривая 2, рис. 4.67, а). Структура потока газа в виде векторов скорости в продольном сечении КС, реализуемая вблизи входной части утопленного сопла, приведена на рис. 4.68.

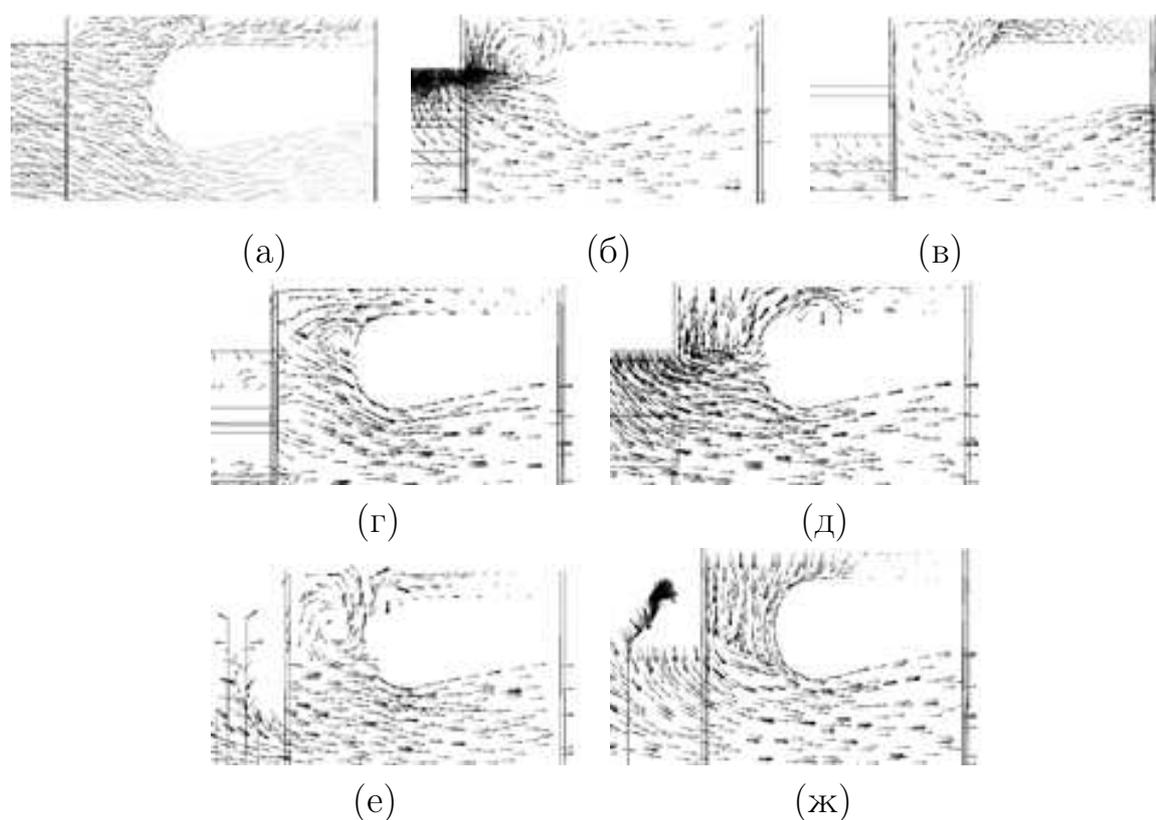


Рис. 4.68: Вектора скорости в продольном сечении канала с шестилучевым поперечным сечением (а), с двенадцатилучевым поперечным сечением (б), с шестилучевым звездчатым поперечным сечением (в), с трехлопастным поперечным сечением (г), с четырехлопастным поперечным сечением (д), пилообразной формы (е) и в канале с проточкой (ж).

Из рис. 4.68 видно, что при одинаковых условиях вдува газа с поверхности из-за отличия площадей поверхностей массоподвода в канале реализуются различные режимы течений вблизи входной поверхности утопленного сопла (рис. 4.69).

При этом для всех каналов с различной формой компенсаторов (рис. 4.63) отмечается формирование на входной поверхности утопленного сопла точек

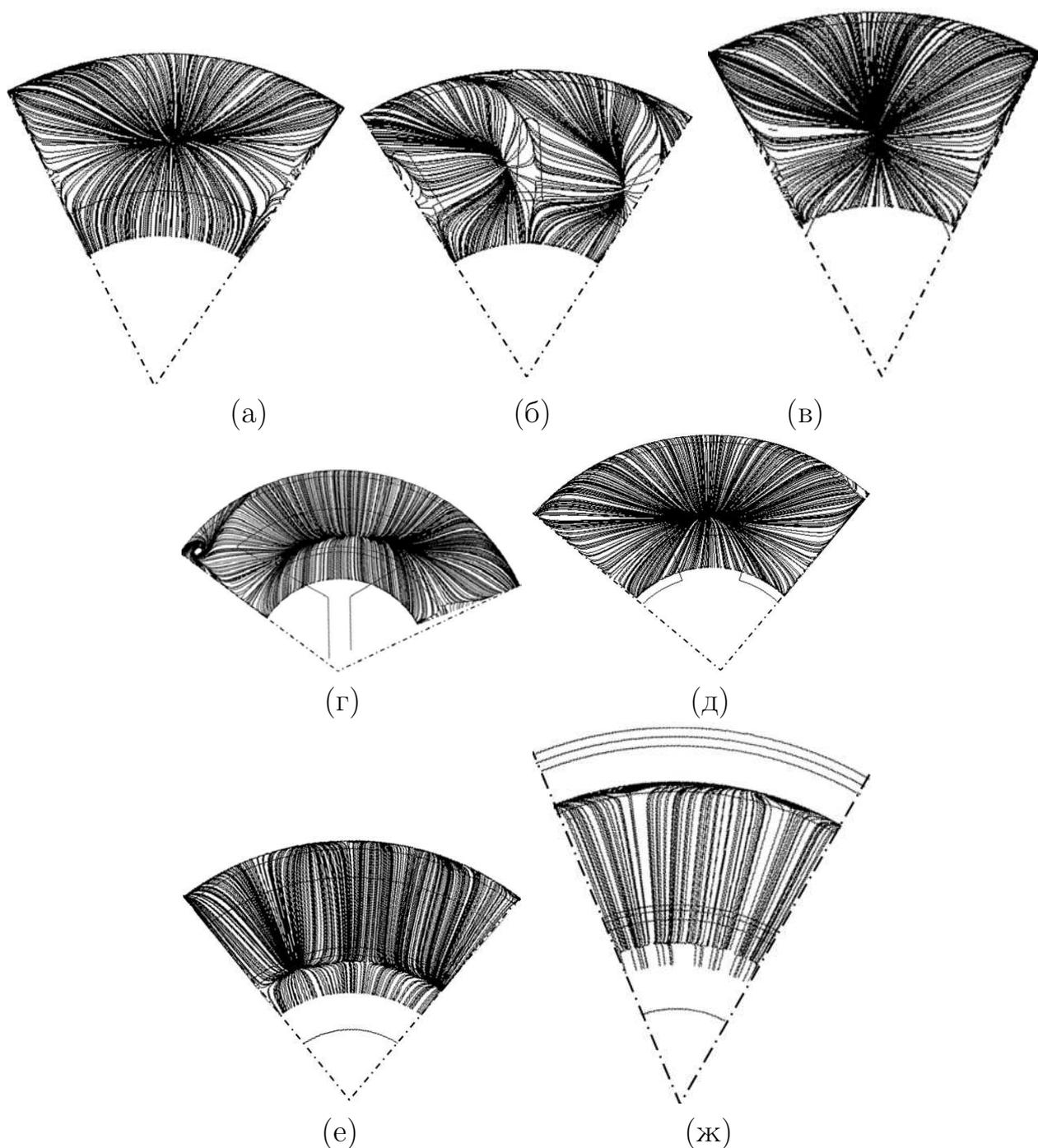


Рис. 4.69: Предельные линии тока вблизи входной поверхности утопленного сопла ЭУ с каналом с шестилучевым поперечным сечением (а), с двенадцатилучевым поперечным сечением (б), с шестилучевым звездчатым поперечным сечением (в), с трехлопастным поперечным сечением (г), с четырехлопастным поперечным сечением (д), пилообразной формы (е) и в канале с проточкой (ж).

торможения (рис.4.68, 4.69,а-е). Расположение на входной поверхности утопленного сопла точек торможения обуславливается геометрией канала массоподвода, что соответствует экспериментальным данным [173,174,176,178,270].

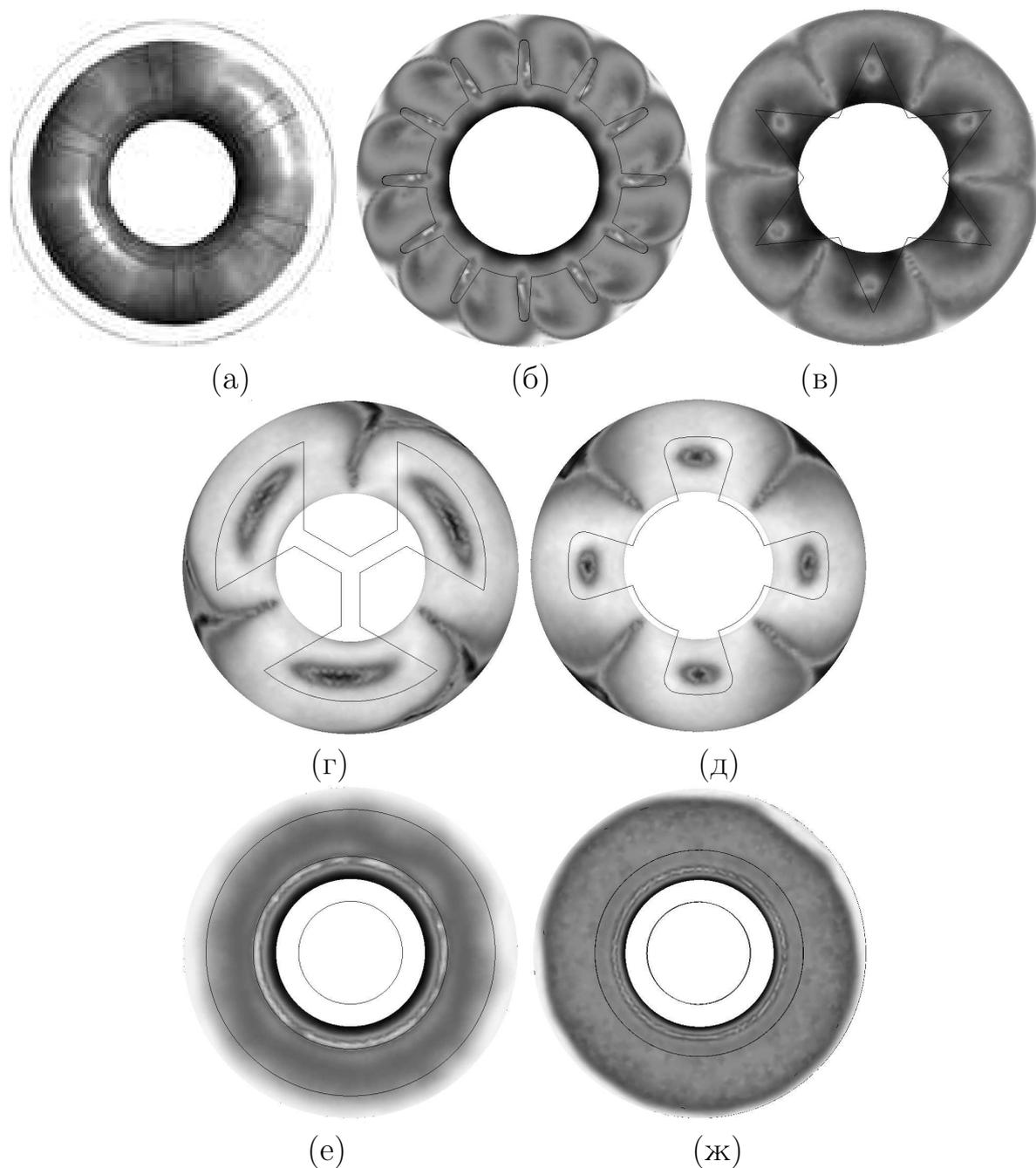


Рис. 4.70: Распределение локального коэффициента теплоотдачи на входной поверхности утолщенного сопла для ЭУ с каналом с шестилучевым поперечным сечением (а), с двенадцатилучевым поперечным сечением (б), с шестилучевым звездчатым поперечным сечением (в), с трехлопастным поперечным сечением (г), с четырехлопастным поперечным сечением (д), пилообразной формы (е) и в канале с порточкой (ж).

Необходимо отметить, что для каналов с различным числом и формой компенсаторов (рис. 4.63, а-е) характерно также и образование зон отрыва потока в области надсоплового зазора (рис.4.68, 4.69,а-е). Локализация данных зон (рис. 4.68,а,б,в,д) определяется реализуемым в ПО режимом течения.

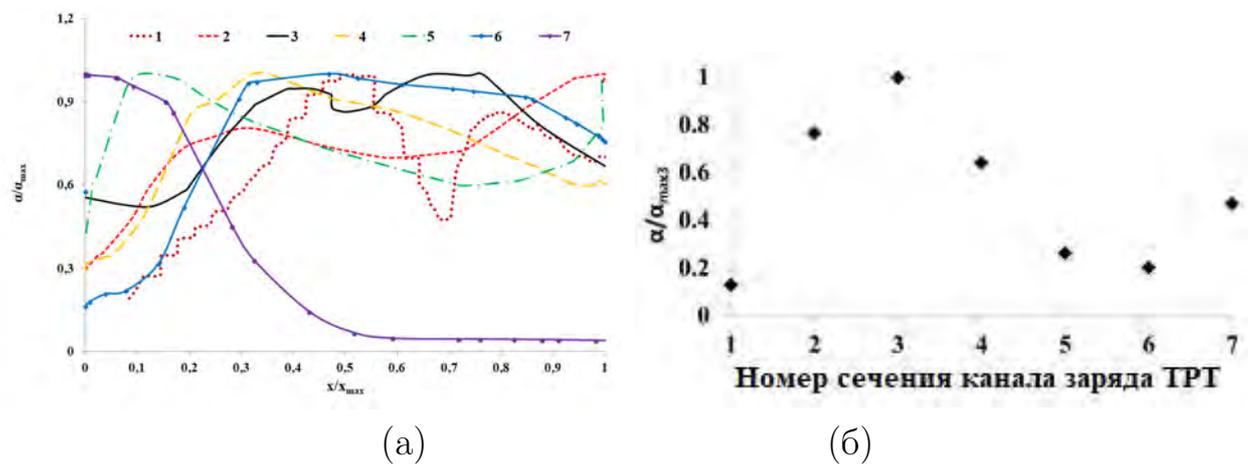


Рис. 4.71: Распределение коэффициента теплоотдачи вдоль образующей утолщенного сопла, отнесенного: к локальному максимуму коэффициента теплоотдачи для конкретной формы канала (а) и к максимуму значению коэффициента теплообмеха по всем каналам (б), где: 1 – шестилучевое сечение; 2 – двенадцатилучевое сечение; 3 – шестилучевое звездчатое сечение; 4 – трехлопастное сечение; 5 – четырехлопастное сечение; 6 – пилообразный канал; 7 – канал с проточкой

Для пилообразной формы канала массоподвода (рис. 4.63,е), как и для канала с кольцевой проточкой (рис. 4.63,ж) реализуется режим с проникновением надсоплового потока в сопло (рис. 4.68, е,ж), характеризующийся формированием зон смешения потоков в предсопловом объеме КС.

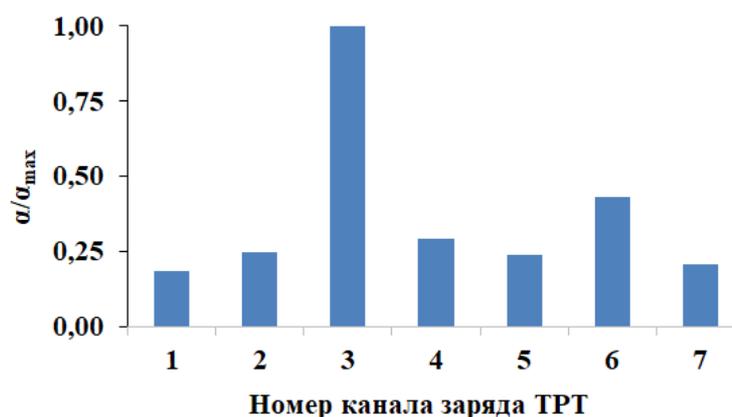
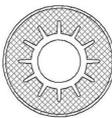
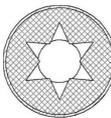
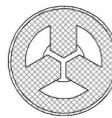
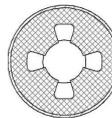
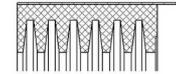
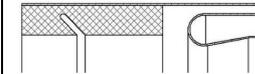


Рис. 4.72: Сравнение безразмерного коэффициента теплоотдачи для различных каналов массоподвода, где: 1 – шестилучевое сечение; 2 – двенадцатилучевое сечение; 3 – шестилучевое звездчатое сечение; 4 – трехлопастное сечение; 5 – четырехлопастное сечение; 6 – пилообразный канал; 7 – канал с проточкой

Необходимо отметить, что локальные максимумы теплового потока совпа-

Таблица 4.3: Критериальные уравнения для числа Нуссельта в особых точках на входной поверхности утопленного сопла

Форма поперечного сечения канала						
						
$Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$						
$h$						
1.31	7.1	4.3	6.4	15.5	8.8	8.5
$f$						
0.864	0.77	0.81	0.78	0.70228	0.75	0.75
$l$						
0.12	0.6	0.35	0.5	0.5	0.6	0.4

дают с выявленными топологическими особенностями (точками торможения на входной поверхностью сопла, линиями растекания). Распределение относительного коэффициента теплоотдачи по образующей утопленного сопла, для рассмотренных типов каналов подвода массы, показано на рисунке 4.70.

Полученные распределения коэффициента теплоотдачи (рис. 4.71) показывают, что применение канала звездообразной формы поперечного сечения с треугольной формой лучей компенсаторов приводит к интенсификации процессов теплообмена вблизи утопленного сопла (рис. 4.71,б). При этом, локальные максимумы коэффициента теплоотдачи соответствуют положению особых точек, определяемых геометрией компенсаторов.

Выявлено, что для звездообразной формы канала с трапециевидными компенсаторами, канала с пилообразной формой поперечного сечения, четырехлепестковой формой компенсаторов, а также канала с кольцевой проточкой тепловые потоки меньше, чем для других исследуемых каналов более чем на 47% (рис. 4.71,б). Анализ результатов численного моделирования внутрикамерных процессов в рассматриваемых трактах КС ЭУ позволил получить критериальные зависимости вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  для оценки теплообмена вблизи входной поверхности утопленного сопла для различных форм поперечного сечения каналов массоподвода (Таблица 4.3).

Локальные максимумы значений коэффициента теплоотдачи, для канала с звездообразной формой поперечного сечения и треугольной формой компенсатора (рис. 4.72) превышают соответствующие значения для других рас-

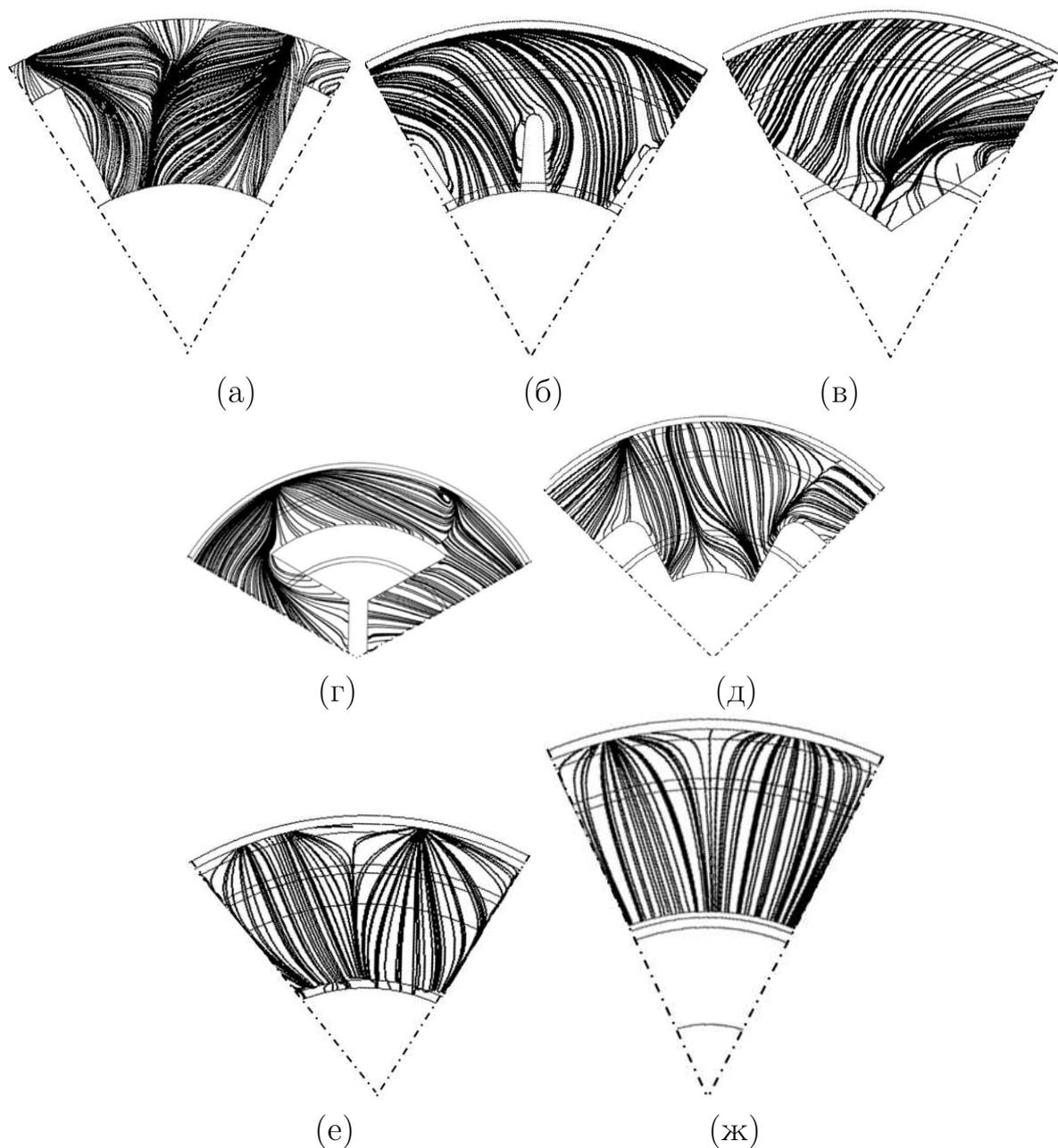


Рис. 4.73: Предельные линии тока на поверхности непроницаемого торца канала массоподвода для ЭУ с каналом с шестилучевым поперечным сечением (а), с двенадцатилучевым поперечным сечением (б), с шестилучевым звездчатым поперечным сечением (в), с трехлопастным поперечным сечением (г), с четырехлопастным поперечным сечением (д), пилообразной формы (е) и в канале с порточкой (ж).

смотренных канала на 63% и более.

Полученные распределения коэффициента теплоотдачи (рис. 4.71) показывают, что применение канала звездчатой формы поперечного сечения с треугольной формой лучей компенсаторов приводит к интенсификации процессов теплообмена в ПО КС (рис. 4.71,б). При этом, локальные максимумы

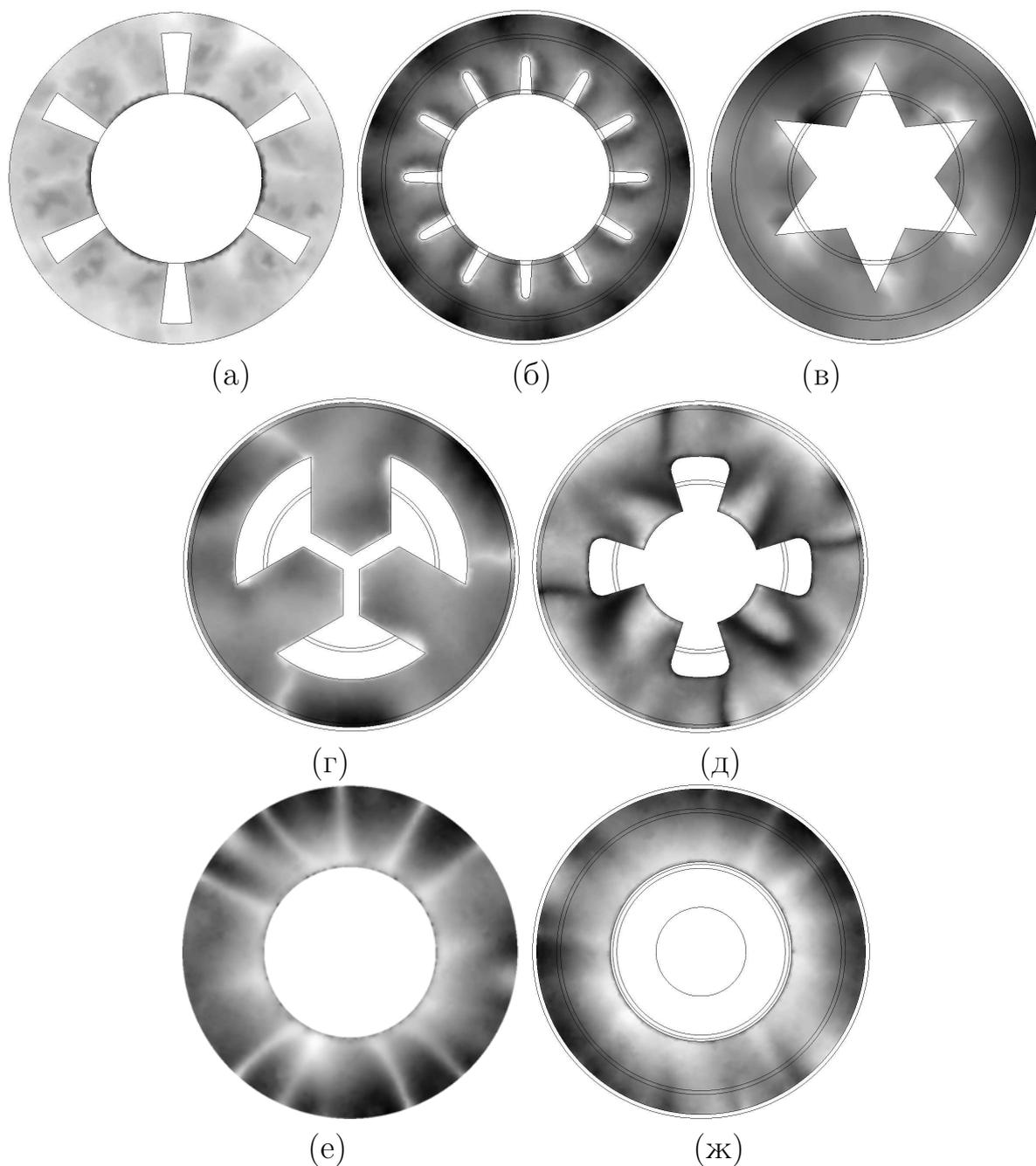
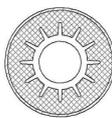
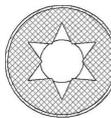
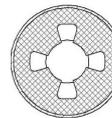
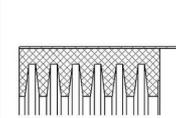
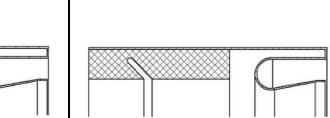


Рис. 4.74: Распределение относительного коэффициента теплоотдачи по поверхности непроницаемого торца канала массопровода для ЭУ с каналом с шестилучевым поперечным сечением (а), с двенадцатилучевым поперечным сечением (б), с шестилучевым звездчатым поперечным сечением (в), с трехлопастным поперечным сечением (г), с четырехлопастным поперечным сечением (д), пилообразной формы (е) и в канале с порточкой (ж).

коэффициента теплоотдачи соответствуют положению особых точек, определяемых геометрией компенсаторов.

Перестройка течения в ПО КС обуславливает смену характера натекания рабочего тела на непроницаемый торец канала массопровода (рис.4.73) и, как

Таблица 4.4: Критериальные уравнения для числа Нуссельта в особых точках на поверхности непроницаемого торца канала массоподвода

Форма поперечного сечения канала						
						
$Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$						
$h$						
1.31	0.16	0.23	0.63	0.65	0.45	0.14
$f$						
0.864	0.98	0.98	0.93	0.85	0.83	0.985
$l$						
0.12	0.8	0.8	0.45	0.6	0.33	0.8

следствие, изменение распределения тепловых потоков по поверхности торца (рис.4.74).

Из рис. 4.74 видно, что максимальные тепловые потоки реализуются вблизи непроницаемого торца звездообразного канала с треугольной формой компенсатора.

Анализ результатов численного моделирования внутрикамерных процессов в рассматриваемых трактах КС ЭУ позволил получить критериальные зависимости вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  для оценки теплообмена вблизи непроницаемой поверхности торца массоподводящих каналов различных форм поперечного сечения (Таблица 4.4).

## 4.2.2 Многосопловая ЭУ

Влияние формы канала массоподвода на внутрикамерные процессы в ПО КС ЭУ рассмотрим на примере многосопловой силовой установки (рис. 4.75).

Рассматривается пространственная задача сопряженного теплообмена в рамках квазистационарного подхода. Граничные условия определены следующим образом:

- На границе вдува (Г1) задаются температура и скорость вдува газа ( $T_0 = 1500 \div 3000$  К,  $U = 1 \div 20$  м/с).
- На твердых непроницаемых поверхностях (Г2, Г3) задаются условия при-

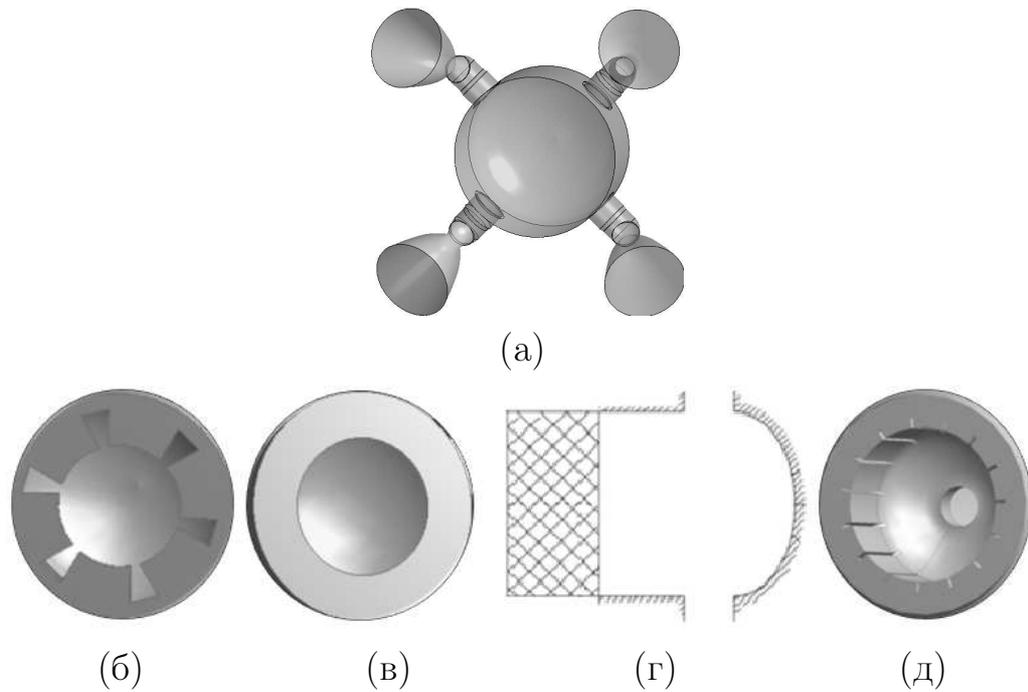


Рис. 4.75: Общая схема КС многосопловой ЭУ (а) и виды форм поперечного сечения каналов массоподвода: щелевой (б), цилиндрический (в), торцевая (г) и звездообразный (д)

липания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).

- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На выходе из газоходов (Г4) задаются неотражающие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Рассматриваемая конструктивная схема ЭУ (рис. 4.75,а) предполагает использование соплового дна с большой кривизной [77, 88], что дополнительно увеличивает предсопловой объем КС. Применение различных форм поперечного сечения для каналов массоподвода приводит к формированию различных конфигураций течений рабочего тела. Так, пространственное поле скорости на выходе из канала, для всех рассмотренных форм каналов, представлено на рис. 4.76.

Из рис. 4.76 видно, что, как и для КС ЭУ с ПУС, форма поперечного сечения канала массоподвода оказывает существенное влияние на течение

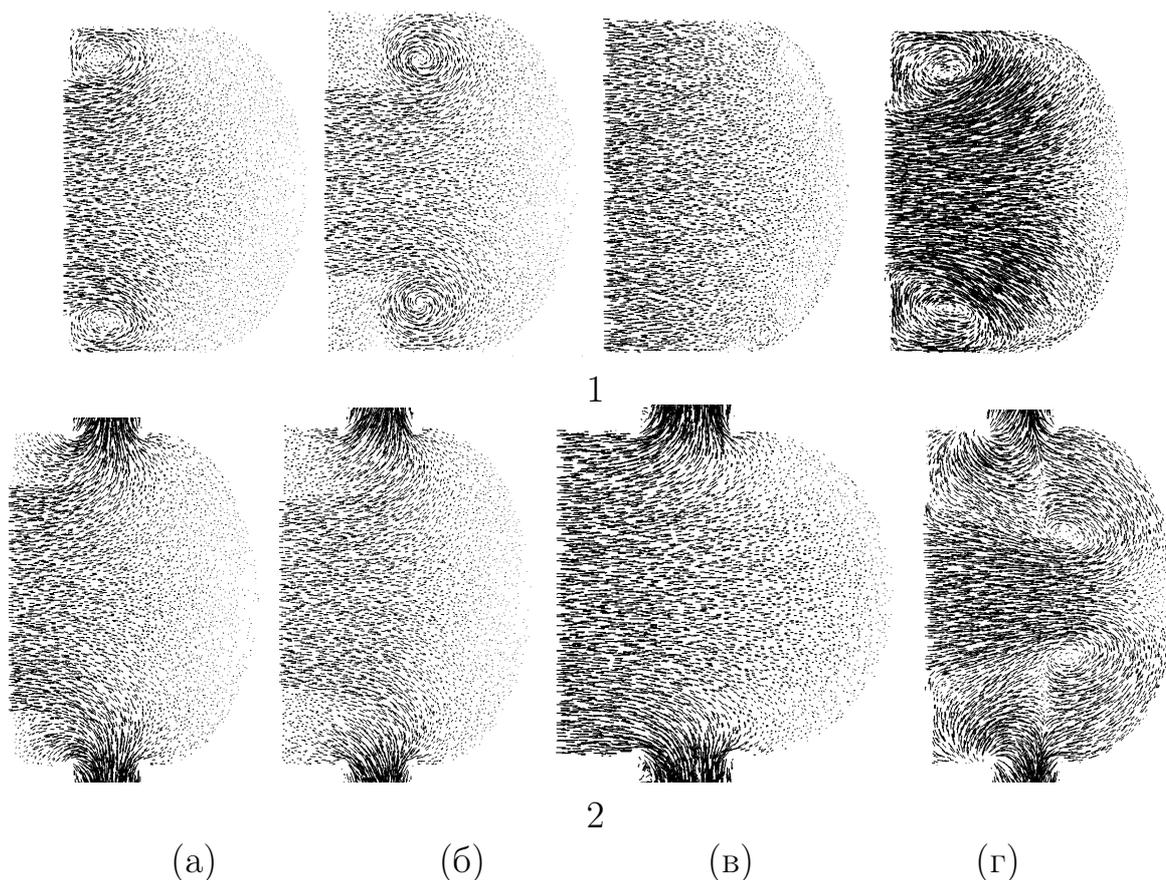


Рис. 4.76: Вектора скорости в сечениях между патрубками (1) и по патрубкам (2) в ПО ЭУ с 12-ти щелевой (а), цилиндрической (б), торцевой (в) и звездообразной (г) формой поперечного сечения канала массоподвода

газа и теплообмен в ПО КС. Так, применение каналов массоподвода с формой поперечного сечения, отличной от торцевой поверхности (рис. 4.75,г), сопряжено с образованием возвратных течений в межпатрубковой области (рис. 4.76,а,б,г).

Особенности структуры потока в канале массоподвода звездообразной формы поперечного сечения [323,324] приводят к трансформации поля скорости (рис. 4.77, 4.78) в плоскости выходных патрубков (рис. 4.77,г), в частности к формированию в области соплового дна течения, имеющего характер, близкий к струйному (рис. 4.78, кривая 4), и, как следствие, к формированию нескольких зон смешения (рис. 4.76,г).

Поскольку рассматриваемое конструктивное исполнение КС ЭУ характеризуется как существенной длиной ПО, так и высокой степенью кривизны соплового дна [88], то при движении по потоку, после поступления части рабочего газа в газоходы, наблюдается частичная стабилизация течения, вслед-

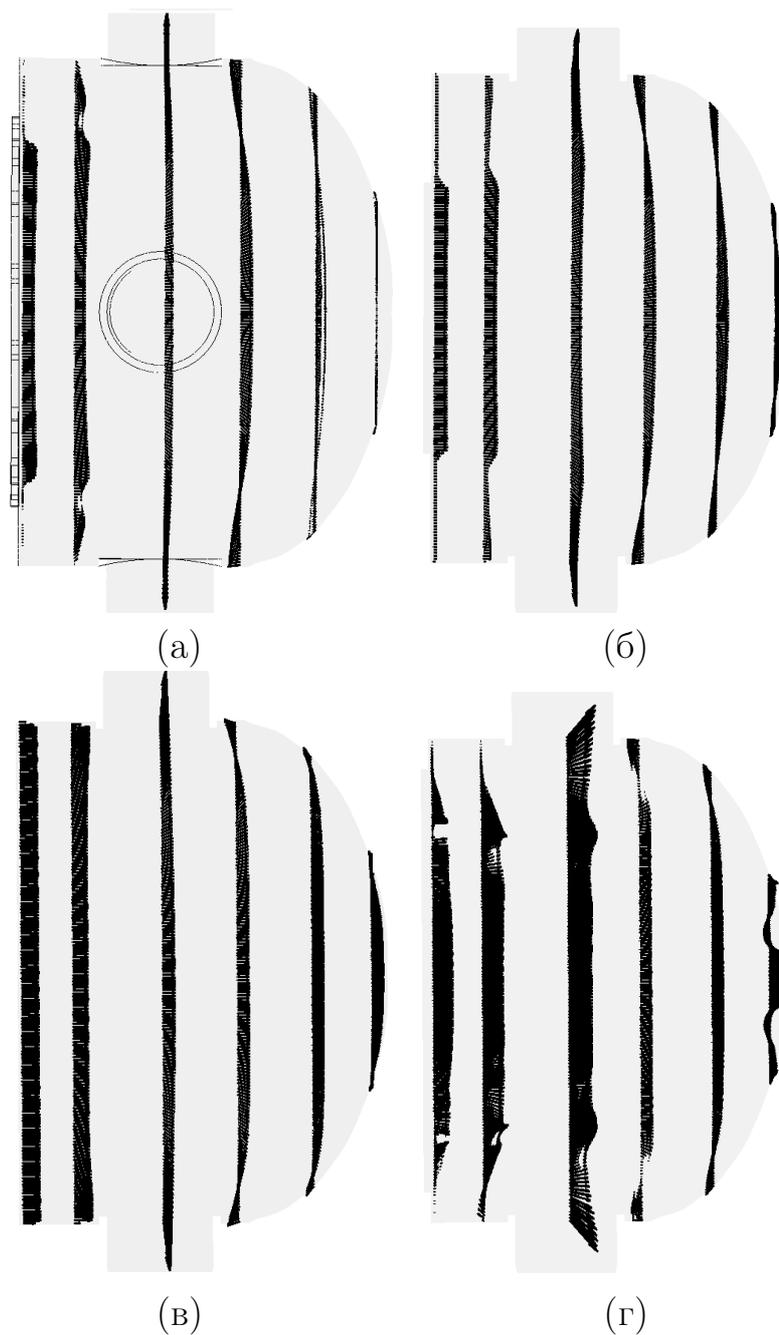


Рис. 4.77: Трансформация профиля скорости по длине ПО для ЭУ с 12-ти щелевой (а), цилиндрической (б), торцевой (в) и звездообразной (г) формой поперечного сечения канала массоподвода

ствие чего, структура натекания потока на поверхность соплового дна, представленная в виде предельных линий тока (рис. 4.79), имеет ряд общих для всех рассмотренных видов каналов массоподдачи особенностей.

Так, выявлено образование центральной узловой точки (рис. 4.79), типа узел слияния, и центральной седловой точки (рис. 4.79,г) являющихся точками торможения потока. При этом, структура предельных линий тока для КС

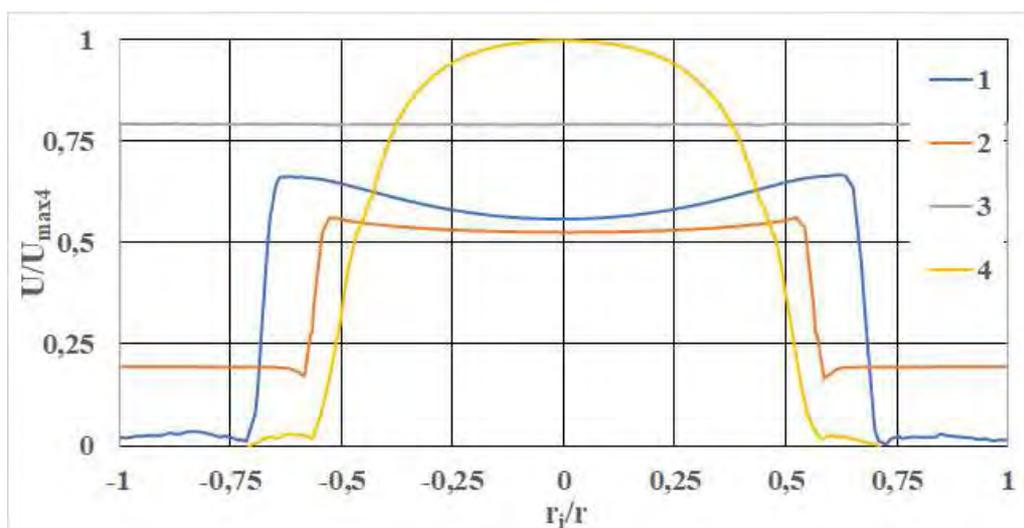


Рис. 4.78: Профиль продольной составляющей скорости на выходе из канала массоподвода с: 1 – щелевой формой канала; 2 – цилиндрической формой канала; 3 – торцевой поверхностью массоподвода; 4 – звездообразной формой канала

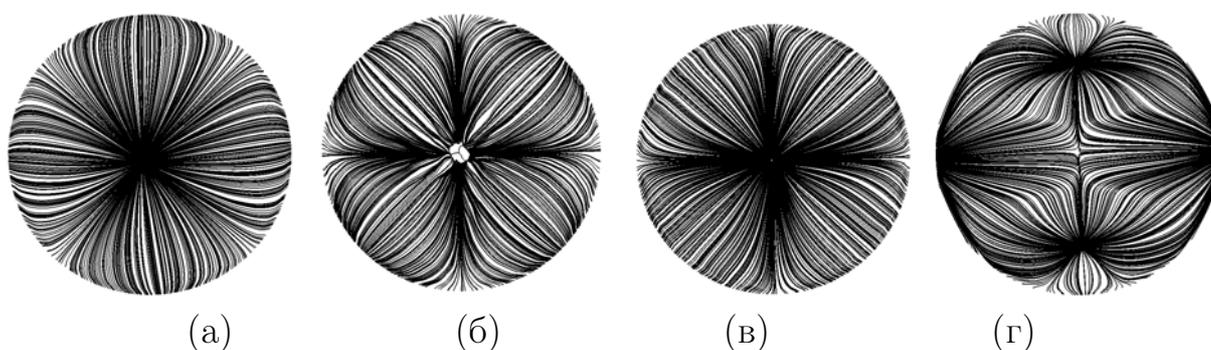


Рис. 4.79: Структура потока вблизи сопловой крышки ЭУ с 12-ти щелевой (а), цилиндрической (б), торцевой (в) и звездообразной (г) формой поперечного сечения канала массоподвода

ЭУ с двенадцатищелевой, цилиндрической формами каналов и торцевой поверхностью массоподвода, также характеризуется наличием четырех линий растекания (рис. 4.79, а-в), локализующихся по радиусу от центра крышки к периферии между патрубками. Структура предельных линий тока, образованных течением газа вблизи поверхности соплового дна КС с звездообразным каналом характеризуется наличием четырех периферийных узловых точек (две на поверхности соплового дна и две на торцевой части ПО), локализованных вблизи газоходов.

Необходимо отметить, что центральная особая точка характеризуется локальным минимумом коэффициента теплоотдачи (рис. 4.80). При этом, рас-

пределения коэффициента теплоотдачи для всех рассмотренных исполнения ЭУ соответствуют топологическим особенностям потока рабочего газа вблизи соплового дна.

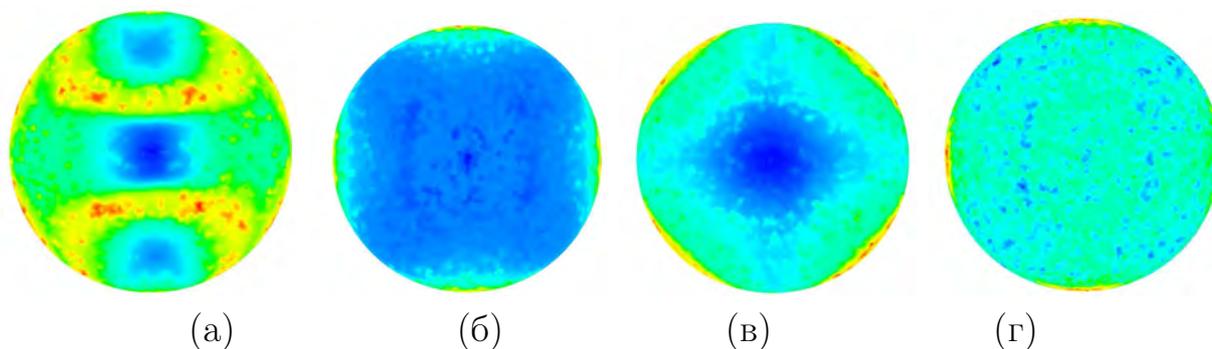


Рис. 4.80: Распределение коэффициента теплоотдачи по поверхности соплового дна многосопловой ЭУ с 12-ти щелевой (а), цилиндрической (б), торцевой (в) и звездообразной (г) формой поперечного сечения канала массоподвода

Из рис. 4.80 видно, что локальные увеличения теплового потока фиксируются вблизи газоходов. Также отмечено некоторое изменение теплового потока вблизи линий растекания потока. Графики распределения относительного коэффициента теплоотдачи вдоль линий растекания приведены на рис. 4.81.

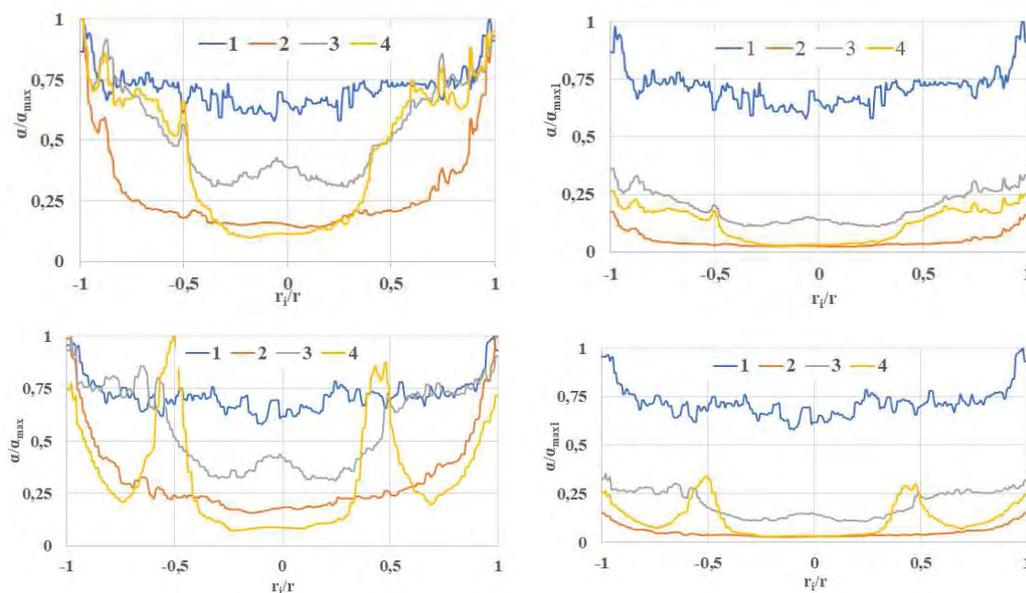
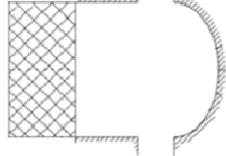


Рис. 4.81: Распределение относительного коэффициента теплоотдачи по поверхности соплового дна с : 1 – щелевой формой канала; 2– цилиндрической формой канала; 3 – торцевой поверхностью массоподвода; 4 – звездообразной формой канала

Из рис. 4.81 видно, что максимальные значения коэффициента теплоот-

Таблица 4.5: Критериальные уравнения для числа Нуссельта в области входа потока в патрубки

Форма поперечного сечения канала			
			
$Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$			
$h$			
0.61	1.4	0.62	0.45
$f$			
0.67	0.525	0.766	0.8
$l$			
0.6	0.2	0.6	0.6

дачи достигаются в областях отрыва потока перед входом в газоходы. Однако, для четырехсопловой КС ЭУ с звездообразной формой канала массоподвода наблюдается образование двух локальных максимумов теплоотдачи в областях периферийных узловых точек. При этом максимальная величина коэффициента теплоотдачи характерна для торцевой и двенадцатищелевой форм поверхностей вдува (рис. 4.81). Значение коэффициента теплоотдачи в области входа потока в газоходы и в межпатрубковой зоне для торцевой и двенадцатищелевой поверхностей массоподвода превышает коэффициенты теплоотдачи для ЭУ с каналами цилиндрической и звездообразной формы поперечного сечения более чем на 60%. Анализ результатов численного моделирования внутрикамерных процессов в рассматриваемых трактах КС позволил получить критериальные зависимости вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  для оценки теплообмена в области входа рабочего газа в газоходы для различных форм массоподводящих каналов (Таблица 4.5).

## 4.3 Влияние изменения геометрии канала массоподвода на теплообмен в предсопловом объеме многосопловой ЭУ

В процессе работы камеры сгорания энергетической установки происходит существенное изменение геометрии канала массоподвода (изменение радиальных и линейных размеров), что приводит к перестройке течения рабочего газа в предсопловом объеме ЭУ. Как показано выше, геометрия проточных трактов КС оказывает существенное влияние не характер и локальные особенности реализующегося в ЭУ течения газа.

Применение квазистационарного подхода позволяет представить непрерывный процесс изменения геометрии каналов массоподвода, обусловленного движением проницаемых поверхностей, последовательными, мгновенными положениями границ вдува газа. Исследование влияния изменения геометрии на теплофизические процессы в КС ЭУ в рамках квазистационарного подхода проводится для многосопловых ЭУ с цилиндрически-щелевым каналом массоподвода (рис. 4.35,а) и с торцевой поверхностью вдува (рис. 4.35,б).

### 4.3.1 Четырехсопловая ЭУ с цилиндрически-щелевым каналом массоподвода

Рассматривается сопряженная задача теплообмена. Пространственное турбулентное течение сжимаемого теплопроводного газа, описываемого системой уравнений 2.24, в ПО с цилиндрически-щелевым каналом массоподвода и многосопловой крышкой в различные моменты работы установки на стационарном участке (рис. 2.1) ее работы. Расчетная область представляет собой проточные тракты КС для последовательных фиксированных положений поверхности массоподвода (рис.4.82).

Рассматривается 16 положений поверхности массоподвода, соответствующих изменению относительного радиуса цилиндрического канала вдува  $\bar{r}$  в диапазоне  $0.5 \cdot R_k \leq \bar{r}_i \leq 0.72 \cdot R_k$ , изменению относительного радиуса щелевого компенсатора  $\bar{R}_s$  в диапазоне  $0.86 \cdot R_k \leq \bar{R}_s i \leq 1 \cdot R_k$  и ширины щелевого компенсатора  $\bar{b}$  в диапазоне  $0.07 \cdot R_k \leq \bar{b}_i \leq 0.53 \cdot R_k$ , где  $\bar{r}_i, \bar{R}_s i, \bar{b}_i$  – теку-

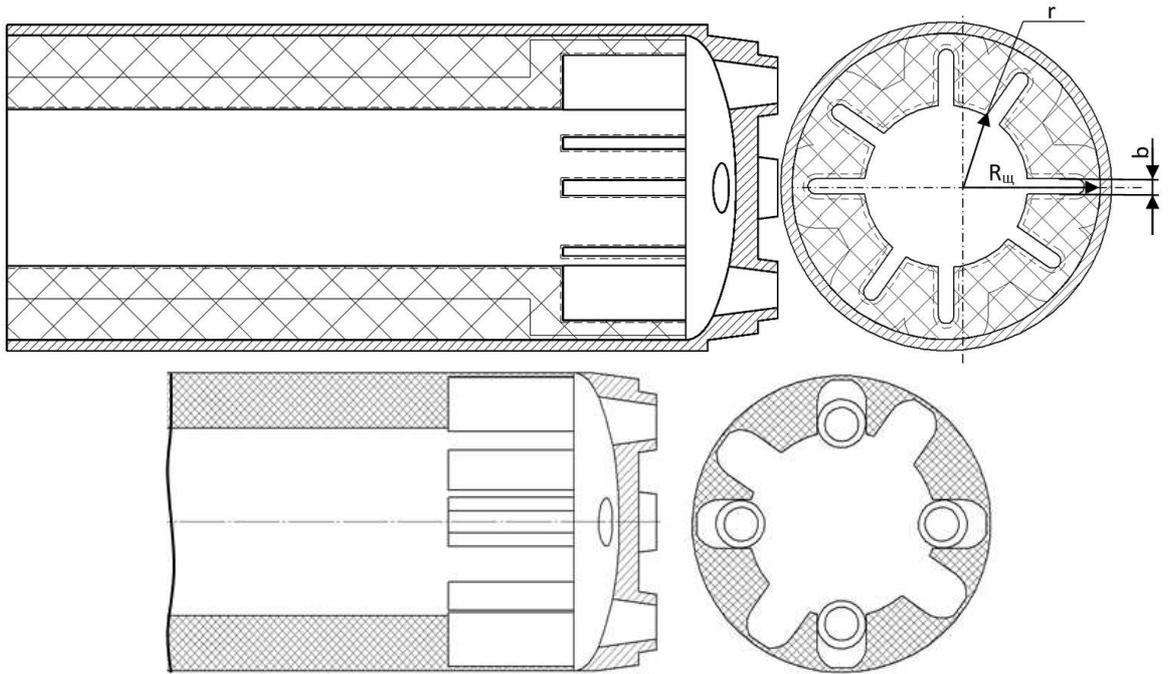


Рис. 4.82: Схема КС четырехсопловой ЭУ с цилиндрически-щелевым каналом массоподвода

щие радиальные и линейные размеры цилиндрического канала и щелевого компенсатора, отнесенные к радиусу камеры сгорания.

Рабочее тело – газ с показателем адиабаты  $k = 1.2$  и температурой  $T = 2500$  К. Граничные условия определены следующим образом:

- На поверхности массоподвода задаются температура и расход газа ( $T_0 = 2500$  К,  $G = 15 \div 40$  кг/с).
- На твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).
- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На выходе из дозвуковой части сопла задаются мягкие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).
- Отношение расхода газа, поступающего из щелевых компенсаторов к

расходу газа, поступающего из цилиндрического канала определяется коэффициентом  $k_g$ .

Расчетная сетка содержит 4.5 миллиона шестигранных ячеек, включая пристеночные слои, состоящие из 242000 призматических элементов. В результате расчетов показано, что профиль продольной составляющей скорости на выходе из цилиндрической части канала характеризуется наличием двух локальных максимумов, смещенных относительно продольной оси канала на  $0.4 \cdot r$  (где  $r$  - радиус цилиндрической части канала), что обусловлено взаимодействием потока из щелевых компенсаторов с канальным.

В разделе 4.1.3 показано, что в начальные моменты работы установки на стационарном режиме наблюдается образование пристеночных вихревых структур в цилиндрической части канала массоподвода с последующим их сносом в ПО. Изменение площади поверхности вдува и, как следствие, геометрии канала, обуславливает перестройку течения на входе в предсопловой объем КС ЭУ (рис. 4.83).

Уменьшение непроницаемой торцевой поверхности канала массоподвода ( $\bar{r}_i = 0.72$ ;  $\bar{b}_i = 0.53$ ;  $\bar{R}_{si} = 1$ ) приводит к исчезновению вблизи торца особых точек (точек фокуса – рис. 4.88,б), к снижению кинетической энергии турбулентности в 7.2 раза (рис. 4.83) и снижению диссипации турбулентной энергии в 4.84 раза (рис. 4.85). Перестройка течения в предсопловом объеме при изменении геометрии поверхности вдува приводит к смене характера взаимодействия потока с непроницаемым торцом канала массоподвода (рис. 4.84).

Для  $0.5 \cdot R_k \leq r_i \leq 0.56 \cdot R_k$  реализуется автомодельный режим для продольной составляющей скорости на выходе из цилиндрической части канала, близкий к косинусоидальной форме. Для  $0.56 \cdot R_k < r_i \leq 0.646 \cdot R_k$  выявлен автомодельный режим для продольной составляющей скорости, характеризующийся наличием двух локальных максимумов скорости для которых скорость в области смешения  $v/v_{oc} = 1.14$ , где  $v$  - скорость в точке максимума, а  $v_{oc}$  - скорость на оси цилиндрического канала.

При  $0.64 \cdot R_k < r_i \leq 0.67 \cdot R_k$  реализуется автомодельный режим для продольной составляющей скорости на выходе из цилиндрической части канала массоподвода, характеризующийся увеличением отношения скорости в локальных максимумах к осевой до  $v/v_{oc} = 1.17$ . Для  $0.67 \cdot R_k < r_i \leq 0.73 \cdot R_k$

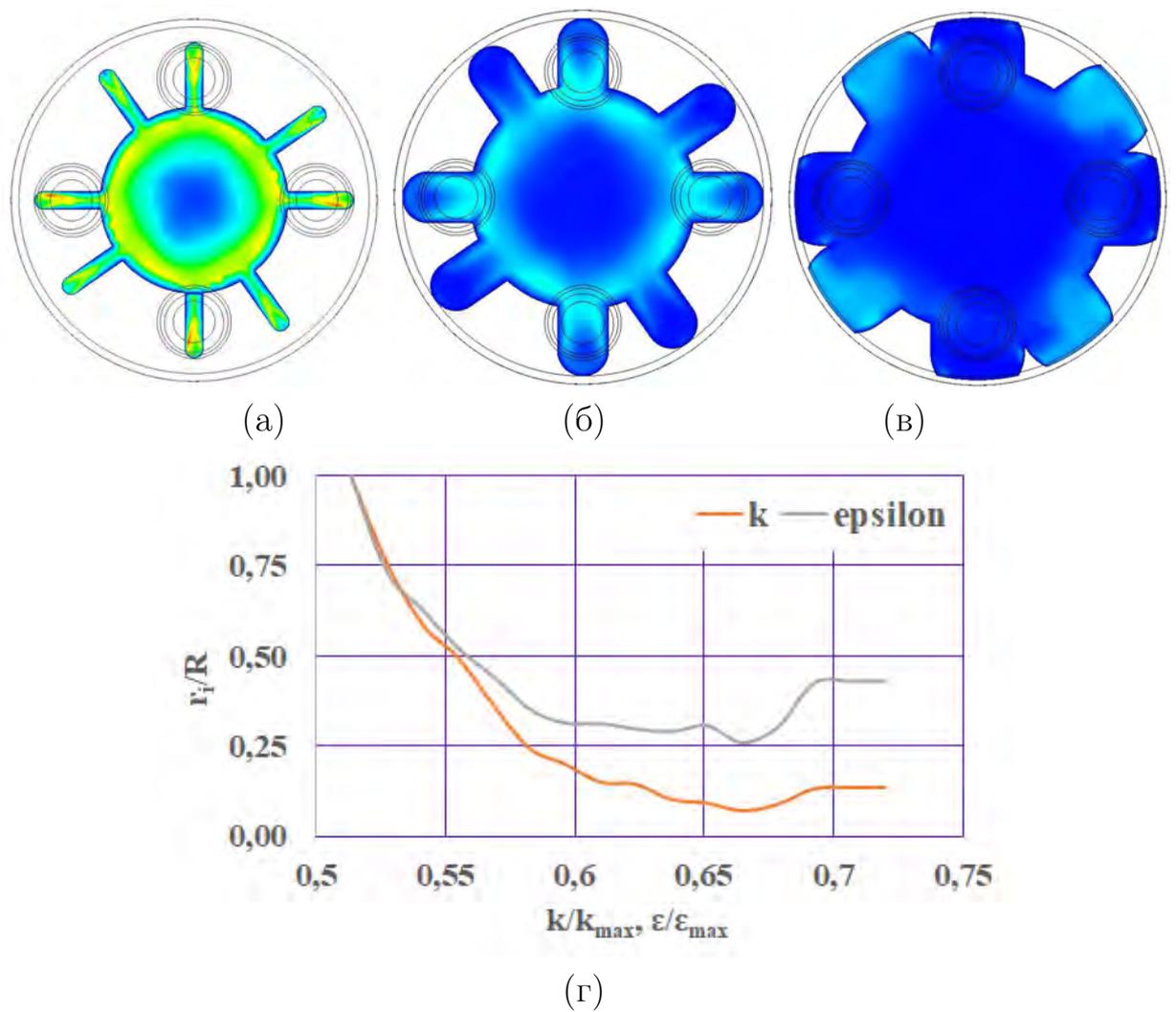


Рис. 4.83: Распределение кинетической энергии турбулентности вблизи непроницаемого торца канала массоподвода в начале (а), середине (б) и конце (в) стационарного участка работы и зависимость относительной величины кинетической энергии ( $k$ ) и диссипации турбулентной энергии ( $\epsilon$ ) на выходе из канала от  $\bar{r}_i$

автомодельный режим для продольной составляющей скорости характеризуется наличием двух локальных максимумов с значением скорости  $v/v_{oc} = 1.2$ .

Отмечено уменьшение абсолютных значений скорости на входе в предсопловой объем 2.2 и более раза при увеличении радиальных и линейных размеров каналов до максимальных из рассматриваемых значений ( $\bar{r}_i = 0.7$ ;  $\bar{b}_i = 0.53$ ;  $\bar{R}_{si} = 1$ ). Необходимо отметить, что структура потока в канале при изменении его геометрии сохраняет свои топологические особенности (рис. 4.86).

Локальные максимумы величины теплового потока, вне зависимости от изменения геометрии канала, приходятся на области отрыва потока при входе

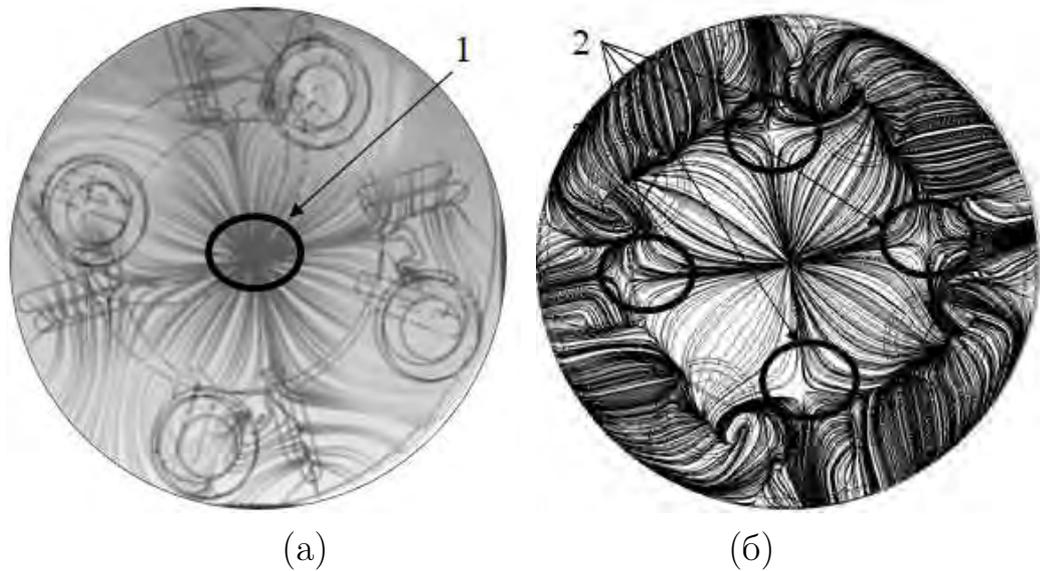


Рис. 4.84: Предельные линии тока вблизи непроницаемого торца канала массоподвода в начале (а) и конце (б) стационарного участка работы

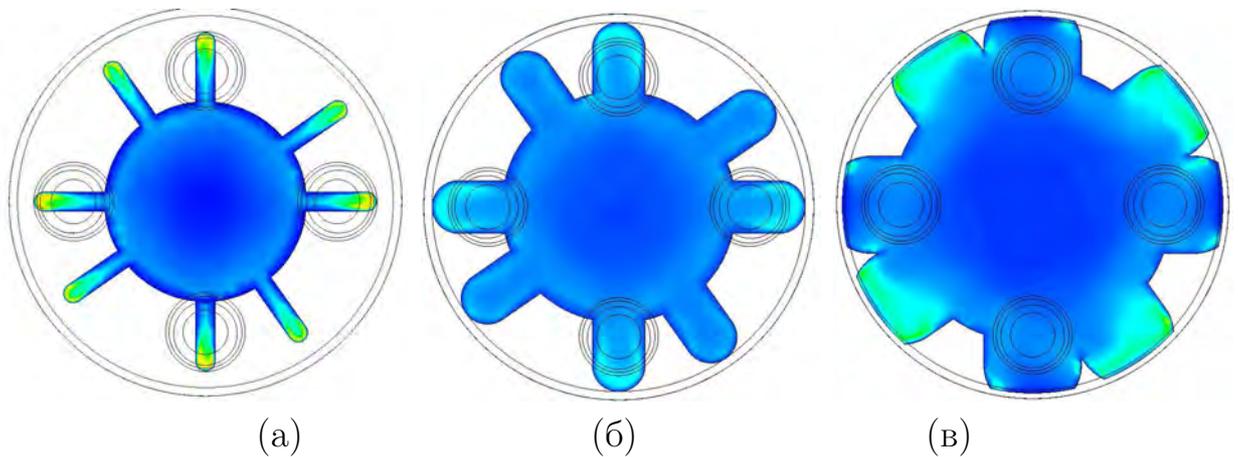


Рис. 4.85: Распределение диссипации турбулентной энергии вблизи непроницаемого торца канала массоподвода в начале (а), середине (б) и конце (в) стационарного участка работы.

в сопло (рис. 4.87), что подтверждается экспериментальными данными [270, 355]. Отмечено образование в области периферийных седловых точек (зона А, рис. 4.88) зоны локального максимума теплового потока (рис. 4.87, б).

Поступающий из канала массоподвода поток перестраивается в предсопловом объеме. Структура потока вблизи сопловой крышки характеризуется наличием центральной узловой точки (зона С, рис. 4.88), линий растекания между соплами и отрывных зон (зона В, рис. 4.88) на периферии крышки вблизи сопел. Увеличение диаметра канала приводит к перестройке структуры потока вблизи соплового дна и исчезновению периферийных отрывных

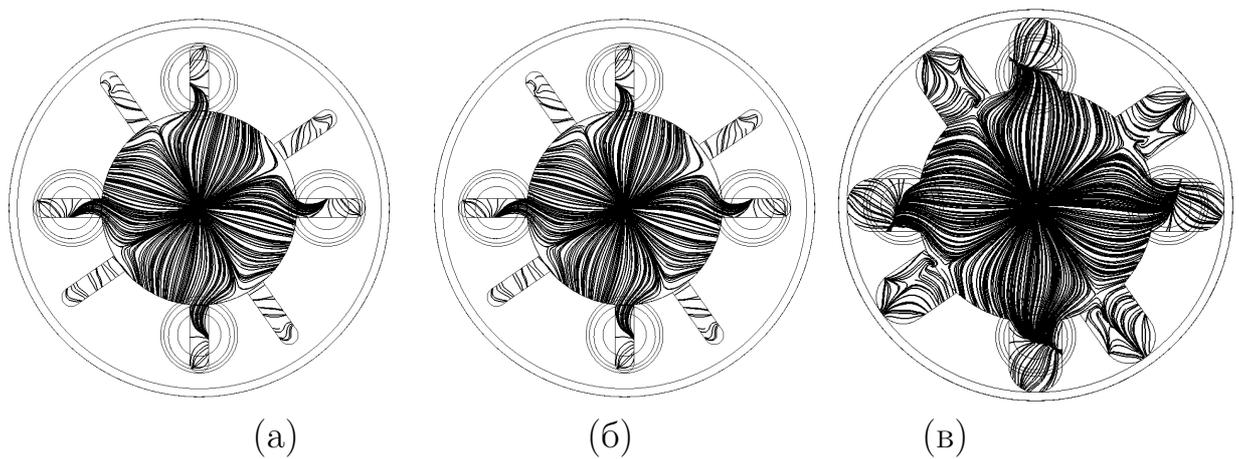


Рис. 4.86: Линии тока рабочего газа в канале с массоподводом в начале (а), середине (б) и конце (в) стационарного участка работы ЭУ

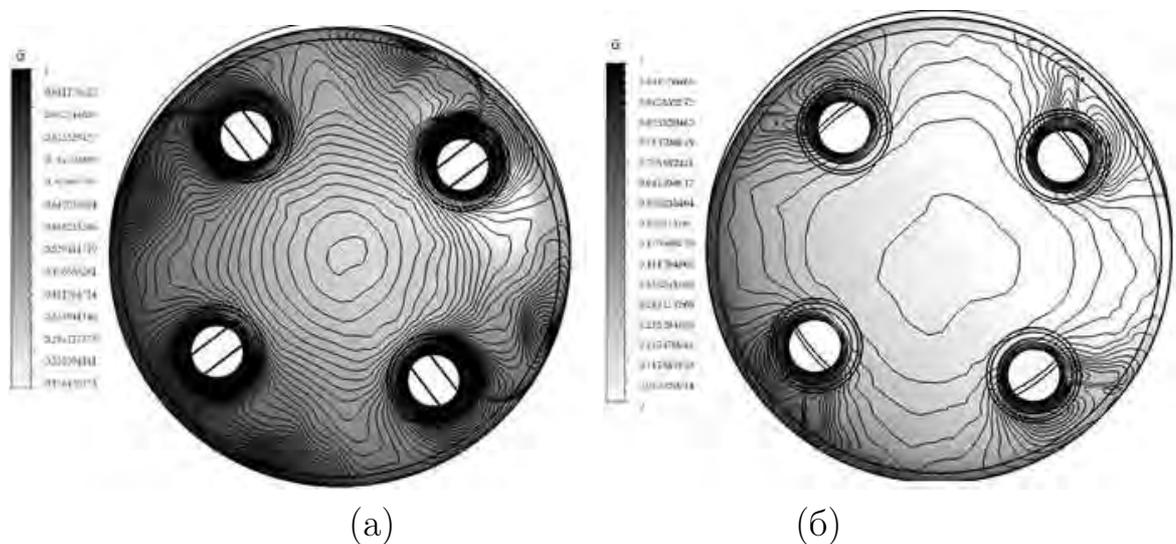


Рис. 4.87: Распределение коэффициента теплоотдачи по поверхности соплового дна в начале (а) и конце (б) стационарного участка работы

зон (зона А, рис. 4.88).

Выявлено, что увеличение радиуса цилиндрического канала до  $\bar{r}_i = 0.72$  приводит к уменьшению максимальной плотности теплового потока в особой точке и в отрывных зонах на сопловом дне в 2.04 и в 3.6 раза, соответственно. Теплообмен в центральной узловой точке на сопловой крышке (в точке С) для рассмотренных размеров каналов, при изменении чисел Рейнольдса и Прандтля в диапазонах  $Re \in (1.2 \cdot 10^5 \div 3 \cdot 10^5)$ ,  $Pr \in (0.4 \div 0.9)$ , можно оценить по критериальному уравнению вида  $Nu_C = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ , где коэффициенты  $h, f, l$  равны, соответственно, .18, 0.57 и 0.4.

Для оценки теплообмена в области отрыва потока при входе в сопло (в

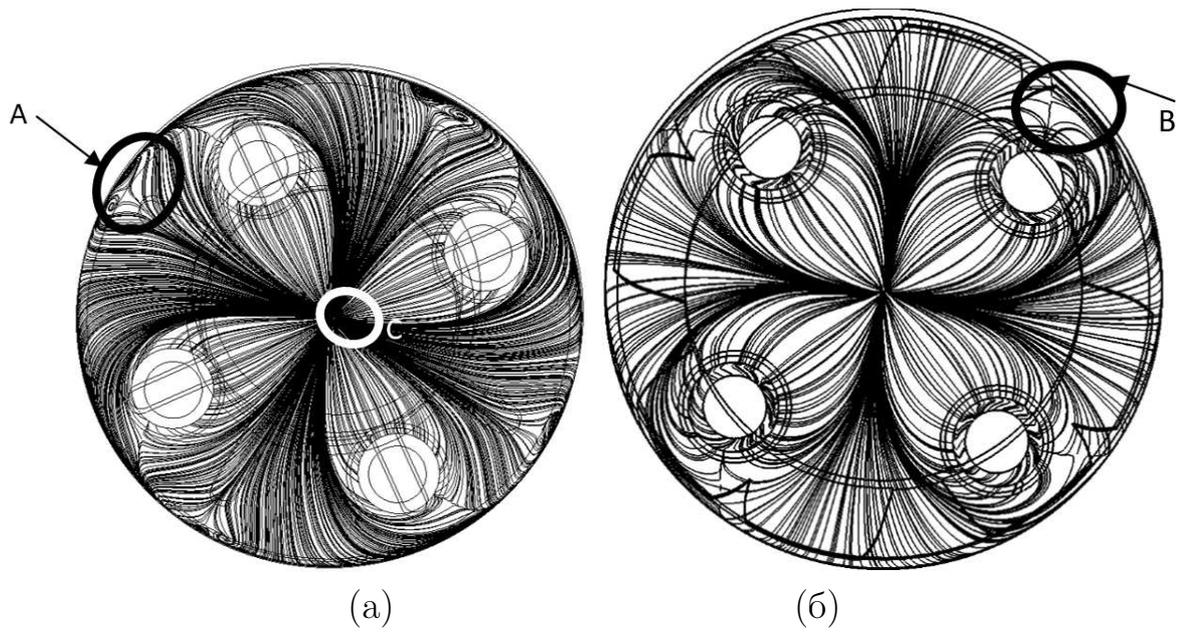


Рис. 4.88: Предельные линии тока на поверхности четырехсопловой крышки в начале (а) и конце (б) стационарного участка работы

области  $B$ ) получено критериальное уравнение вида  $Nu_B = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ , где  $h = 24$ ,  $f = 0.25$ ,  $l = 0.4$ , справедливое при  $Re \in (1.2 \cdot 10^5 \div 3 \cdot 10^5)$ ,  $Pr \in (0.2 \div 0.9)$ .

На рис. 4.89 приведено распределения коэффициента теплоотдачи вблизи непроницаемого торца канала массоподвода.

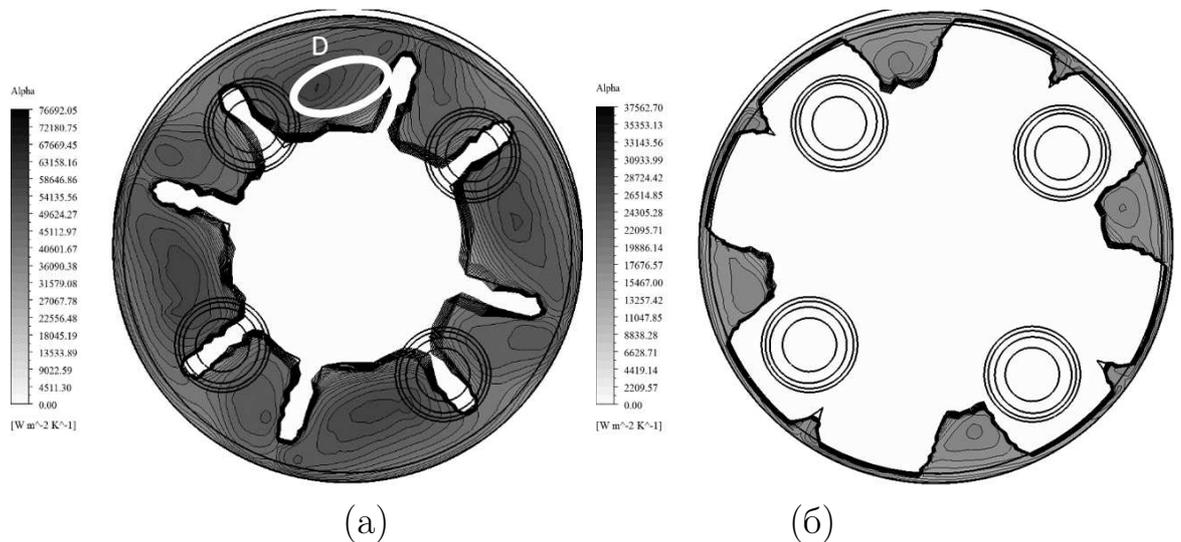


Рис. 4.89: Распределения коэффициента теплоотдачи вблизи непроницаемого торца канала массоподвода в начале (а) и конце (б) стационарного участка работы

Анализ полученных результатов показывает, что для определения теп-

ловых потоков вблизи непроницаемого торца канала массоподвода (в области  $D$ ) может быть использовано критериальное уравнение вида  $Nu_D = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ , справедливое при  $Re \in (0.8 \cdot 10^5 \div 1.8 \cdot 10^5)$ ,  $Pr \in (0.2 \div 0.9)$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 3.8, 0.37 и 0.4, соответственно.

Таким образом, выявлено, что при увеличении диаметра канала массоподвода наблюдается уменьшение максимальной плотности тепловых потоков в особой точке и в отрывных зонах на сопловом дне в 2.04 и в 3.6 раза, соответственно, а также уменьшение абсолютных значений скорости на выходе из канала в 2.2 раза.

В результате анализа внутрикамерных процессов в ПО ЭУ получены критериальные уравнения для оценки тепловых потоков вблизи особых точек на поверхности сопловой крышки и вблизи непроницаемого торца канала массоподвода.

### 4.3.2 Четырехсопловая ЭУ с торцевой поверхностью массоподвода

Для ЭУ с торцевой поверхностью вдува рабочего газа (рис. 4.35,б) задача исследования влияния положения поверхности подвода массы на особенности организации внутрикамерных процессов в ПО в рамках квазистационарного подхода, по сути, сводится к исследованию влияния длины ПО на процессы внутренней газодинамики. Таким образом, рассматривается сопряженная задача теплообмена в КС многосопловой ЭУ при изменении длины ПО (рис. 4.90).

Рабочее тело – газ с показателем адиабаты  $k = 1.2$  и температурой  $T_0 = 2500$  К. Граничные условия определены следующим образом:

- На поверхностях массоподвода ( $\Gamma_1$ ) задается распределенный вдув газа ( $T_0 = 2500$  К,  $U = 1 \div 60$  кг/с).
- На твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).
- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).

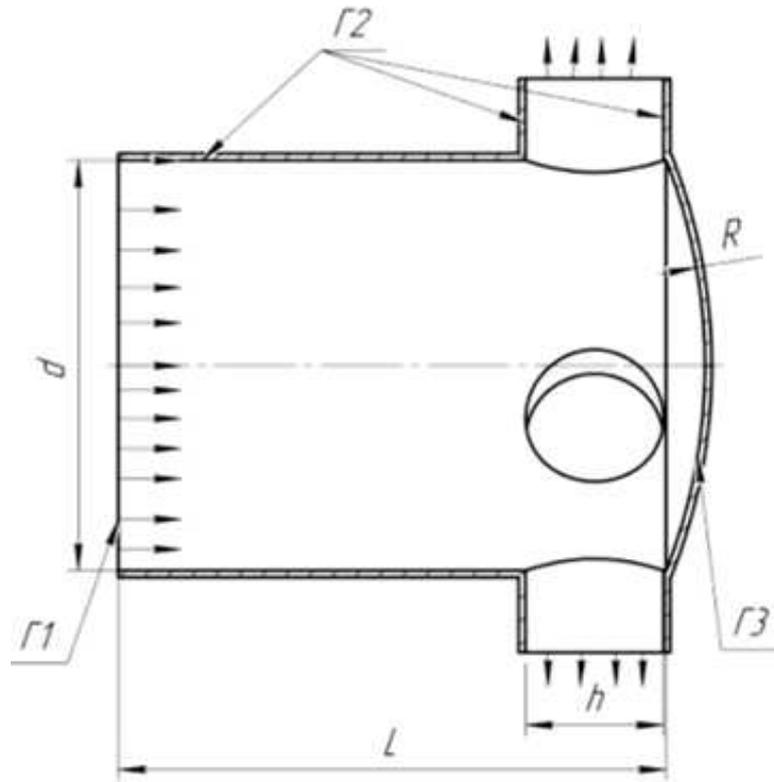


Рис. 4.90: Схема КС УЭ

- На выходе из патрубков задаются мягкие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Расчетная сетка содержит более 3 миллионов шестигранных ячеек, включая пристеночные слои, состоящие из призматических элементов. Положение массоподводящей поверхности определяет длину предсоплового объема камеры сгорания ЭУ, которая, в свою очередь, влияет на процессы внутренней газодинамики в камере. Рассмотрим влияние длины ПО на структуру предельных линий тока на поверхности соплового дна (рис. 4.91).

Вне зависимости от положения поверхности вдува отмечается образование центральной узловой точки – точки торможения (N, рис. 4.91) на поверхности соплового дна. В начальные моменты работы установки на стационарном участке, при относительных длинах ПО  $0.1 \cdot d \leq \bar{L} \leq 0.3 \cdot d$  структура предельных линий тока на поверхности соплового дна характеризуется образованием одной особой точки N и четырех линий растекания (рис. 4.91,а). Увеличение относительной длины ПО от  $0.3 \cdot d$  до  $0.5 \cdot d$  приводит к образованию четы-

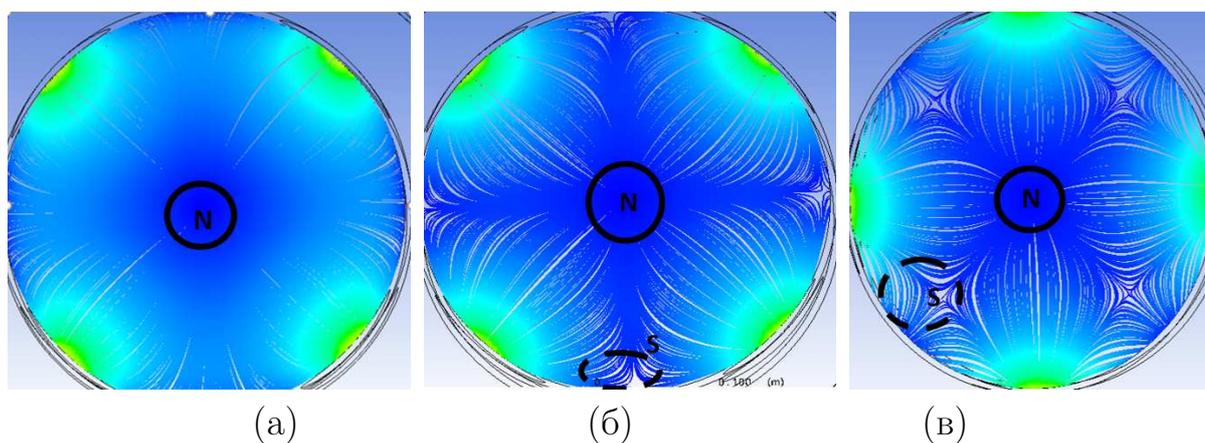


Рис. 4.91: Предельные линии тока на поверхности соплового дна при относительной длине ПО  $L = 0.25 \cdot d$  (а),  $L = 0.3 \cdot d$  (б) и  $L = 0.5 \cdot d$  (в).

рех особых точек  $S$  типа «седло» в пристеночной области, также отмечено наличие восьми линий растекания и четырех линий стекания (рис. 4.91,б). Дальнейшее изменение положения поверхности массоподвода ( $L > 0.5 \cdot d$ ) приводит к смещению периферийных седловых точек по направлению к оси симметрии и, как следствие, к образованию восьми линий стекания и восьми линий растекания (рис. 4.91,в).

Выявлено, что максимальное значение плотности теплового потока (рис. 4.92), вне зависимости от положения поверхности вдува (длины ПО КС), приходится на центральную узловую точку — точку торможения. При длинах КС  $L > 0.3 \cdot d$  наблюдается увеличение плотности теплового потока на периферии крышки, что связано с образованием седловых точек, вследствие формирования зон возвратных течений.

На основании обработки результатов вычислительных экспериментов получено критериальное уравнение вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  для определения числа Нуссельта в точке торможения на четырехсопловой крышке ЭУ с торцевой поверхностью массоподвода (в центральной узловой точке), справедливое для всех рассмотренных положений поверхности вдува при  $Re \in (1 \cdot 10^4 \div 1 \cdot 10^6)$ ,  $Pr \in (0.4 \div 0.9)$ , где коэффициенты критериального уравнения определены как 4.5, 0.5 и 0.33, соответственно.

Таким образом, исследовано влияние изменения положения поверхности массоподвода на внутрикамерные процессы в ЭУ с четырехсопловой крышкой и торцевым вдувом рабочего газа. Описаны особенности структуры потока для всех рассматриваемых конфигураций КС, выявлены режимы течения

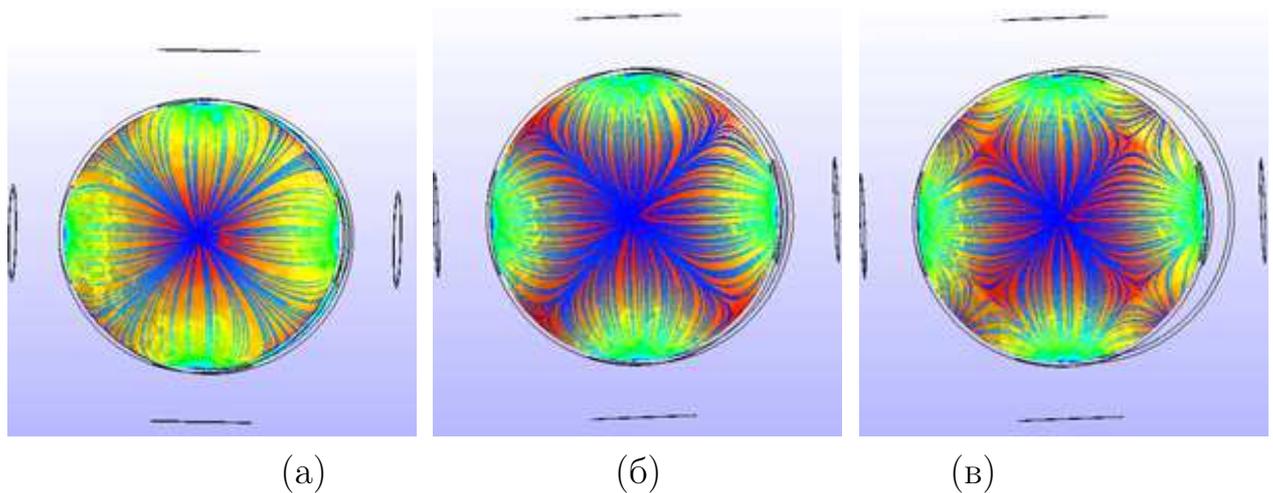


Рис. 4.92: Распределение плотности теплового потока и предельные линии тока на поверхности соплового дна при относительной длине ПО  $L = 0.25 \cdot d$  (а),  $L = 0.3 \cdot d$  (б) и  $L = 0.5 \cdot d$  (в).

газа в зависимости от длины КС. Показано, что наличие и локализация узловой точки инвариантна по отношению к положению поверхности подвода массы. Получена зависимость числа Нуссельта в центральной узловой точке – точке торможения, справедливая для любого положения поверхности массоподвода.

## 4.4 Выводы по главе 4

В заключение, по рассмотренным выше результатам, можно отметить:

1. Показано, что при осесимметричном положении ПУС в канале массоподвода звездообразной формы поперечного сечения наблюдается формирование парных симметричных вихревых структур, которые с потоком рабочего тела поступают в сопло. Взаимодействие данных вихревых структур с надсопловым потоком приводит к его перестройке в ПО, отрыву потока вблизи непроницаемого торца канала массоподвода и, как следствие, к интенсификации процессов теплообмена вблизи непроницаемого торца.
2. Выявлено и показано, что увеличение степени утолщенности сопла (увеличение коэффициента  $k_g$ ) приводит к структурной перестройке потока в ПО, в том числе к оттеснению канального потока от входного сечения

утопленного сопла и, как следствие, к образованию вихревых структур вблизи поверхности непроницаемого торца канала массоподвода, а также к увеличению тепловой напряженности вблизи входной поверхности утопленного сопла в 1.8 раза.

3. Полученные распределения коэффициента теплоотдачи на входной поверхности утопленного сопла показывают, что применение канала звездообразной формы поперечного сечения с трапециевидной формы лучей компенсаторов на треугольную приводит к интенсификации процессов теплообмена вблизи утопленного сопла. При этом, локальные максимумы коэффициента теплоотдачи соответствуют положению особых точек, определяемых геометрией компенсаторов. Выявлено, что для звездообразной формы канала с трапециевидными компенсаторами, канала с пилообразной формой поперечного сечения, лепестковой формой компенсаторов, а также канала с кольцевой проточкой тепловые потоки меньше, чем для других исследуемых каналов более чем на 47%.
4. Получены и верифицированы на экспериментальных данных [270] критериальные зависимости для определения числа Нуссельта в областях топологических особенностей вблизи непроницаемых теплонапряженных поверхностей КС ЭУ с ПУС и каналом массоподвода звездообразной формы поперечного сечения.
5. Выявлены и описаны топологические особенности течения рабочего тела в заманжетной полости камеры сгорания энергетической установки. Получено число Стэнтона для локальных максимумов и полиномиальная зависимость числа Стэнтона по радиальной координате.
6. Исследована структура потока вблизи многосопловой крышки. Показано, что вне зависимости от конструктивных особенностей сопловой крышки, течение вблизи дна характеризуется наличием центральной узловой точки, линий растекания между газходами и несколькими седловыми точками вблизи периферийной области крышки, образованными вследствие разворота потока. Таким образом, исследована структура потока вблизи многосопловой крышки. Показано, что увеличение кривизны крышки не приводит к росту тепловых потоков в областях разворота

потока и в области входа газа в патрубки.

7. Выявлено и обосновано, что применение предположения о струйном характере натекания потока на сопловое дно и использование эмпирических, определяемых профилем скорости, соотношений приводит к завышению значений напряжения трения на днище более чем в два раза.
8. Показано, что зависимость между коэффициентом Стентона и коэффициентом сопротивления имеет вид, близкий к аналогии Рейнольдса. При этом отмечено, что ввиду малости расстояния от непроницаемого торца канала массоподвода до центра соплового днища использование экспериментальных соотношений [47] не возможно.
9. Исследовано влияние изменения положения поверхности вдува на внутрикамерные процессы в ЭУ с четырехсопловой крышкой и торцевой поверхностью подвода массы. Описаны особенности структуры потока для всех рассматриваемых конфигураций КС, выявлены режимы течения газа в зависимости от длины КС. Показано, что наличие и локализация узловой точки инвариантна по отношению к положению поверхности вдува. Получена зависимость числа Нуссельта в центральной узловой точке – точке торможения, справедливая для любого положения поверхности массоподвода.
10. Выявлено, что тепловой поток достигает максимальных значений в области периферийных седловых точек. На основании обработки результатов вычислительных экспериментов получены критериальные уравнения для определения числа Нуссельта в центральной узловой точке соплового днища для различных схем многосопловых ЭУ.
11. В результате анализа внутрикамерных процессов в ПО многосопловой ЭУ различных исполнений получены критериальные уравнения для оценки тепловых потоков вблизи особых точек на поверхности сопловой крышки и вблизи непроницаемого торца канала массоподвода.
12. Показано, что при увеличении диаметра канала массоподвода вследствие его разгара наблюдается уменьшение максимальной плотности тепловых

потоков в особой точке и в отрывных зонах на сопловом дне в 2.04 и в 3.6 раза, соответственно, а также уменьшение абсолютных значений скорости на выходе из канала массоподвода в 2.2 раза.

13. Показана недостаточная степень достоверности распространенных инженерных методик [12, 182, 254, 265, 298] для прогнозирования значений числа Нуссельта в ПО ЭУ с ПУС и каналами массоподвода сложной формы. Предложен новый подход к оценке интенсивности теплообмена вблизи непроницаемых поверхностей КС, основанный на предварительном анализе топологических особенностей течения газа вблизи теплонапряженных поверхностей. Обосновано применение зависимости вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  для построения критериальных уравнений.

## Глава 5    **Нестационарные газодинамические и теплофизические процессы в КС ЭУ**

Работа ЭУ, как показано в главе 3 условно делится на нестационарный и стационарный участки работы. Однако, в реальности в процессе работы силовой установки на стационарном участке наблюдается постоянное изменение геометрии канала массоподвода, определяющее изменение массоприхода рабочего тела (газа) с поверхности вдува и, как следствие, определяющее колебания давления. То есть, физические процессы, протекающие в проточных трактах КС ЭУ, при ее работе на стационарном участке остаются нестационарными и существенно определяются изменяемой геометрией канала.

### **5.1    Нестационарные внутрикамерные процессы в многосопловой КС на стационарном участке работы ЭУ**

В главе 4 приведены данные по исследованию влияния изменения геометрии каналов массоподвода, обусловленного движением поверхности вдува, на внутрикамерные процессы, в рамках квазистационарного подхода. В виду того, что изменения геометрии происходит постоянно, а не скачкообразно, целесообразным является также уточнение корректности применения квазистационарного подхода к исследованию нестационарных внутрикамерных процессов в проточных трактах КС ЭУ при ее работе на стационарном участке.

Исследование влияния изменения геометрии канала массоподвода на внутрикамерные процессы в проточных трактах камеры сгорания проводятся на примере многосопловых ЭУ с цилиндрическо-щелевой и торцевой поверхно-

стями вдува. Рассматривается нестационарная сопряженная задача теплообмена в проточных трактах, предсопловом объеме и соплах ЭУ. Численное решение полученной системы нестационарных уравнений неразрывности, моментов, энергии и теплопроводности получено с использованием метода контрольных объемов в рамках модели вязкого сжимаемого газа (2.24). Для замыкания системы осредненных уравнений сохранения (2.55) использована двухпараметрическая модель турбулентности Ментера SST  $k - \omega$ .

### 5.1.1 Четырехсопловая ЭУ с цилиндрическо-щелевым каналом массоподвода

Рассмотрим особенности реализации сжимаемых нестационарных течений рабочего тела в проточных трактах КС многосопловой ЭУ с цилиндрическо-щелевым каналом массоподвода при движении поверхности массоприхода (рис. 5.1).

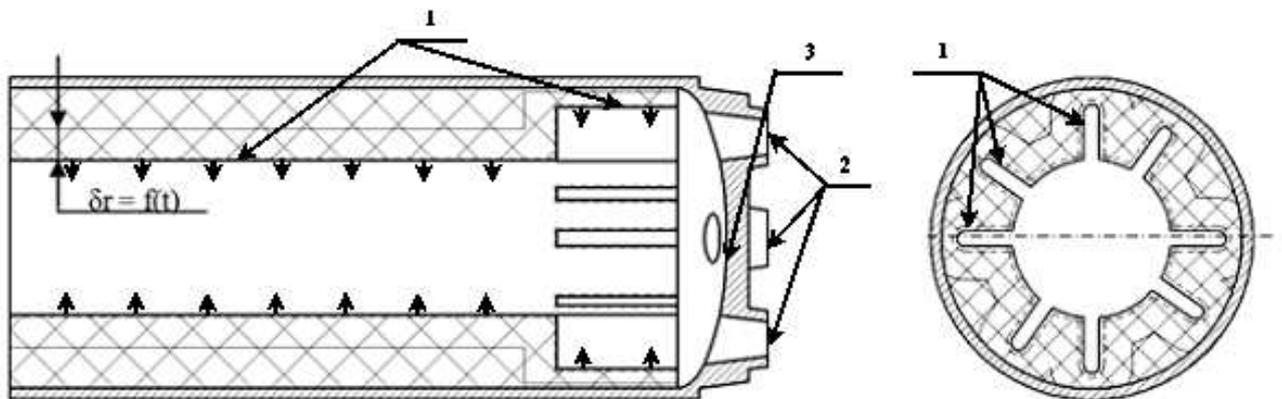


Рис. 5.1: Расчетная область, где 1 – поверхности массоподвода, 2 – выходная граница, 3 – сопловая крышка.

Рабочее тело – газ с показателем адиабаты  $k = 1.2$  и температурой  $T = 2500$  К. Граничные условия определены следующим образом:

- На поверхностях массоподвода задаются температура, расход газа ( $T_0 = 2500 \div 3500$  К,  $G = 15 \div 40$  кг/с), а также скорость движения поверхности массоподвода  $\frac{du}{dt} = f(p)$ .
- На твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial n} = 0$ ).

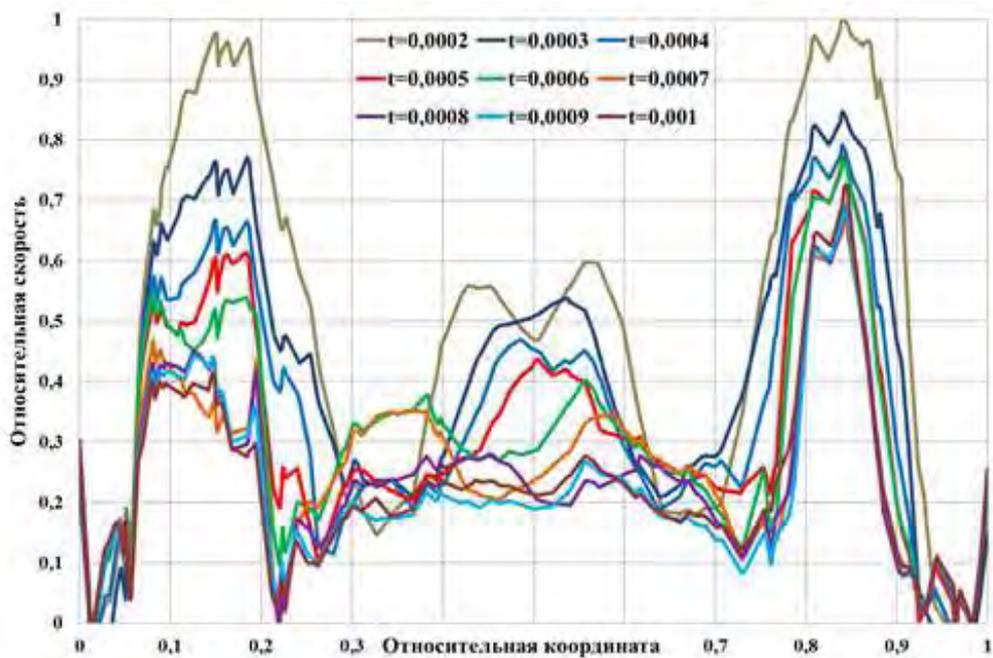
- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На срезе сопла (выходная граница) задаются мягкие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Дополнительно вводилось геометрическое допущение о равномерности движения поверхности массоприхода. Дискретизация расчетной области производилась с использованием призматических элементов (шестигранников), общее количество которых составляло 5480000 элементов.

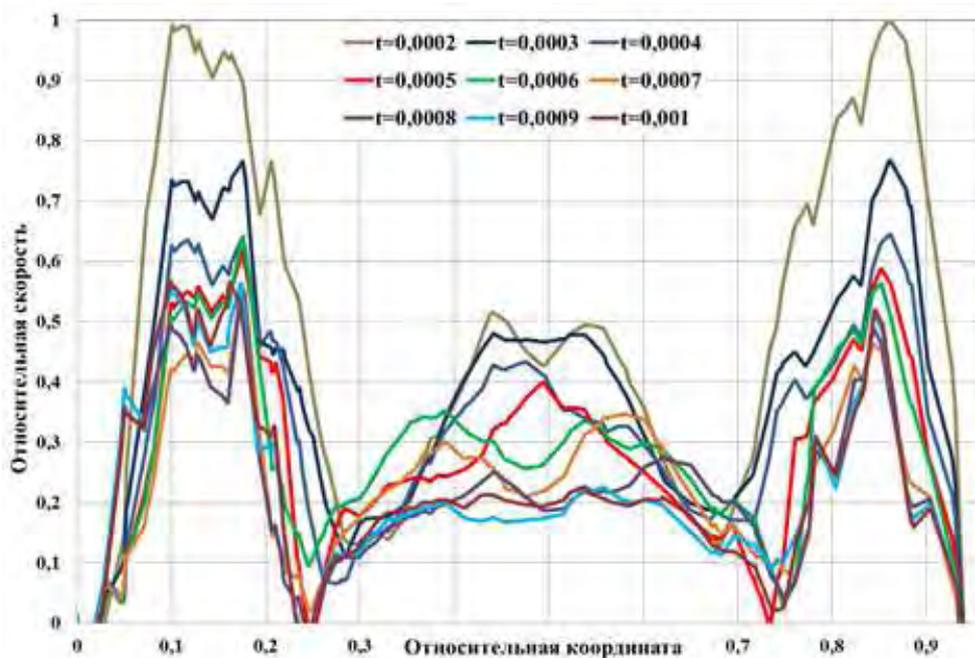
В начальные моменты работы ЭУ наблюдается перестройка профилей скорости на выходе из канала массоподвода (рис. 5.2, обусловленная изменением радиальных размеров канала массоприхода).

В выходном сечении канала массоприхода наблюдается изменение режима течения газа: переход от преобладания щелевого течения, характеризующегося локальными максимумами продольной составляющей скорости, локализованных в области компенсаторов ( $0 \leq \frac{t}{1c} \leq 0.0005$ , рис. 5.2,а), к более равномерному профилю скорости ( $0.0006 \leq \frac{t}{1c} \leq 0.001$ , рис. 5.2,а), характеризующемуся образованием косинусоидального профиля в канальной части, сопровождаемый изменением характера течения в канале (рис. 5.3) и, как следствие, в ПО КС. Необходимо отметить, что аналогичная трансформация характерна и для профиля продольной составляющей скорости в межсопловом сечении по компенсаторам (рис. 5.2,б), однако, в силу несоосности компенсаторов и сопел в данном сечении наблюдается более интенсивное выравнивание локальных максимумов профиля – соосных с компенсаторами и обусловленных канальным потоком.

Из рис. 5.3 видно, что течение на оси канала характеризуется неустойчивостью: в начальные моменты времени наблюдается перестройка от превалирующего канального течения к смешению канального потока с щелевыми потоками ( $0.0002 c \leq t \leq 0.001 c$ , рис. 5.3 с последующей дестабилизацией и закруткой канального потока ( $0.001 c \leq t \leq 0.0018 c$ , рис. 5.3), затем наблюдается стабилизация потока в конфигурации ( $0.0027 c \leq t \leq 0.0029 c$ , рис. 5.4), близкой к стационарной. Необходимо отметить, что вследствие изменения



(а)



(б)

Рис. 5.2: Перестройка профиля продольной составляющей скорости на выходе из канала массоподвода в сечении по компенсаторам и соплам (а) и по компенсаторам и между соплами (б) в начальные моменты работы ЭУ.

геометрии наблюдается периодические (с частотой 1 в 0.0006 с) срывы течения в канале – переход к закрутке осевого потока ( $0.0029 \text{ с} \leq t \leq 0.0033 \text{ с}$ , рис. 5.4) с последующей стабилизацией структуры течения.

Расширение рабочего тела в ПО (рис. 5.5) сопряжено с укрупнением сфор-

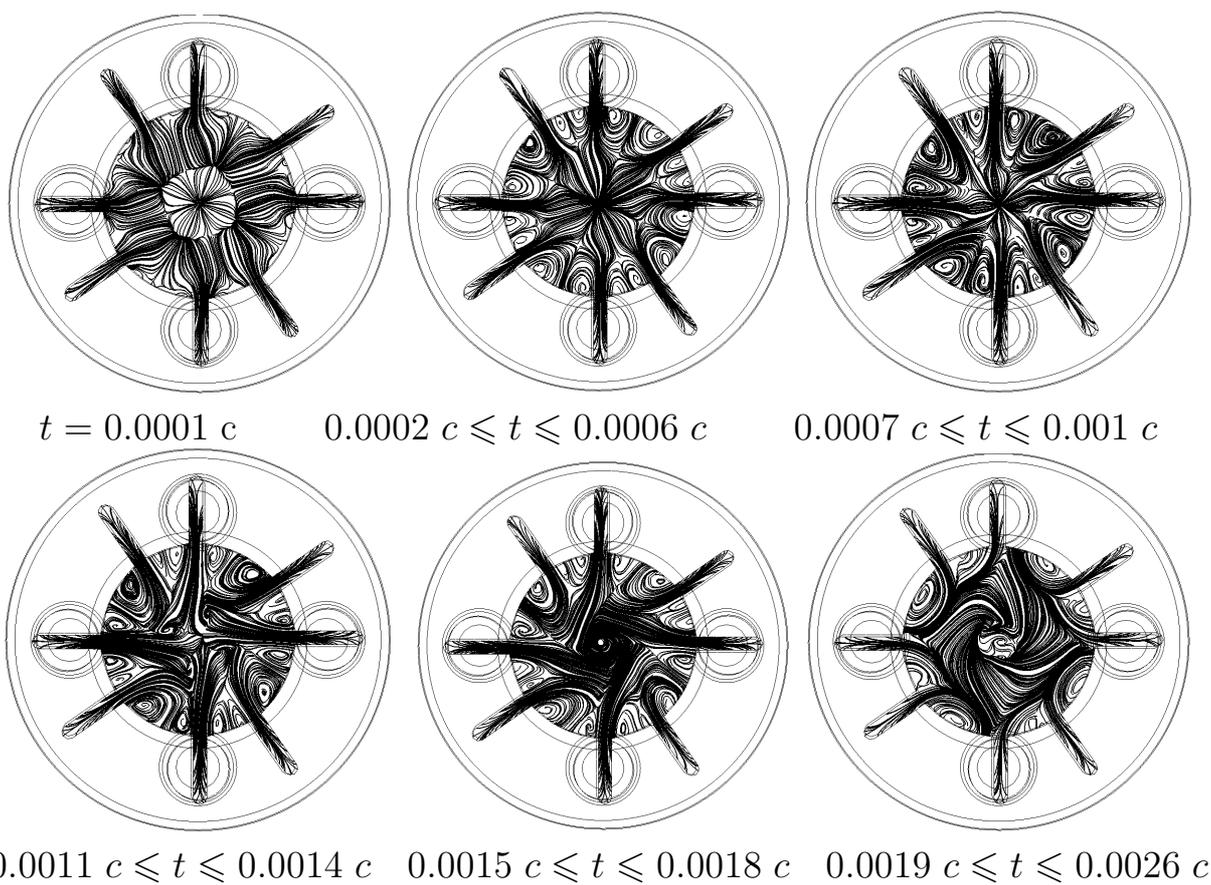


Рис. 5.3: Структура потока в канале массоподвода при работе ЭУ.

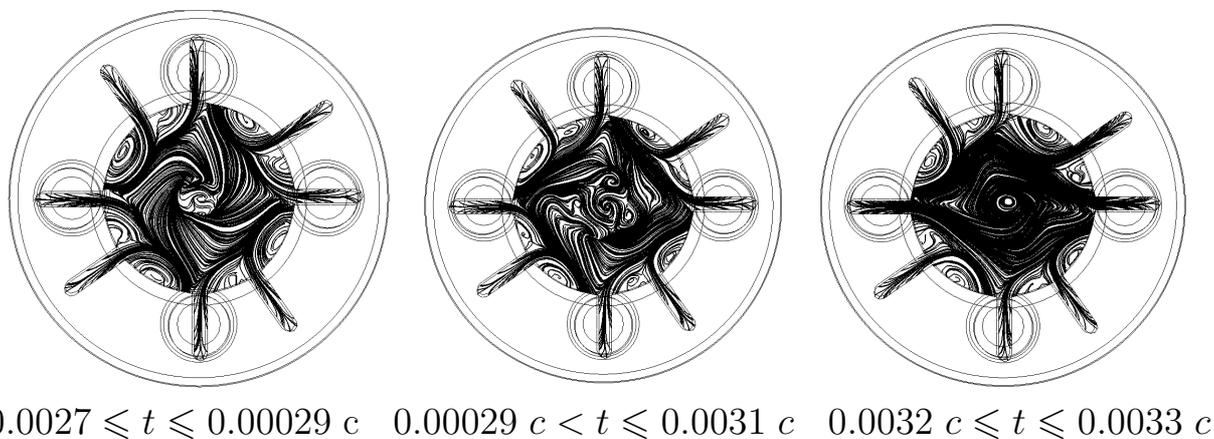


Рис. 5.4: Структура потока в канале массоподвода при работе ЭУ.

мированных в канале периферийных межпатрубковых парных вихревых структур при сохранении их ориентации относительно осей компенсаторов. Наблюдается некоторая асимметрия вихревых структур, обусловленная ориентацией каналов массоподвода относительно сопел.

Образующийся в цилиндрическом канале закрученный поток при поступлении в предсопловой объем образует области смешения и приводит к транс-

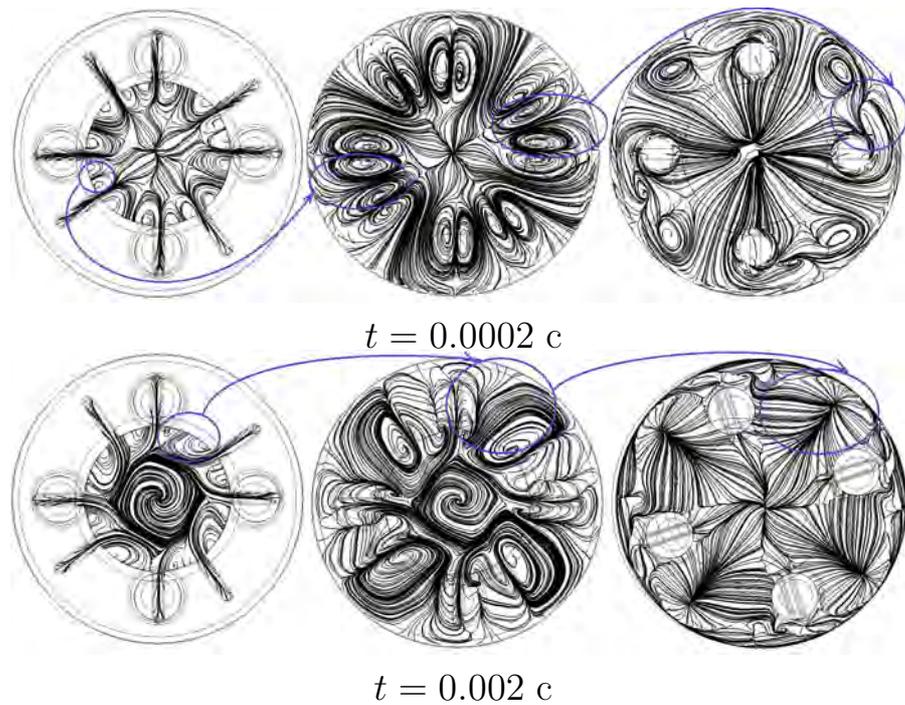


Рис. 5.5: Структура потока в канале массоприхода при работе ЭУ.

формации периферийных вихревых структур, что обуславливает смену топологического режима натекания потока газа на поверхности соплового дна. Так наблюдается постепенная трансформация конфигурации топологических особенностей типа "седло-фокус" в систему периферийных особых точек, включающую узел слияния, заключенный в кольцевую вихревую структуру, соединяющую отрывные зоны вблизи сопел. Необходимо отметить, что локализация узла слияния обусловлена взаимодействием укрупненной межщелевой вихревой структуры с непроницаемой поверхностью соплового дна.

Подробнее процесс перестройки потока вблизи непроницаемых поверхностей КС при движении поверхности массоподвода представлен на рис. 5.6. Выявлено, что вне зависимости от положения границ вдува на сопловом днище наблюдается образование центральной узловой точки - точка торможения, четырех исходящих из узловой точки радиальных линии растекания потока и восьми периферийных линий стекания, то есть данная топологическая конфигурация течения вблизи соплового дна является инвариантной.

Как видно из рис. 5.6, увеличение диаметра канала массоподвода обуславливает перестройку структуры потока вблизи соплового дна. Отмечается перестройка структуры потока на периферии крышки между соплами. Так перестройка возвратных, локализованных в межсопловой части перифе-

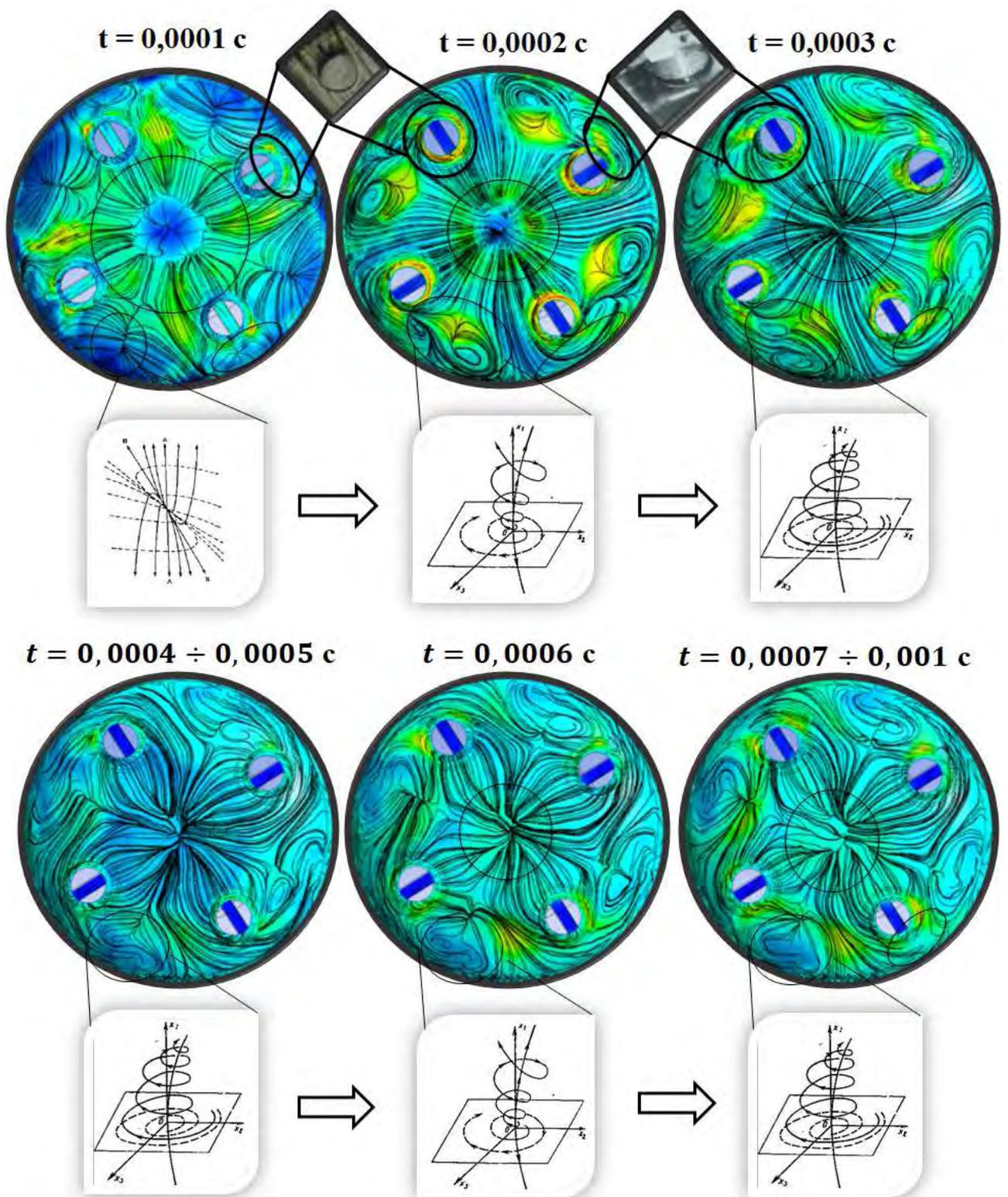


Рис. 5.6: Трансформация периферийных структур вблизи соплового дна при работе ЭУ.

рийной области предсоплового объема, течений, приводит к трансформации особой точки типа «неустойчивый узел» в особую точку типа «неустойчи-

вый фокус» с последующей ее периодической трансформацией (с периодичностью 1 в 0.0003 с) в особую точку типа «седлофокус» и обратно в точку типа «неустойчивый фокус», что связано с формированием отрывного течения вблизи входа в сопло.

Несовпадение временных масштабов периодов перестройки течений в канале массоприхода и в ПО ЭУ, связано с наложением периодов перестройки потока в канале с пульсациями, образуемыми в ПО КС вихревыми структурами, что и приводит к уменьшению в два раза периода перестройки течения вблизи соплового днища. Необходимо отметить, что согласно [39] переход от устойчивой конфигурации топологических особенностей течения к неустойчивым классифицируется как «катастрофа» течения и приводит к необратимым скачкообразным изменениям физических параметров. В рассматриваемом случае перестройка течения сопровождается увеличением плотности тепловых потоков в периферийной области ПО в 2.8 раза (рис. 5.7).

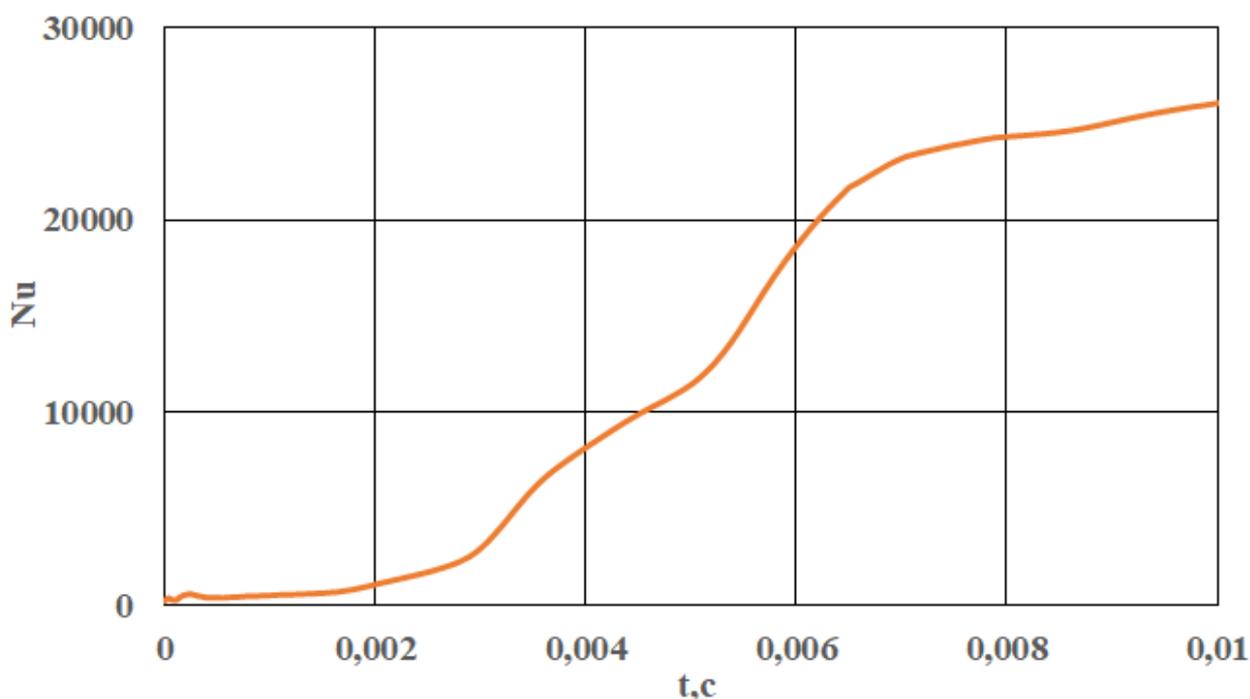


Рис. 5.7: Зависимость числа Нуссельта в топологических особенностях межсопловой части от времени.

Окончание процесса формирования отрывной зоны в области входа в сопло сопровождается стабилизацией тепловых потоков вблизи сопловой крышки, что по временному масштабу соответствует  $t \approx 0.01$  с. Из рис. 5.2 вид-

но, что перестройка профилей скорости также характеризуется некоторым увеличением модуля скорости в канале. Сопоставление временной зависимости изменения скорости рабочего тела на выходе из канала с временной зависимостью изменения числа Нуссельта в области топологических особенностей на периферии соплового дна позволяет построить справедливое для времени  $t \geq 0.005$  с (рис. 5.8) критериальное соотношение для оценки числа Нуссельта в периферийных особых точках в виде  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  при  $\forall Re \in (3.24 \cdot 10^2 \div 1.41 \cdot 10^5)$ ,  $Pr \in (0.2 \div 0.9)$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 2493, 0.2063 и 0.4, соответственно.

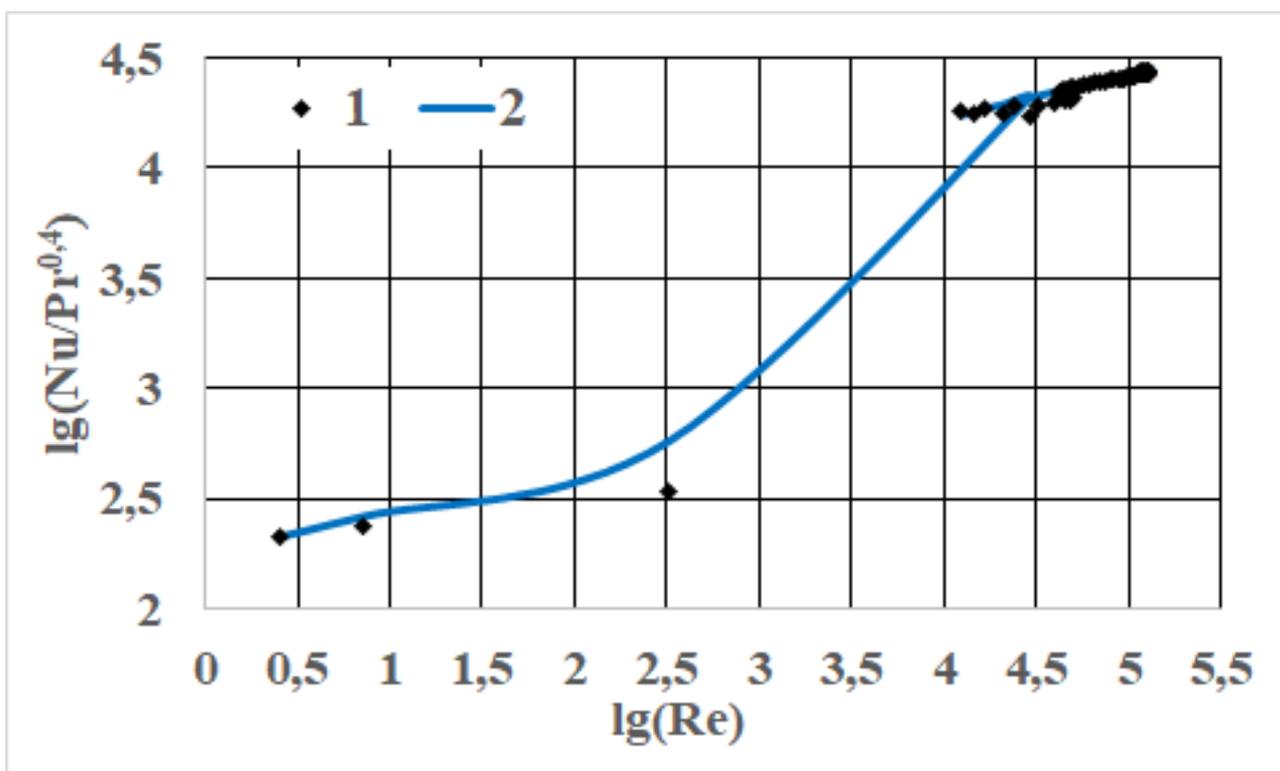


Рис. 5.8: Обобщенная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена в особой точке в межсопловом пространстве на периферии соплового дна, справедливая для  $t \geq 0.005$  с, где: 1 – расчетные значения, 2 – критериальное уравнение.

Анализ полученных данных позволил выявить зависимость числа Нуссельта в центральной точке торможения от времени работы ЭУ (рис. 5.11) и сопоставить квазистационарные участки полученной кривой с характерными структурами течения вблизи крышки (рис. 5.9).

Рис. 5.9 позволяет визуализировать влияние перестройки структуры потока рабочего тела вблизи соплового дна с увеличением интенсивности теплово-

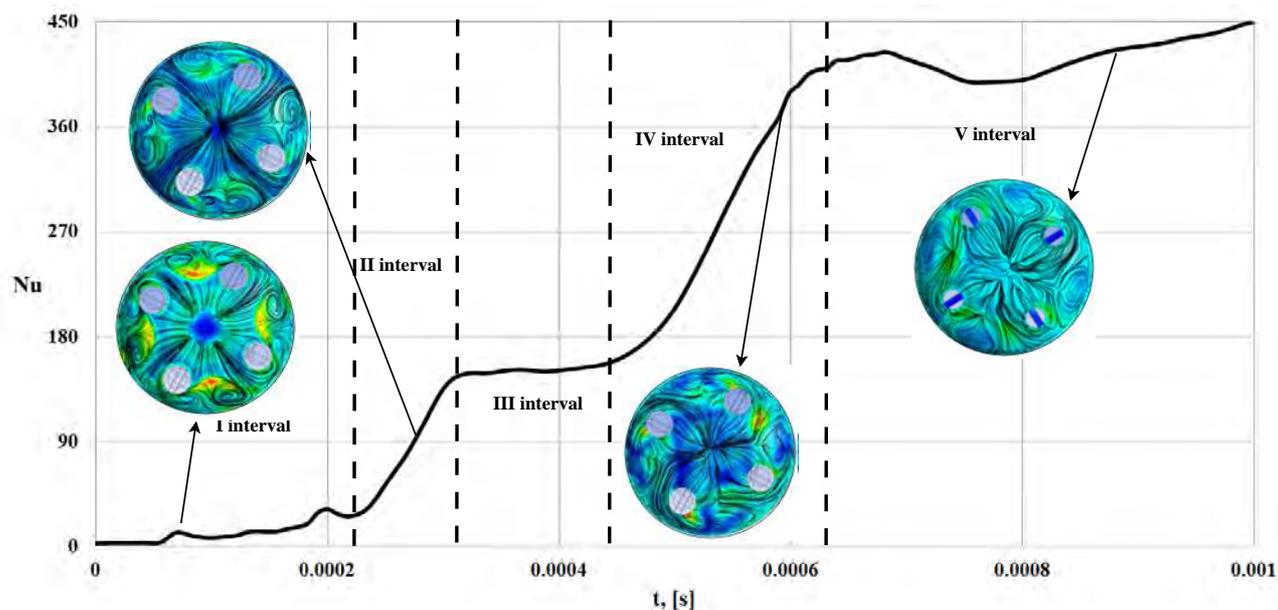


Рис. 5.9: Выявленные интервалы квазистационарности топологических режимов с учетом изменения тепловой обстановки в точке торможения.

го потока вблизи крышки. При достижении времени работы ЭУ  $t = 0.0045$  с наблюдается стабилизация течения вблизи соплового дна (рис. 5.10 и установление теплового режима вблизи соплового днища (рис. 5.11).

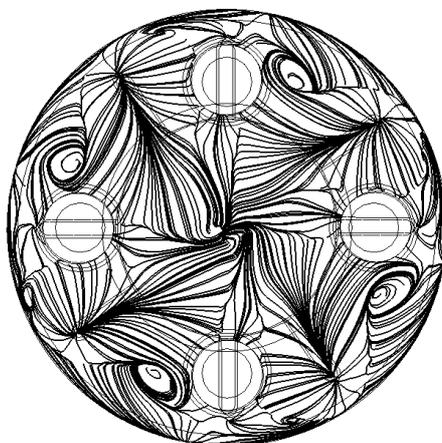


Рис. 5.10: Структура потока рабочего тела вблизи соплового дна для времени работы ЭУ  $t \leq 0.0045$  с.

Сравнение временной зависимости изменения скорости рабочего тела на выходе из канала массоподвода с временной зависимостью изменения числа Нуссельта в центральной особой точке на поверхности сопловой крышки позволяет построить для времени  $t \geq 0.005$  с (рис. 5.11) критериальное соотношение для оценки числа Нуссельта в данных особых точках, в виде

$Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  при  $\forall Re \in (3.24 \cdot 10^2 \div 1.41 \cdot 10^5)$ ,  $Pr \in (0.2 \div 0.9)$ , где коэффициенты  $h, f, l$  принимают значения 1.05, 0.78 и 0.4, соответственно.

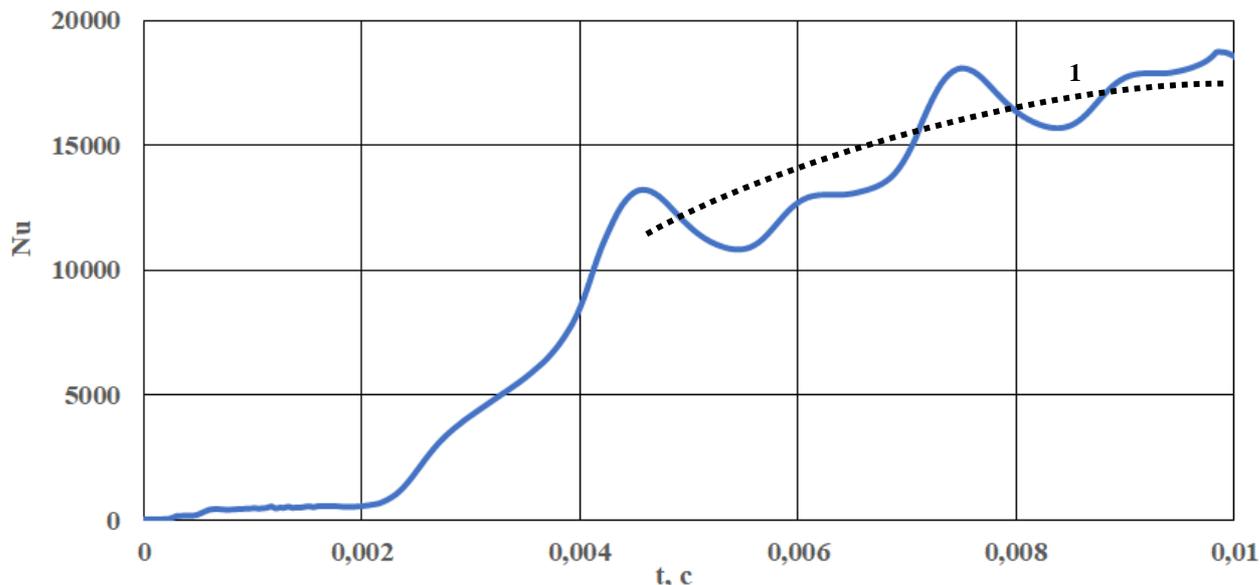


Рис. 5.11: Зависимость числа Нуссельта в точке торможения от времени, где кривая 1 – значение числа Нуссельта, подчиняющееся полученному критериальному уравнению.

Необходимо отметить, что изменение геометрии массоподводящего канала влияет и на структуру потока вблизи непроницаемого торца (рис. 5.12).

Как видно из рис. 5.12, перемещение поверхности массоприхода приводит к перестройке структуры потока вблизи непроницаемого торца канала массоподвода. Выявлено нарушение симметрии потока в межщелевом пространстве. Центральная особая точка типа «узел», характерная для квазистационарных режимов, описанных в главе 4, трансформируется в пространственную конфигурацию особой точки типа «седло» с последующим переходом в «неустойчивый узел». При этом, локализация особых точек смещается из центральной области непроницаемого торца канала на его периферию. Данный процесс сопровождается локальным ростом интенсивности тепловых потоков (вблизи особых точек), при понижении интегральных по сечению значений теплового потока. При достижении времени работы ЭУ  $t = 0.0045$  с наблюдается стабилизация течения и установление теплового режима вблизи непроницаемой поверхности торца канала массоподвода (рис. 5.13).

Выявлено, что с учетом изменения скорости течения газа в канале, для

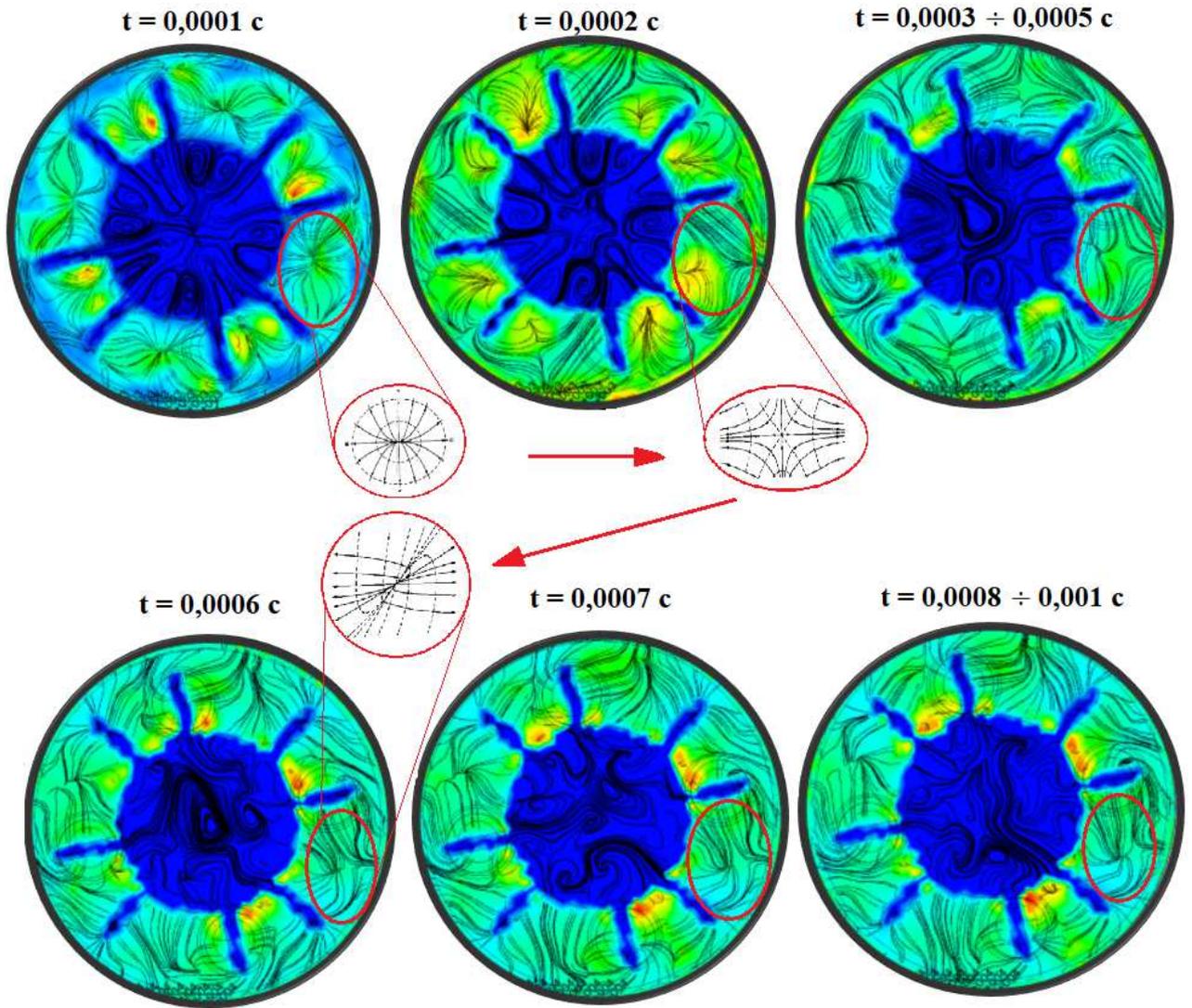


Рис. 5.12: Перестройка структуры потока вблизи непроницаемого торца канала массоподвода.

оценки тепловых потоков в области топологических особенностей на поверхности непроницаемого торца корректно применение (рис. 5.14) полученного в рамках квазистационарного подхода критериального уравнения в виде  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$  при  $\forall Re \in (3.24 \cdot 10^2 \div 1.41 \cdot 10^5)$ ,  $Pr \in (0.2 \div 0.9)$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 483, 0.378 и 0.4, соответственно.

Таким образом, выявлена, проанализирована и описана трансформация топологических особенностей структуры потока в предсопловом объеме при изменении геометрии канала массоподвода. Показано, что перестройка течения, обусловленная движением границ массоподвода, сопровождается увеличением плотности тепловых потоков в периферийной области ПО более чем в 2 раза, при этом после формирования отрывной зоны в области входа в

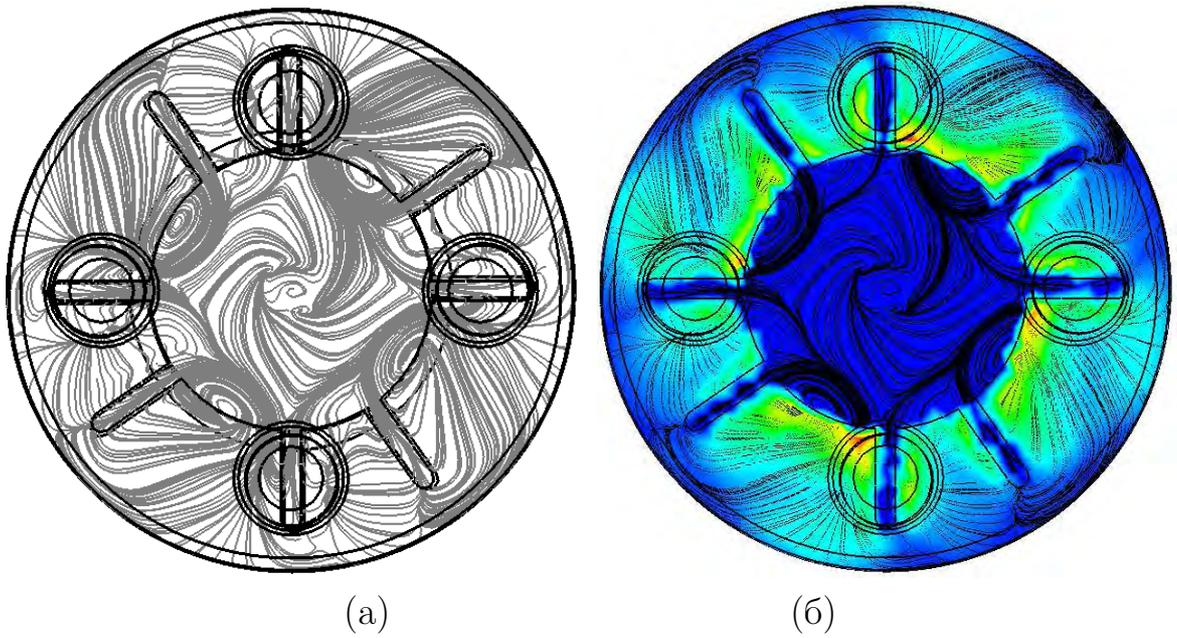


Рис. 5.13: Структура потока в виде предельных линий тока (а) и распределение теплового потока (б) вблизи непроницаемого торца от времени работы ЭУ  $t \leq 0.0045$  с.

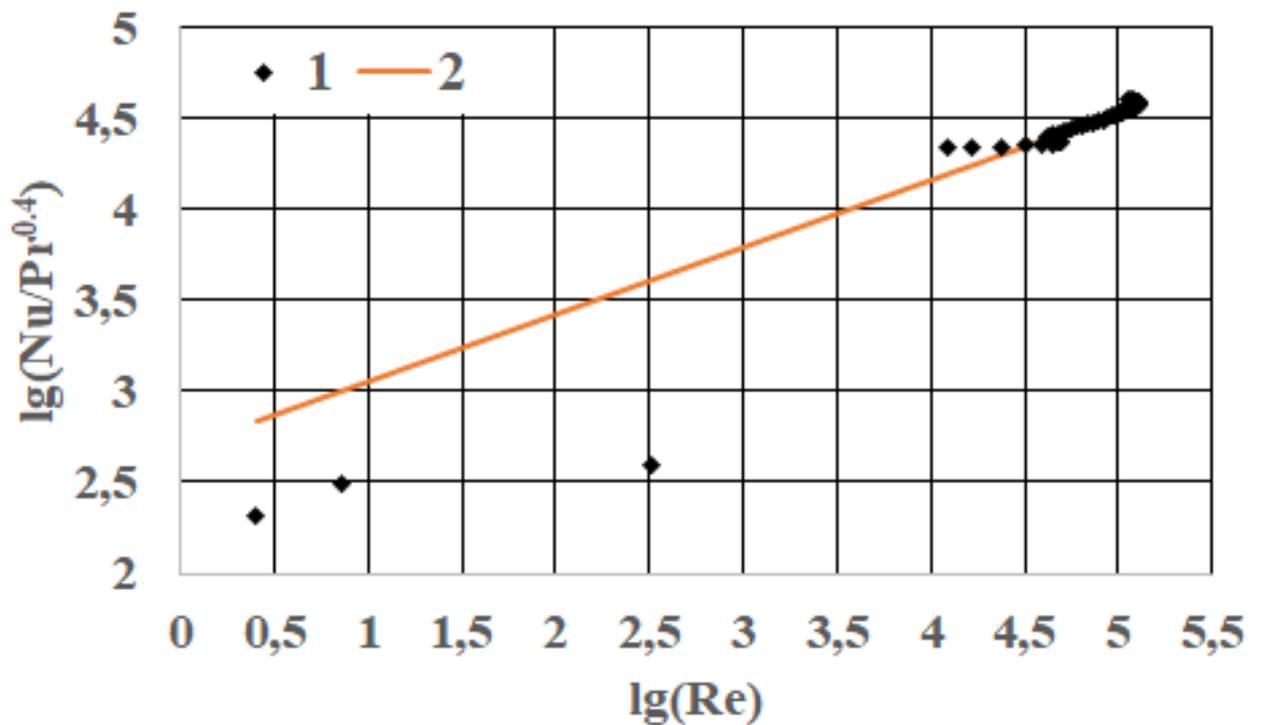


Рис. 5.14: Обобщенная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена в особых точках в межщелевом пространстве на непроницаемом торце, справедливая для  $t \geq 0.005$  с, где: 1 – расчетные значения, 2 – критериальное уравнение.

сопло наблюдается стабилизация тепловых потоков вблизи сопловой крышки. Плотность теплового потока в центральной точке торможения при изменении геометрии канала массоподвода увеличивается более чем в 9 раз, что обусловлено срывом потока с последующей катастрофической перестройкой структуры потока. При этом, каждая трансформация потока из устойчивого состояния (из устойчивых конфигураций топологических особенностей) в неустойчивое приводит к скачкообразному увеличению плотности теплового потока (рис. 5.9, 5.11).

Таким образом на основе анализа полученных данных можно описать процесс перестройки течений вблизи контактных поверхностей на нестационарных участках работы ЭУ: формирование вихревых структур в проточных трактах ЭУ с каналами массоподвода сложной геометрии, при наличии источника возмущений в виде изменяющейся геометрии (в т.ч. площади) поверхности подвода массы, обусловленное как увеличением диссипации кинетической энергии (в  $4.5 \div 14.5$  раз), так и трансформацией возвратных структур в канале массоприхода. Что, в совокупности, приводит к срыву установившегося потока путем перехода от устойчивой конфигурации его топологии к неустойчивой. Данный процесс является источником энергии, что обуславливает скачкообразный рост интенсивности тепловых потоков в областях катастрофической перестройки топологических особенностей потока. Таким образом, наблюдается катастрофа течения, сопровождаемая повышением плотности теплового потока.

Построены временные зависимости изменения локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в областях особых точек и линий вблизи непроницаемых поверхностей. Показана корректность топологического подхода для исследования и оценки теплового состояния элементов конструкции ЭУ в рамках нестационарного подхода, с учетом перемещения поверхности массоподвода. Получены критериальные соотношения для оценки теплового потока в областях топологических особенностей на поверхности соплового дна и непроницаемого торца канала массоприхода.

## 5.1.2 Четырехсопловая ЭУ с торцевой поверхностью массоподвода

Рассмотрим особенности реализации сжимаемых нестационарных течений рабочего тела в проточных трактах КС многосопловой ЭУ с торцевой поверхностью вдува при движении поверхности массоприхода (рис. 5.15).

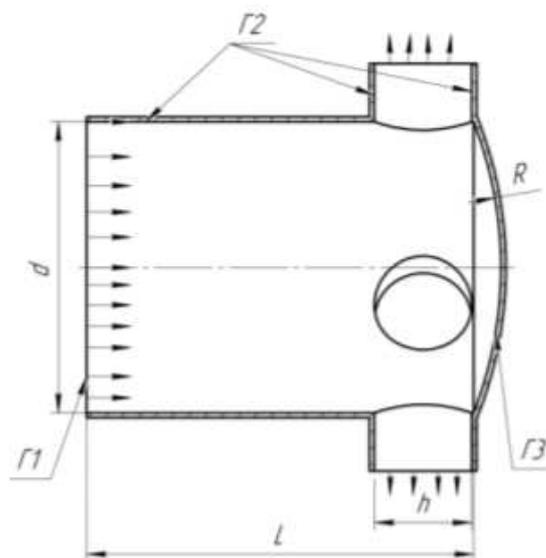


Рис. 5.15: Расчетная область, где  $d = \text{const}$ ,  $R = \text{const}$ ,  $h = \text{const}$ ,  $L = f(p)$ .

Рабочее тело – газ с показателем адиабаты  $k = 1.2$  и температурой  $T = 2500$  К. Граничные условия определены следующим образом:

- На поверхности массоподвода ( $\Gamma_1$ ,  $\Gamma_2$ ) задаются температура, расход газа ( $T_0 = 2500$  К,  $G = 15 \div 40$  кг/с), а также скорость движения поверхности массоприхода  $\frac{du}{dt} = f(p)$ .
- На твердых непроницаемых поверхностях задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0$ ,  $\frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).
- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}$ ,  $T_w = T_g$ ).
- На выходе из патрубков ( $\Gamma_3$ ) задаются неотражающие граничные условия.

- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

Дополнительно вводилось геометрические допущения о равномерности вдува с поверхности массоприхода и отсутствии эрозионных и механических деформаций поверхности массоподвода. Дискретизация расчетной области производилась с использованием призматических элементов (шестигранников), общее количество которых составляло 2800000 элементов.

В начальные моменты работы ЭУ наблюдается незначительная перестройка профилей продольной составляющей скорости вблизи входа в патрубки (рис. 5.16, а) и вблизи соплового дна (рис. 5.16, б), обусловленная нестационарностью исследуемых процессов. При этом, установившийся профиль характеризуется как автомодельностью для различных моментов времени  $t \leq 0.002$  с, так и равномерностью. Распределенный вдув с поверхности при характерной для начальных моментов работы ЭУ малой длине ПО КС ( $L \leq D$ ) приводят к формированию постоянного по поперечному сечению КС профиля, разгон дозвукового потока вблизи стенок связан с расположением сечения С1 вблизи газоходов и отбором газа через них.

Необходимо отметить, что стабилизация течения вблизи патрубков происходит на 0.002 с быстрее, чем вблизи соплового днища, что связано с образованием и трансформацией вихревых структур в области соплового дна (рис. 5.17).

На линиях тока вблизи соплового дна в моменты времени  $t = (0.0005 \div 0.0015)$  с фиксируются седловые точки, являющиеся зоной разделения потока, обусловленные локализацией вихревой структуры вблизи днища (рис. 5.17,  $t = 0.001$  с), при этом с момента времени  $t = 0.001$  с наблюдается перемещение вихря в поперечном направлении (рис. 5.17,  $t = (0.0015 \div 0.0025)$  с) патрубков.

Именно с образованием и локализацией вихря связаны колебания профилей продольной составляющей скорости в начальные моменты ( $0 \text{ с} \leq t \leq 0.004 \text{ с}$ , рис. 5.16) работы установки. С трансформацией вихревых структур связана и начальная несимметричность и неавтомодельность профилей скорости в выходных сечениях патрубков С3 (рис. 5.18).

При этом, по достижению времени работы установки  $t = 0.004$  с наблю-

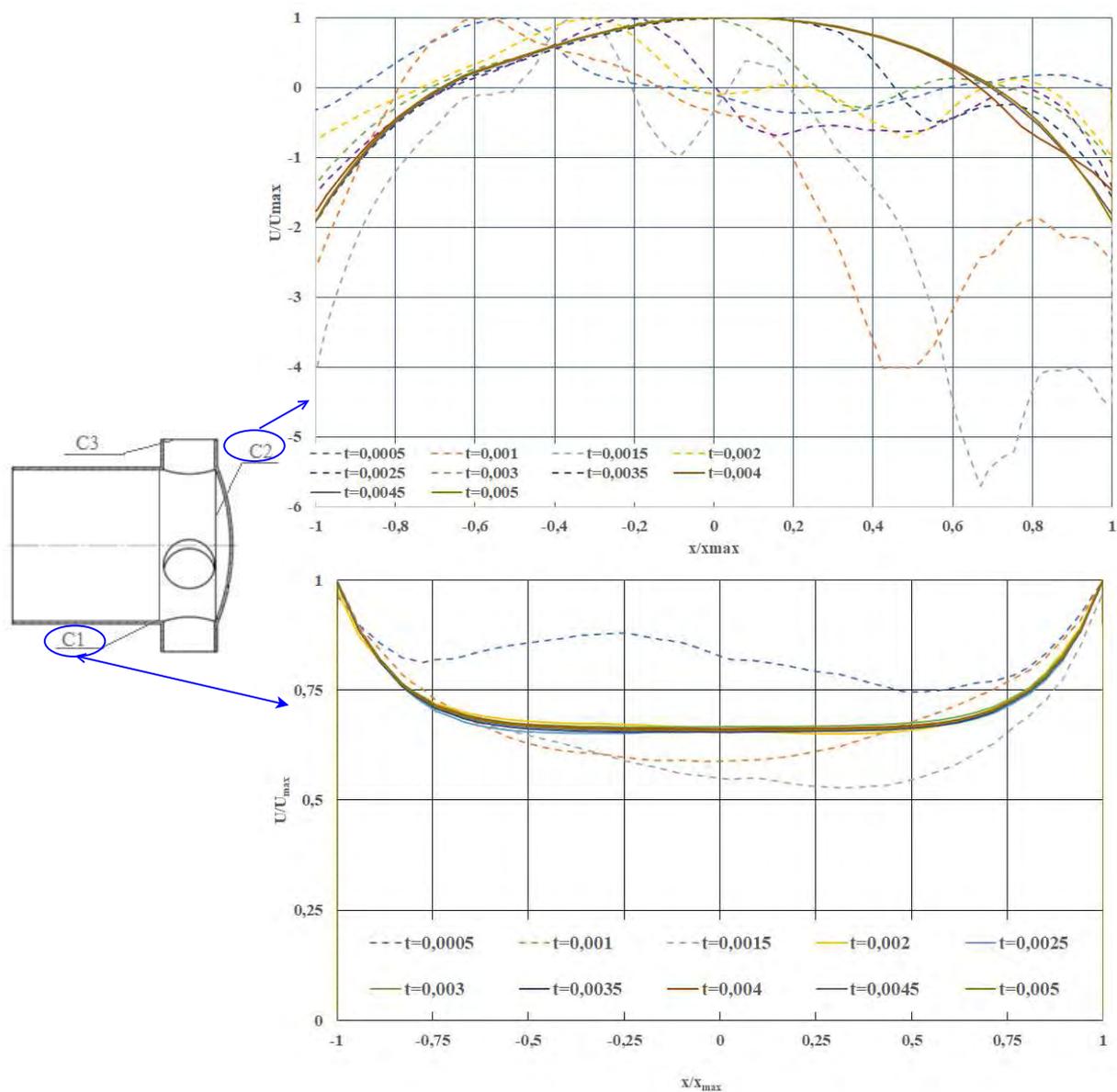


Рис. 5.16: Перестройка профиля продольной составляющей скорости в начальные моменты работы ЭУ в сечении перед (C1) и после (C2) патрубков.

дается стабилизация течения рабочего тела в ПО КС (рис. 5.19 с реализацией структуры потока вблизи сопловой крышки аналогичной, полученной в рамках квазистационарного подхода (рис. 5.19). Как и для вышеописанных трансформаций течений газа вблизи соплового дна многосопловой ЭУ с цилиндрическо-щелевой формой поперечного сечения канала массоподвода (см. раздел 5.1.1)) перемещение поверхности массоприхода приводит к образованию сложных конфигураций предельных линий тока на сопловом дне. При этом, с увеличением продолжительности работы ЭУ наблюдается не только стабилизация течения, но и упрощение его конфигурации. Так в

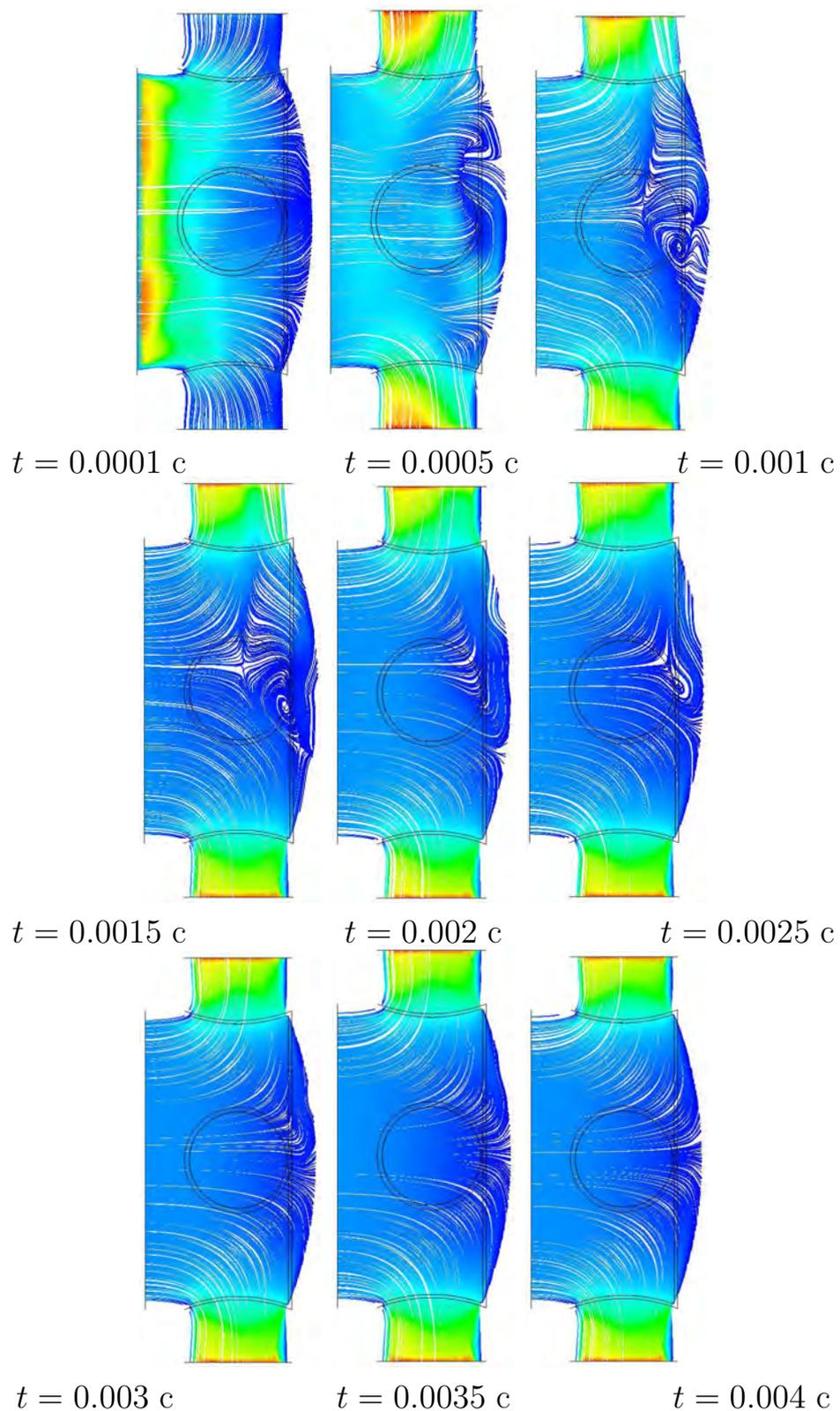


Рис. 5.17: Мгновенные линии тока в продольном сечении КС в начальные моменты работы ЭУ.

момент времени  $t = 0.0001 \text{ c}$  на поверхности соплового дна выявлено образование четырех ориентированных по патрубкам узловых точек, более 10

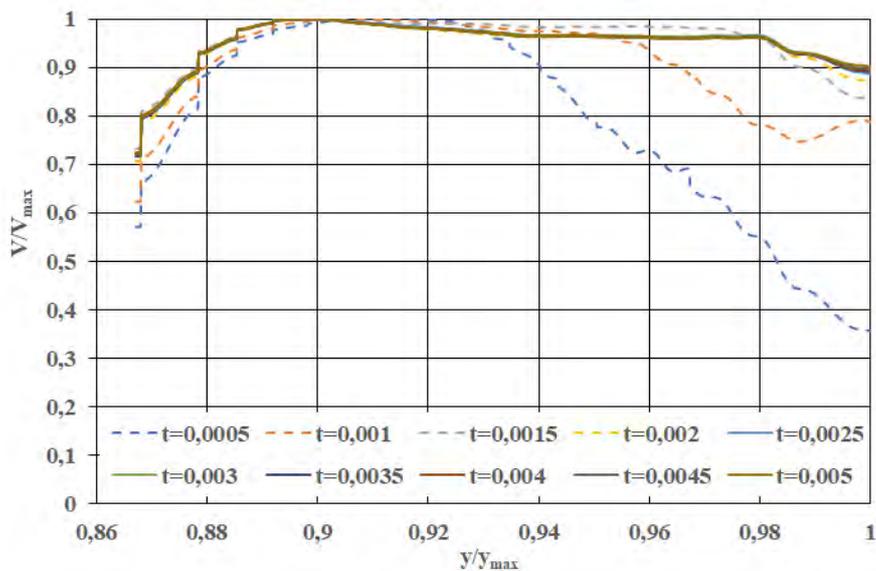


Рис. 5.18: Перестройка профиля скорости в выходных сечениях патрубков в начальные моменты работы ЭУ.

седловых точек (как центральных, так и периферийных), а также систем особых точек типа «неустойчивый узел» и линий растекания.

Далее ( $t = 0.0005 \div 0.0015$ ) наблюдается объединение периферийных топологических особенностей в единый крупный неустойчивый узел с исходящими из него линиями разделения потока и сохранением системы топологических особенностей из четырех седловых точек и семи точек типа «неустойчивый узел». Процесс трансформации течения вблизи сопловой крышки сохраняет данную тенденцию укрупнения особых точек в пространственные неустойчивые узлы с последующим переходом от неустойчивой конфигурации узловых точки к устойчивой центральной точке типа узел слияния.

Выявленные процессы образования вихревой структуры вблизи соплового днища и ее последующая трансформация существенным образом сказываются на тепловом режиме соплового днища (рис. 5.20), в частности, в начальные моменты времени приводят к асимметрии распределения теплового потока вблизи соплового днища.

Из рис. 5.20 видно, что, несмотря на стабилизацию структуры потока вблизи соплового дна, асимметрия теплового потока сохраняется, что связано с некоторой инертностью процесса теплопередачи относительно практически мгновенных перестроек газодинамических течений. На рис. 5.21 приведены распределения полей теплового потока на сопловой крышке для  $t \geq 0.004$  с.

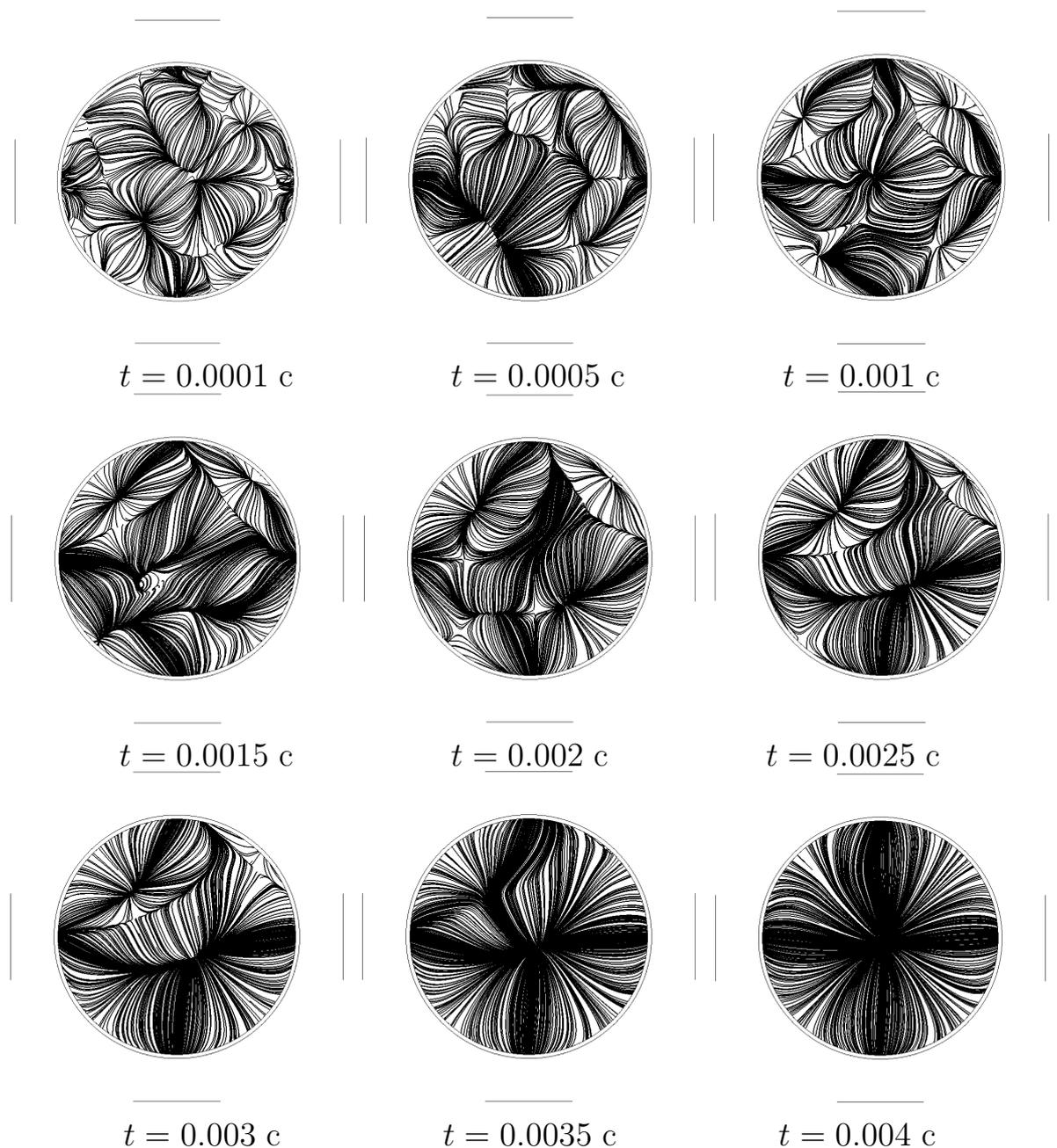


Рис. 5.19: Предельные линии тока на поверхности соплового дна в начальные моменты работы ЭУ.

Локальные максимумы коэффициента теплоотдачи приводятся на зону входа потока в патрубки, что соответствует экспериментальным данным [324]. При этом, тепловой поток в центральной особой точке для  $Re \in (2.37 \cdot 10^5 \div 1.47 \cdot 10^7)$ ,  $Pr \in (0.2 \div 0.9)$  может быть оценен критериальным уравнением вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 28.8, 0.495 и 0.4, соответственно.

Число Нуссельта в области входа в патрубок для

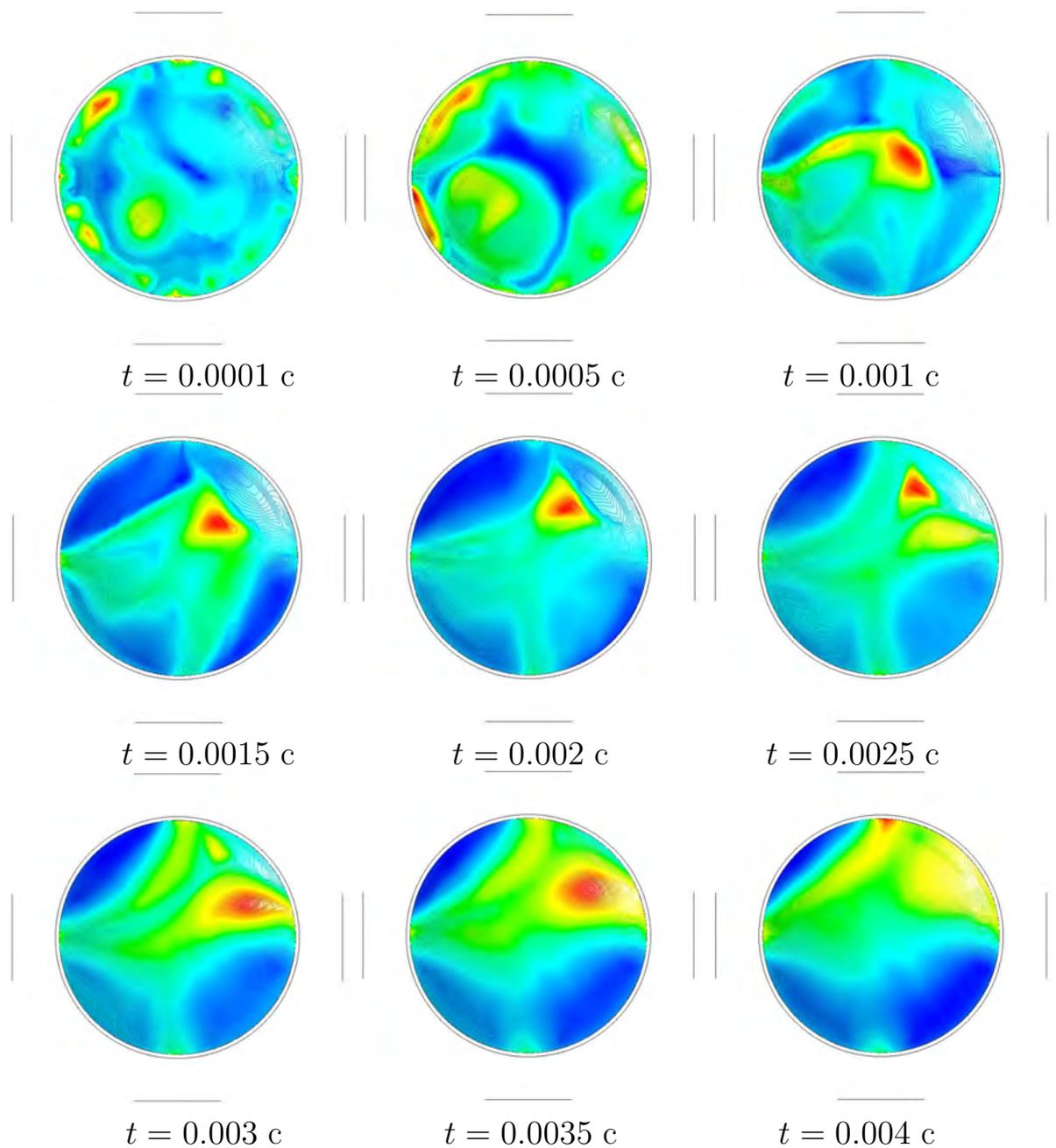


Рис. 5.20: Распределения теплового потока вблизи соплового днища в начальные моменты работы ЭУ.

$Re \in (2.37 \cdot 10^5 \div 1.47 \cdot 10^7)$ ,  $Pr \in (0.2 \div 0.9)$  может быть оценено зависимостью вида  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 0.48, 0.68 и 0.4, соответственно.

Обобщенная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена в центральной особой точке на сопловом дне приведен на рис. 5.22, а в областях входа потока в патрубки - на рис. 5.23. Показано, что предложенные зависимости удовлетворительно совпадают с расчетными данными, и их использо-

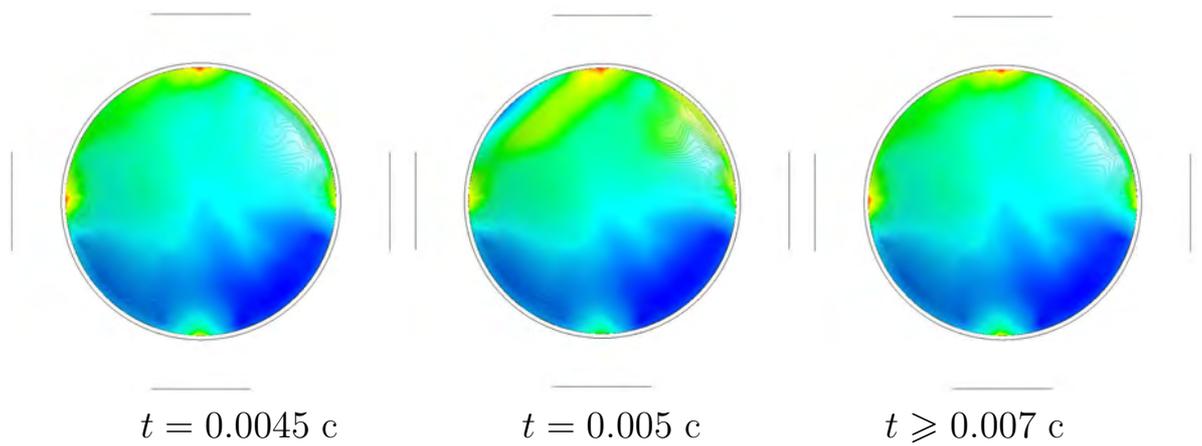


Рис. 5.21: Распределения теплового потока вблизи соплового днища.

вание для стабилизированных участков работы ( $t \geq 0.004$  с,  $-\lg(Re) \leq 5.5$ ) целесообразно.

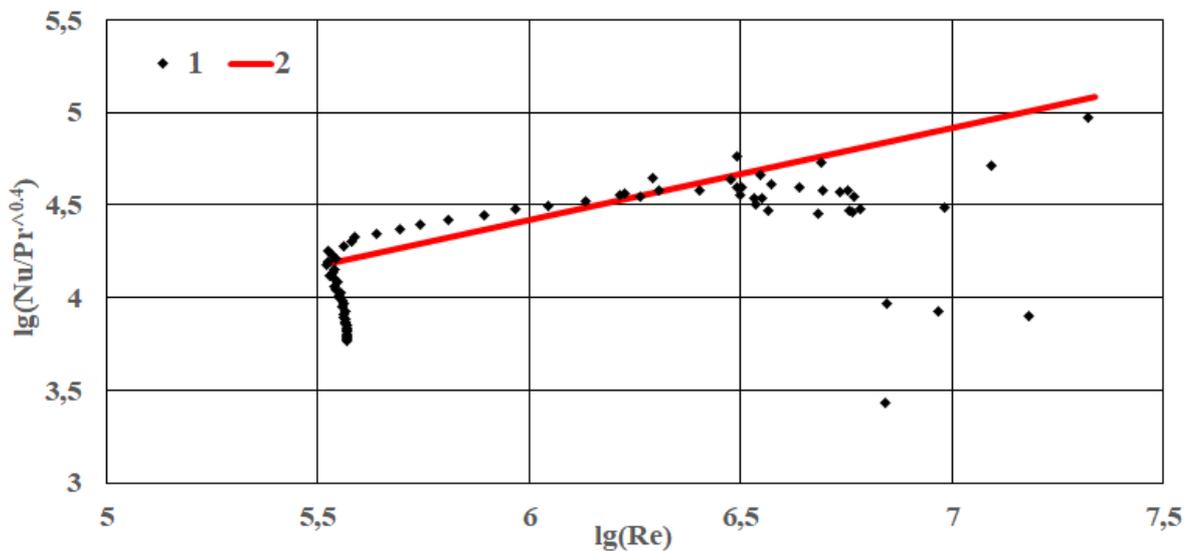


Рис. 5.22: Обобщенная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена в центральной особой точке на сопловом дне, справедливая для  $t \geq 0.005$  с, где: 1 – расчетные значения, 2 – критериальное уравнение.

Таким образом, выявлена, проанализирована и описана трансформация топологических особенностей структуры потока в предсопловом объеме при изменении геометрии ПО за счет движения поверхности массоприхода. Показано, что по истечению 4 мс работы ЭУ наблюдается стабилизация течения рабочего тела и тепловых потоков вблизи сопловой крышки. Построены временные зависимости изменения локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в областях особых точек и локальных максимумов интенсив-

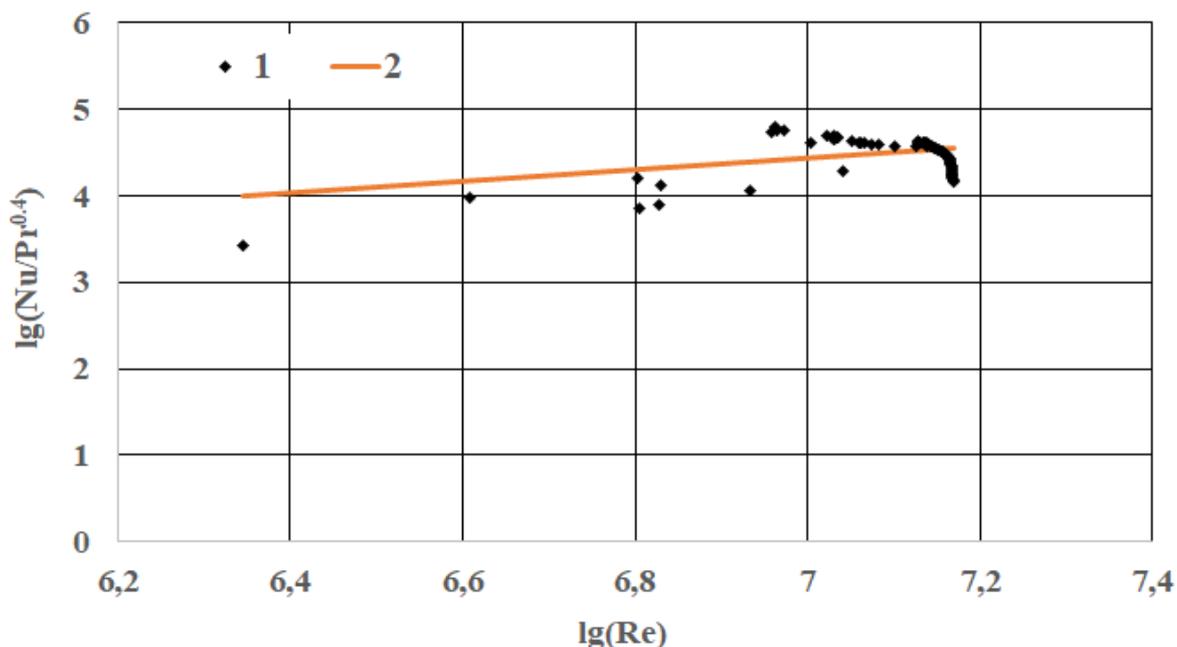


Рис. 5.23: Обобщенная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена на сопловом днище в областях входа потока в патрубки, справедливая для  $t \geq 0.004$  с, где: 1 – расчетные значения, 2 – критериальное уравнение.

ности теплообмена (вблизи входа потока газа в патрубки). Показана корректность сформированного обобщенного подхода для исследования и оценки теплового состояния элементов конструкции ЭУ в рамках нестационарного подхода, с учетом перемещения поверхности массопровода. Получены критериальные соотношения для оценки теплового потока в областях топологических особенностей на поверхности соплового дна и вблизи входа потока в газоходы.

## 5.2 Исследование внутрикамерных процессов в ПО КС ЭУ при работе установки на переходных режимах

Ряд конструктивных исполнений ЭУ [167, 298] предполагают управляемое изменение расхода рабочего тела с поверхности массоприхода за счет изменения давления в КС по заранее определенному закону, и, как следствие, изменения скорости вдува рабочего тела. Такого типа ЭУ относятся к управляе-

мым, а их работа [26, 226] характеризуется наличием ступенчатого (рис. 5.24) изменения давления – переходных режимов работы ЭУ. Рассмотрим влияние переходных режимов на внутрикамерные процессы в ПО КС ЭУ.

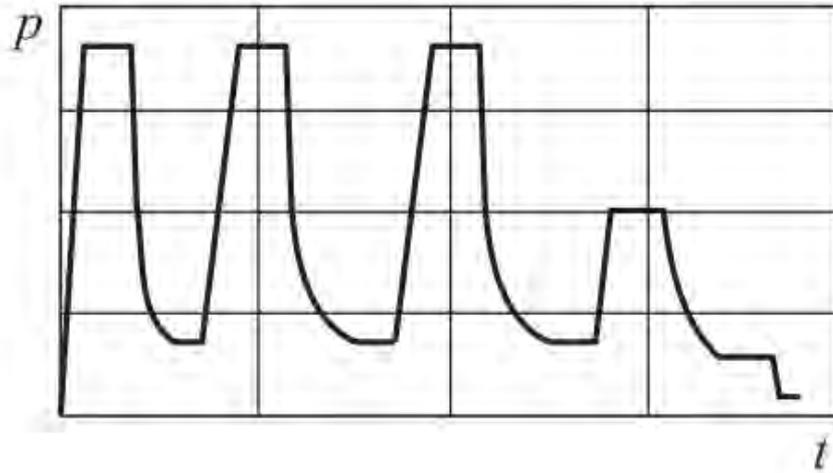


Рис. 5.24: Зависимость давления в КС от времени работы ЭУ [26].

Влияние нестационарности при работе установки на переходных режимах работы рассмотрим на примере четырехсопловой ЭУ с торцевой поверхностью массоприхода (рис. 5.25) и различным угловым положением газоходов.

Рабочее тело – газ с показателем адиабаты  $k = 1.2$  и температурой  $T = 2500$  К. Граничные условия определены следующим образом:

- На поверхности массоподвода ( $\Gamma 1$ ) задаются температура, функция давления от времени ( $T_0 = 2500 \div 3500$  К,  $p = f(t)$  Па).
- На твердых непроницаемых поверхностях ( $\Gamma 3$ ) задаются условия прилипания и непротекания ( $u = v = w = 0, \frac{\partial u_i}{\partial \mathbf{n}} = 0$ ).
- Между границей твердого тела (многослойная стенка) и газом ставится граничное условие IV рода ( $-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial \mathbf{n}}, T_w = T_g$ ).
- На выходе из патрубков ( $\Gamma 2$ ) задаются неотражающие граничные условия.
- На внешних поверхностях стенок КС ставится граничное условие III рода ( $-\lambda \frac{\partial T_w}{\partial \mathbf{n}} = \alpha(T_w - T_a)$ ).

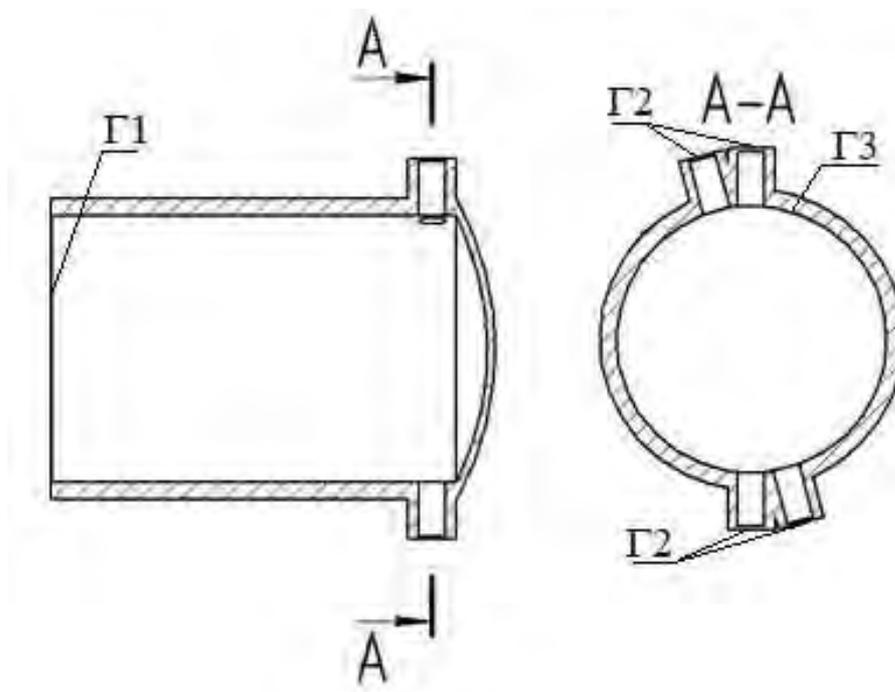


Рис. 5.25: Схема четырехсопловой ЭУ с торцевой поверхностью массоприхода.

Таблица 5.1: Изменение давления по времени на границе вдува

Время процесса, с	Давление, Па
0	$1 \cdot 10^5$
0.5	$5 \cdot 10^6$
1	$5 \cdot 10^6$
1.2	$8 \cdot 10^6$
2	$8 \cdot 10^6$
2.2	$5 \cdot 10^6$
2.5	$5 \cdot 10^6$

Дополнительно вводились геометрические допущения о равномерности вдува рабочего тела и отсутствии эрозионных и механических деформаций поверхности массоприхода. Дискретизация расчетной области производилась с использованием призматических элементов (шестигранников), общее количество которых составляло 5800000 элементов.

Рассмотрим особенности реализуемых течений в ПО ЭУ при ее работе на переходных режимах (рис. 5.26), временные зависимости параметров регулирования для рассматриваемых режимов приведены в Таблицах 5.1 – 5.4.

Полученные расчётные осциллограммы статического давления в КС для рассмотренных режимов работы представлены на рис. 5.27. Необходимо от-

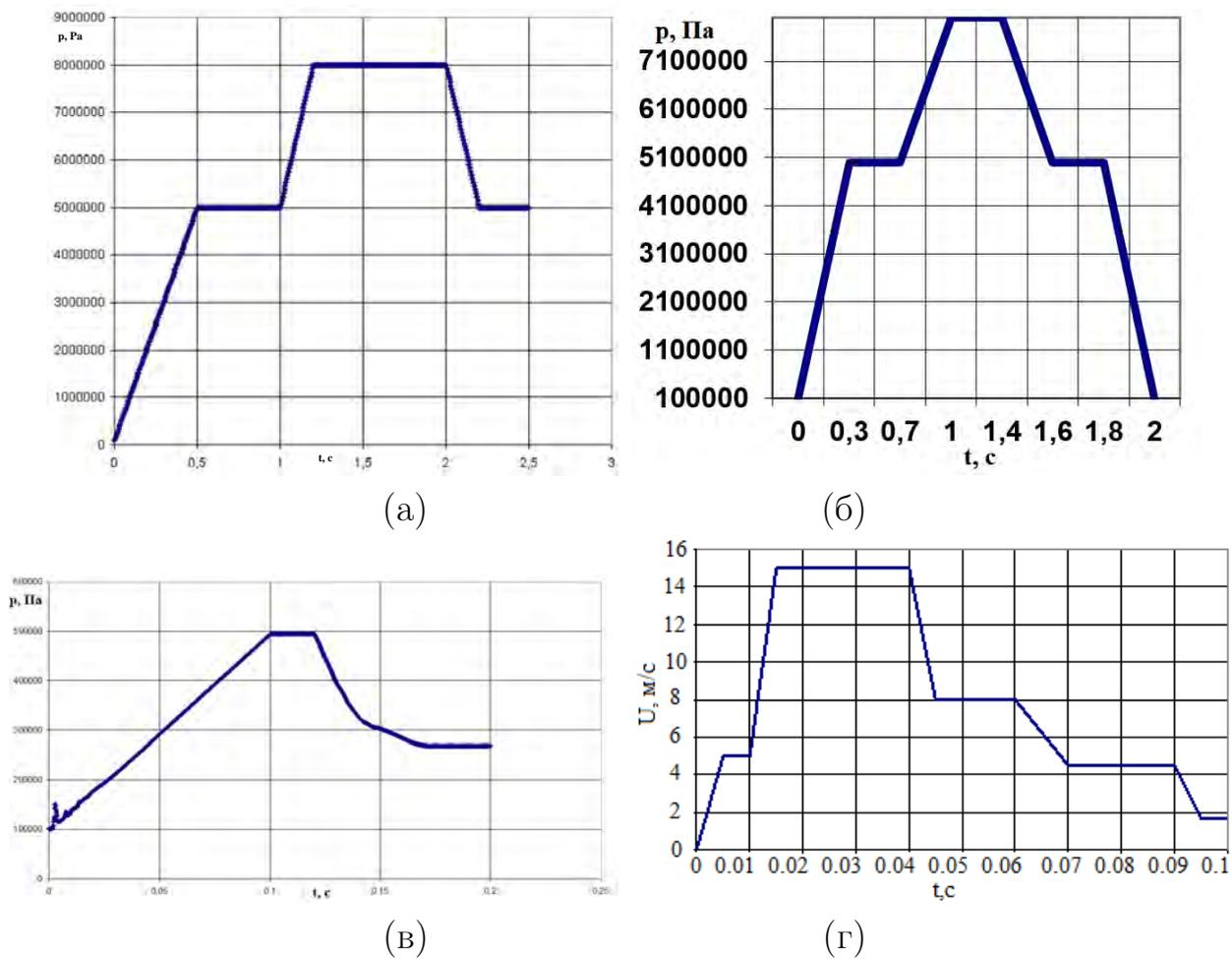


Рис. 5.26: График изменения газодинамических параметров на входной границе от времени при работе ЭУ на переходном режиме, расчетные случаи: (а) давления (табл. 5.1), (б) давления (табл. 5.2), (в) давления (табл. 5.3), (г) скорости (табл. 5.4).

Таблица 5.2: Изменение давления по времени на границе вдува

Время процесса, с	Давление, Па
0	$1 \cdot 10^5$
0.3	$5 \cdot 10^6$
0.7	$5 \cdot 10^6$
1	$8 \cdot 10^6$
1.4	$8 \cdot 10^6$
1.6	$5 \cdot 10^6$
1.8	$5 \cdot 10^6$
2	$1 \cdot 10^6$

Таблица 5.3: Изменение давления по времени на границе вдува

Время процесса, с	Давление, Па
0	$1 \cdot 10^5$
0.1	$5 \cdot 10^5$
0.12	$5 \cdot 10^5$
0.13	$4 \cdot 10^5$
0.15	$3 \cdot 10^5$
0.16	$2.8 \cdot 10^5$
0.175	$2.7 \cdot 10^5$
0.25	$2.7 \cdot 10^5$

Таблица 5.4: Изменение давления по времени на границе вдува

Время процесса, с	Скорость, м/с
0	0
0.005	5
0.01	5
0.015	15
0.04	15
0.045	8
0.06	8
0.07	4.5
0.09	4.5
0.095	1.7
0.1	1.7

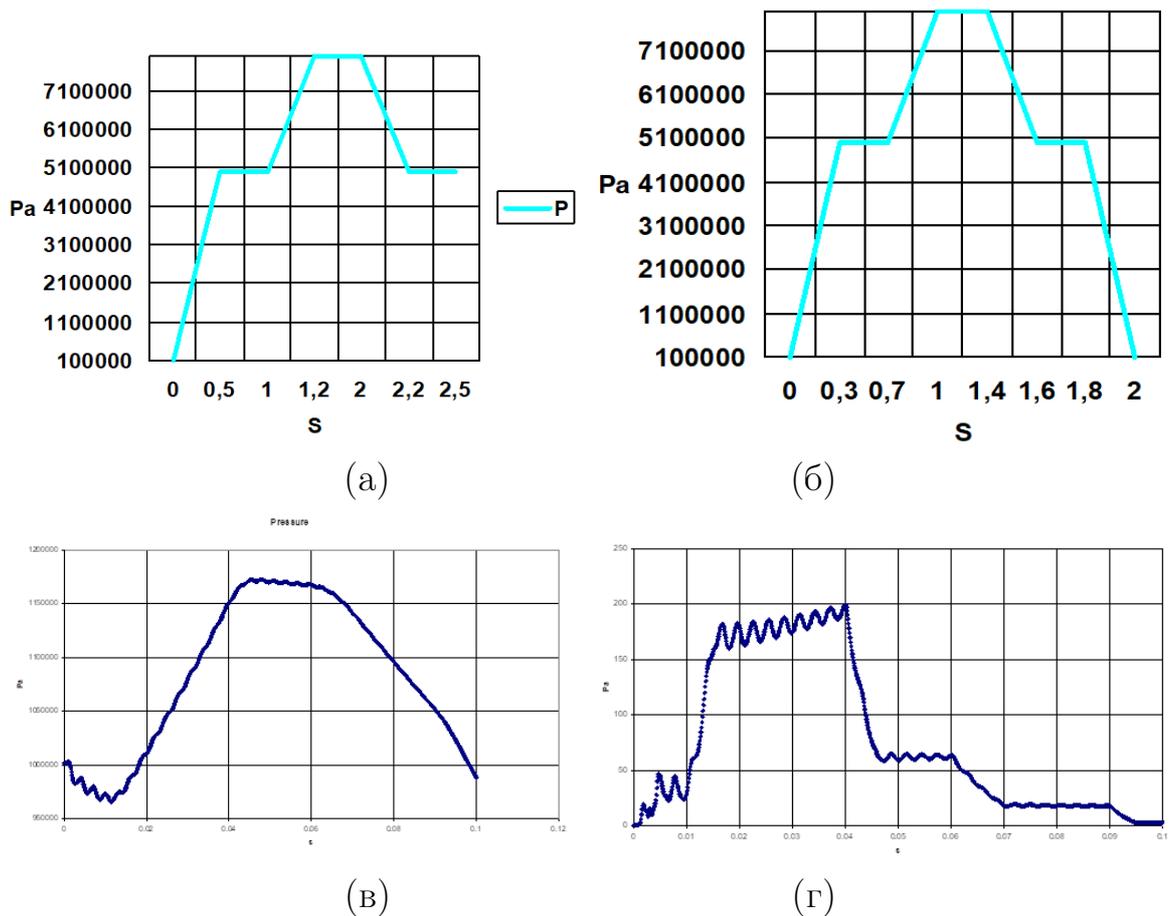


Рис. 5.27: График изменения давления при работе установки на переходном режиме для табл. 5.1 (а), табл. 5.2 (б), табл. 5.3 (в), табл. 5.4 (г).

метить, что для всех рассмотренных режимов изменения параметров регулирования характерна реализация ряда типичных особенностей.

Так рост давления в КС при смене режима работы ЭУ (рис. 5.26) приводит к формированию акустических возмущений в КС. В частности, в начальные моменты времени работы ЭУ ( $t = 0 \div 0.0005$ , табл. 5.1), переход от давления  $1 \cdot 10^5$  к  $1 \cdot 10^6$  приводит к формированию в КС волны сжатия. Визуализация распространения которой представлена на рис. 5.28.

Аналогичные приведенным на рис. 5.28 волновые процессы характерны для всех рассмотренных режимов работы ЭУ (Табл. 5.1-5.4) во время резкого подъема или сброса давления. Однако, для режима спада давления по экспоненциальной зависимости (Табл. 5.3) зафиксировано не только образование, но и отражение волны (рис. 5.29).

На всех рассмотренных режимах регулирования газодинамических параметров смена режима работы ЭУ (подъем или сброс давления) обуславливает

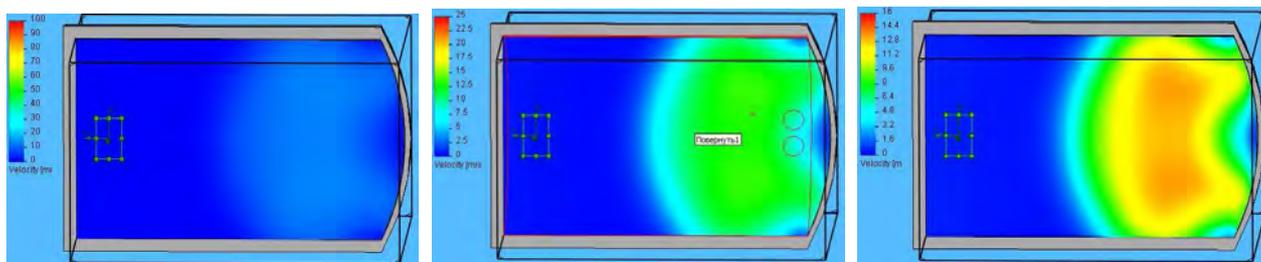


Рис. 5.28: Процесс установления поля скорости в КС в начальные моменты работы ЭУ  $t = 0 \div 0.5$ , табл. 5.1

перестройку структуры потока рабочего тела в камере (рис. 5.30). В частности, наблюдается искривление и уплотнение изолиний скорости. Отмеченное искривление изотак обусловлено скоростным напором, а уплотнение – работой установки на режиме подъема давления.

Как видно из распределения изотак (рис. 5.30), течение в КС перестраивается при изменении давления (скорости) на границе вдува, но, при этом, структура изотак вблизи соплового днища является инвариантной. Распределение изолиний скорости вблизи центра днища является характерным для критических точек вблизи не проницаемых поверхностей КС, а именно – для точек торможения.

Рассмотрим изменение поля скорости по длине камеры сгорания на участке подъема давления ( $t \leq 0.1$  с) на примере режима 3 (Табл. 5.3). Трансформация структуры потока в ПО ЭУ на режиме подъема давления – на рисунке 5.31, а перестройка профиля скорости в сечениях до и после патрубков для времени  $0 \leq t \leq 0.03$  приведена на рисунке 5.32.

Из рис. 5.31 видно, что в начальные моменты времени повышение давления на границе вдува приводит к формированию вблизи соплового днища локальных нестационарных зон низконапорных обратных течений. Наличие обратных течений приводит к формированию области смешения в ПО, локализованной по оси симметрии выходных газоходов. Формирование данных зон обусловлено описанными выше волновыми процессами. В процессе стабилизации течения наблюдается трансформация данных зон, характеризующаяся как постепенным их объединением, так и уменьшением их размеров. К моменту времени  $t = 0.005$  с наблюдается исчезновение зон обратных течений и стабилизация потока в конфигурации, близкой к квазистационарным течениям.

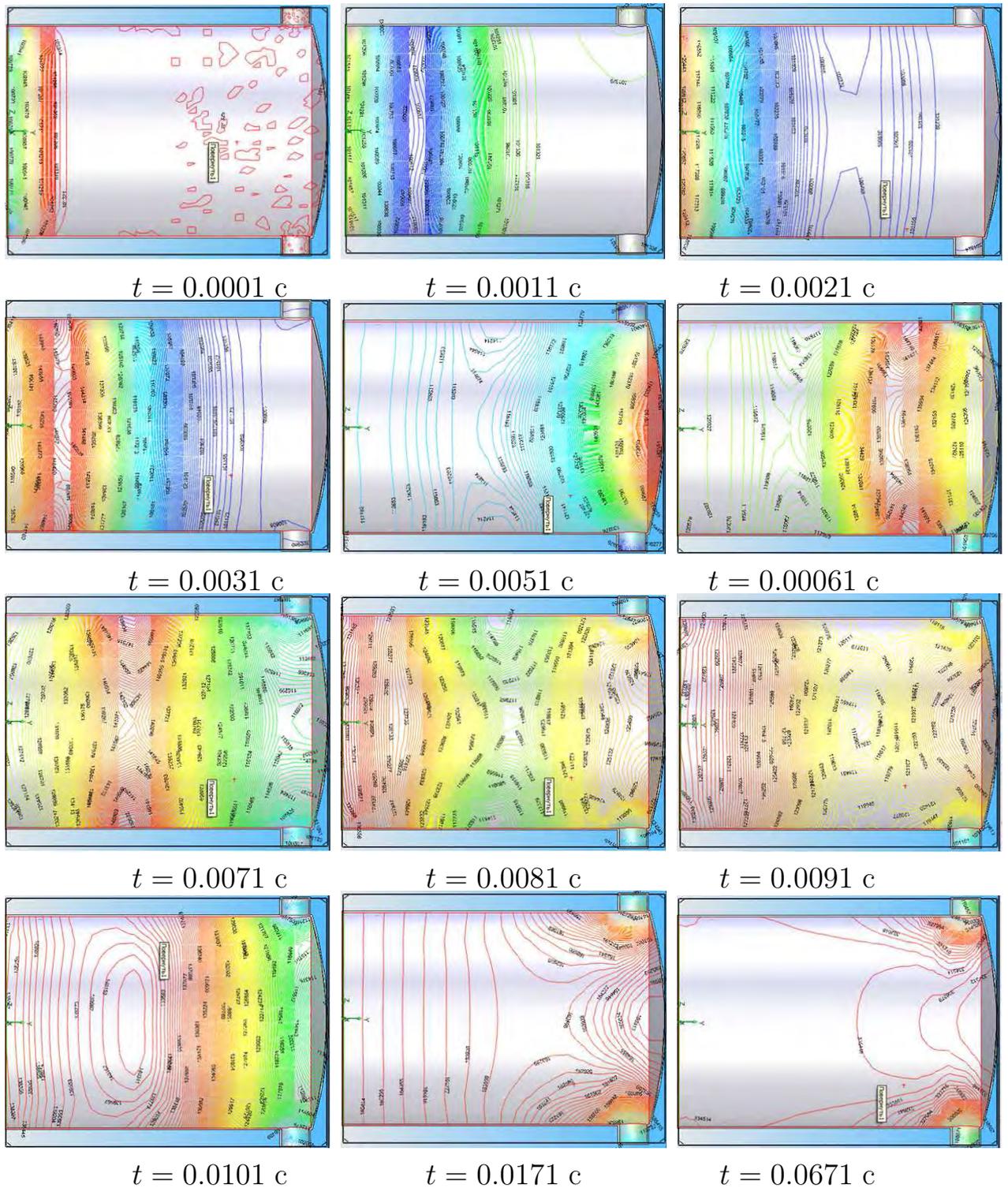
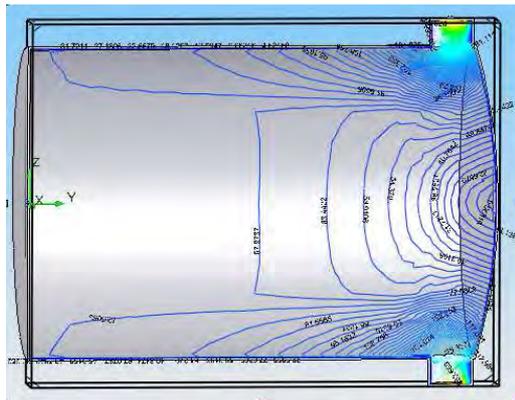
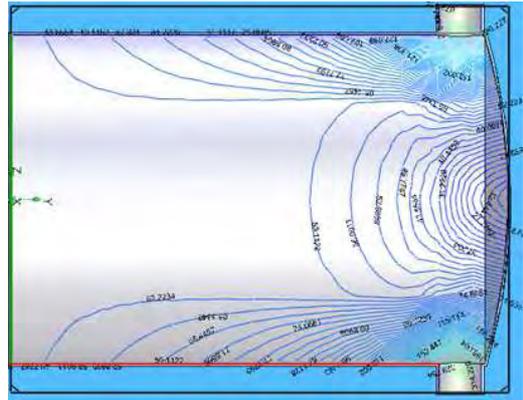


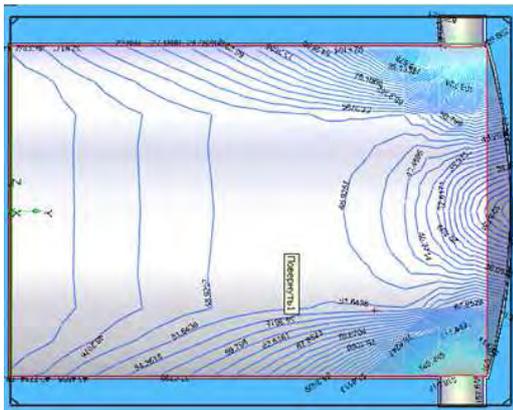
Рис. 5.29: Прямая волна и ее двойное отражения на участке экспоненциального спада давления (Табл. 5.3).



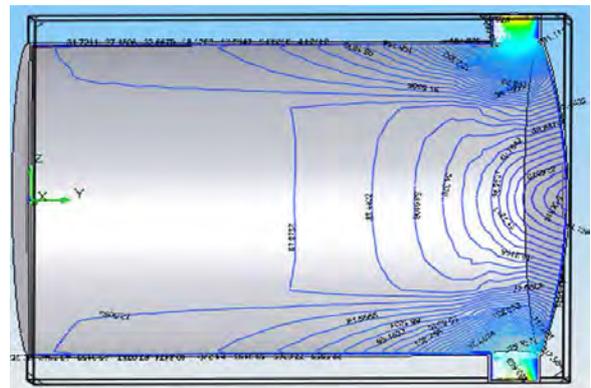
$t = 0.43 \text{ c}$



$t = 0.47 \text{ c}$



$t = 0.57 \text{ c}$



$t = 0.8 \text{ c}$

Рис. 5.30: Структура потока в ПО КС в виде изотоп (а) для различных моментов времени и структура потока вблизи сопловой крышки в виде линий тока (б)

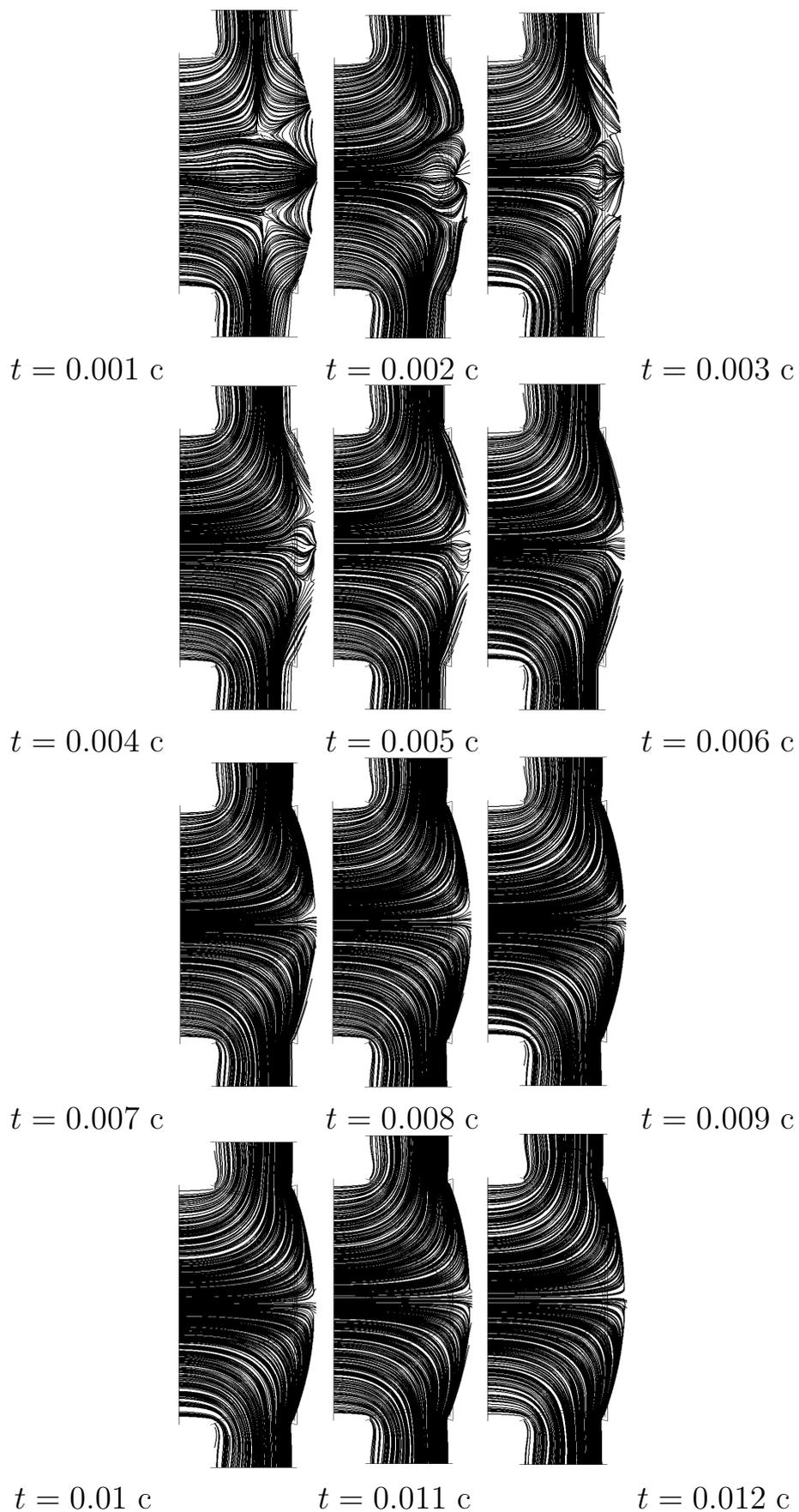
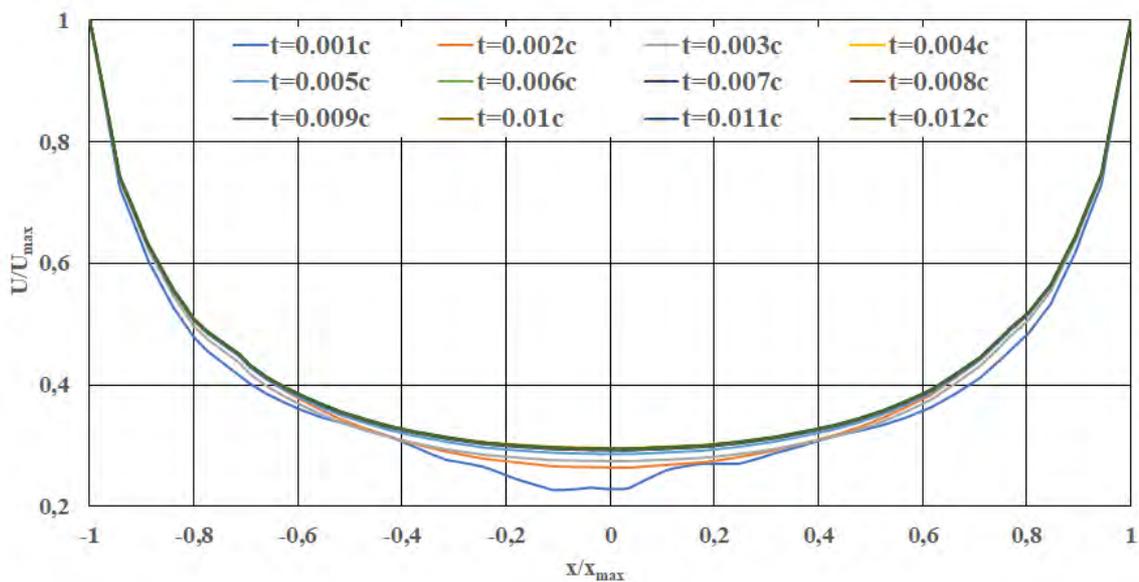
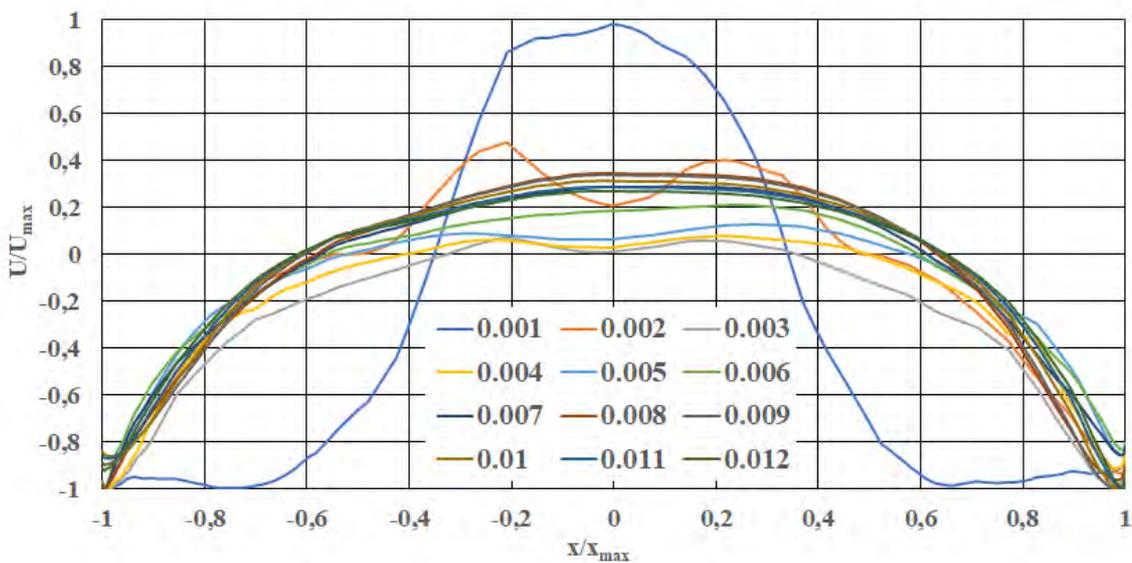


Рис. 5.31: Структура потока рабочего тела в ПО КС ЭУ для различных моментов времени



(а)



(б)

Рис. 5.32: Изменение профиля продольной составляющей скорости в сечениях перед патрубками (а) и за патрубками (б) при повышении давления на границе вдува

Трансформация профилей продольных составляющих скорости в ПО ЭУ сечениям до (рис. 5.32,а) и после патрубков (рис. 5.32,б) завершается переходом к автомоделным профилям к моменту времени  $t \leq 0.005$  с для сечения перед патрубками и  $t \leq 0.008$  с для сечения после патрубков (рис. 5.33).

Трансформация профиля продольной составляющей скорости по длине ПО (рис. 5.33, а) подтверждает вывод о наблюдающейся стабилизации течения и выравнивании профиля скорости для момента времени  $t \leq 0.005$  с от начала режима регулирования давления в КС.

Увеличение временной продолжительности процесса стабилизации профилей скорости в сечении за патрубками на 3 мс относительно аналогичного промежутка для сечения перед патрубками связано с выше описанными процессами формирования течения вблизи соплового дна, а именно – с образованием в начальные моменты работы ЭУ вблизи днища зон обратных течений.

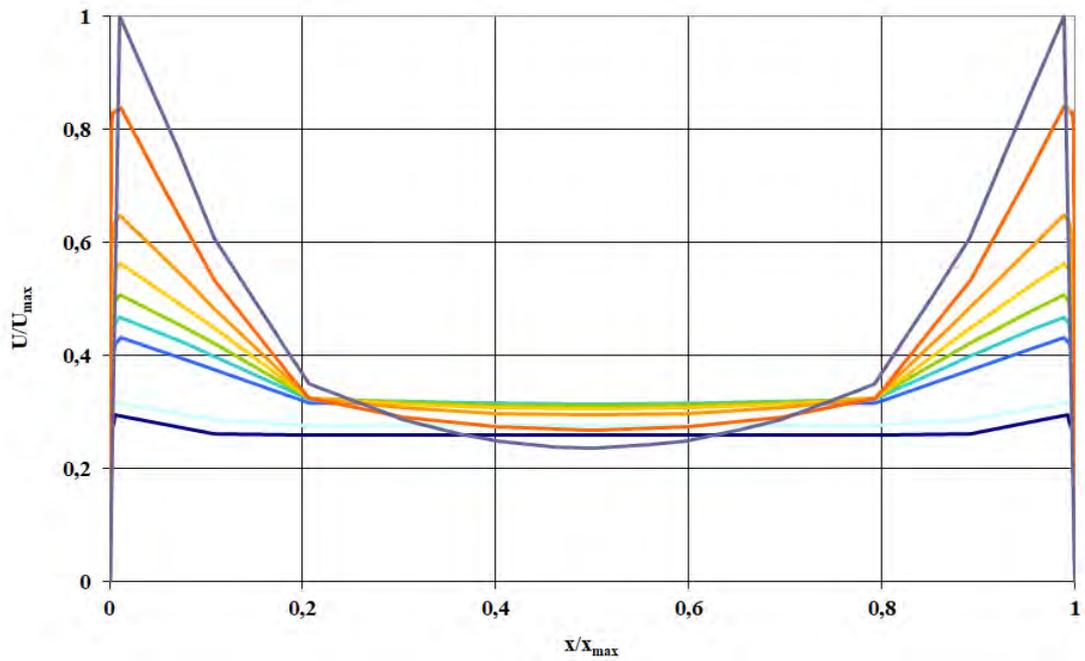
Особенности реализуемых режимов натекания ПС на поверхности соплового днища приведены на рисунке 5.34 в виде предельных линий тока.

Необходимо отметить, что центральная узловая точка ( $U_s$ , рис. 5.34) по своей локализации и типу (узел слияния) остается инвариантной к изменению давлений, что позволяет рассмотреть вопрос о применимости критериальных уравнений в центральной узловой точке при работе ЭУ на переходных режимах.

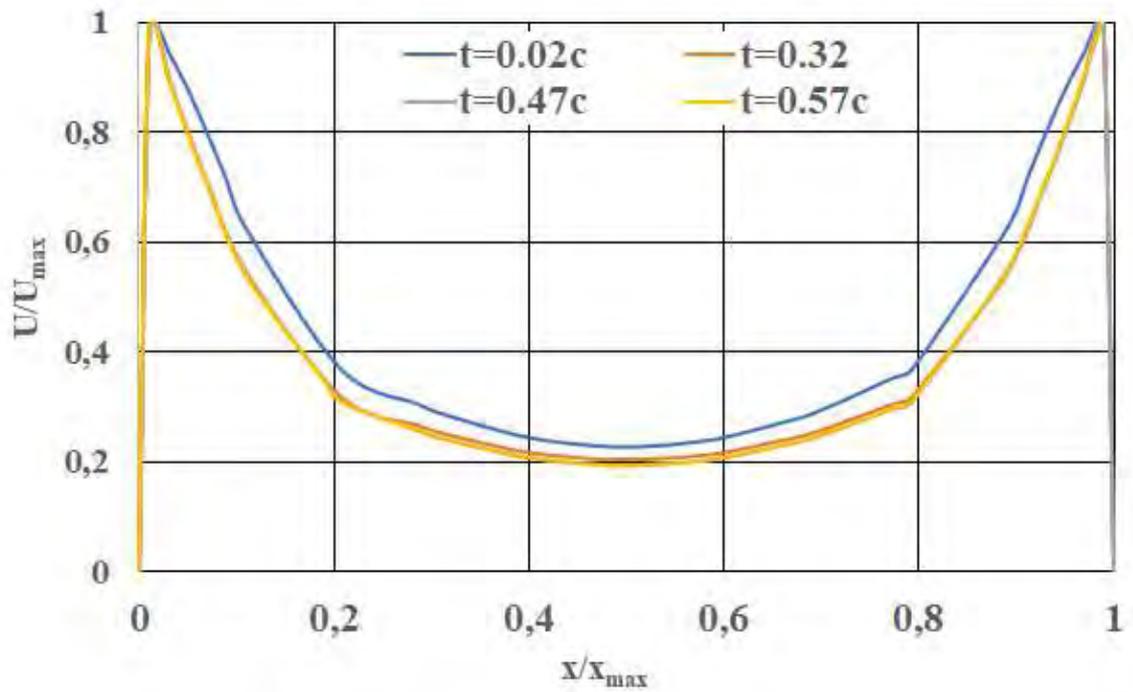
Также структура предельных линий тока на поверхности соплового дна характеризуется образованием четырех периферийных особых точек. Причем, в начальные моменты времени зафиксировано образование межпатрубковых периферийных особых точек типа «узел разделения», однако при стабилизации течения наблюдается оттеснение особых точек ближе к периферии крышки и их трансформация в седловые точки, описанные ранее для квазистационарной постановки.

Распределение полей коэффициента теплоотдачи по поверхности соплового днища для различных моментов времени приведены на рис. 5.35.

Из рис. 5.35 видно, что в области центральной узловой точки наблюдается экстремум (минимум) коэффициента теплоотдачи, локальные максимумы коэффициента теплоотдачи в процессе работы ЭУ приходятся на области газопроходов, что коррелируется с известными экспериментальными данными [324] и



(a)



(б)

Рис. 5.33: Трансформация профиля продольной составляющей скорости при движении по потоку в момент времени  $t = 0.57$  (а) и изменение профиля скорости в сечении перед патрубками (б) в процессе работы ЭУ

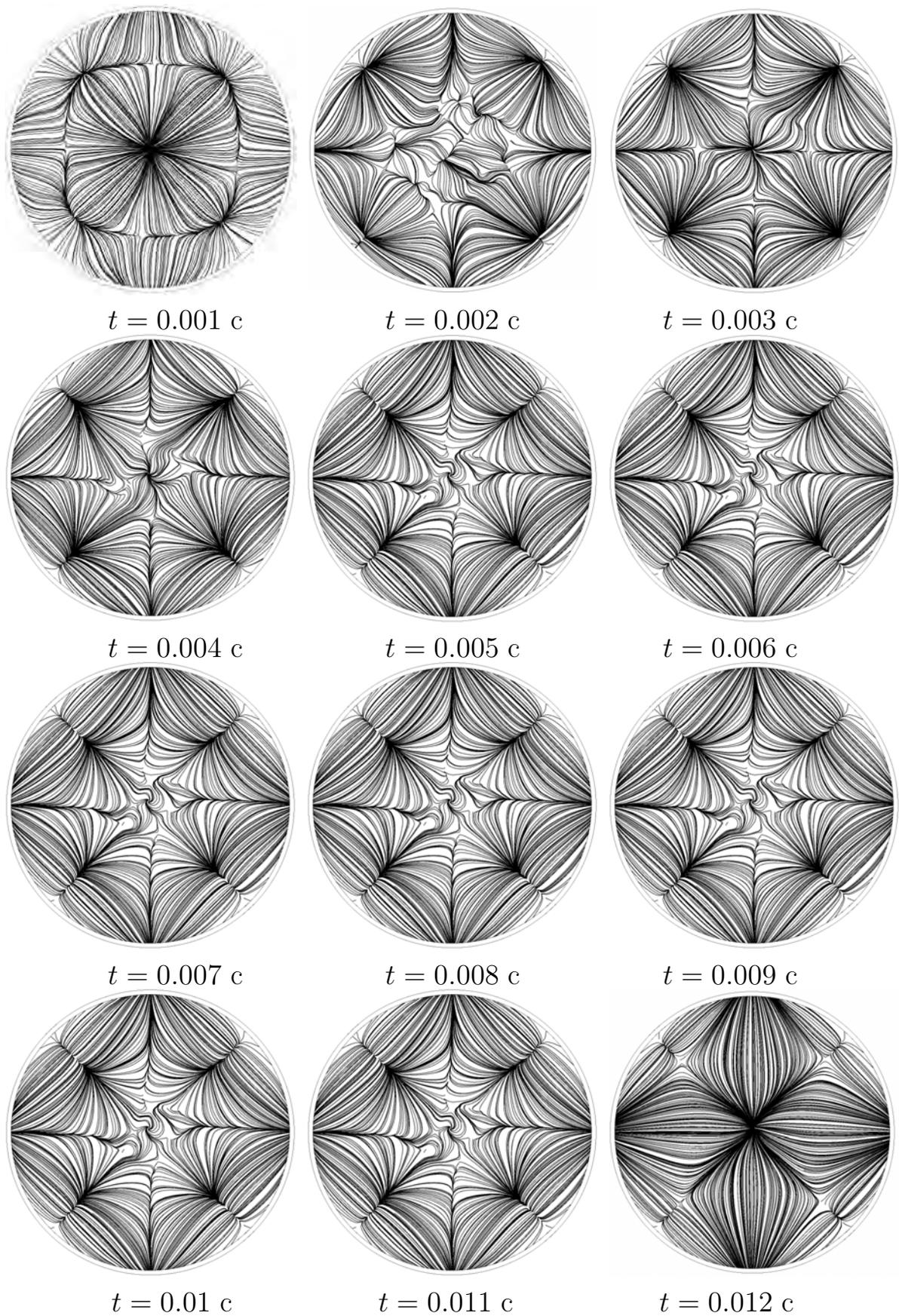


Рис. 5.34: Предельные линии тока на поверхности соплового днища

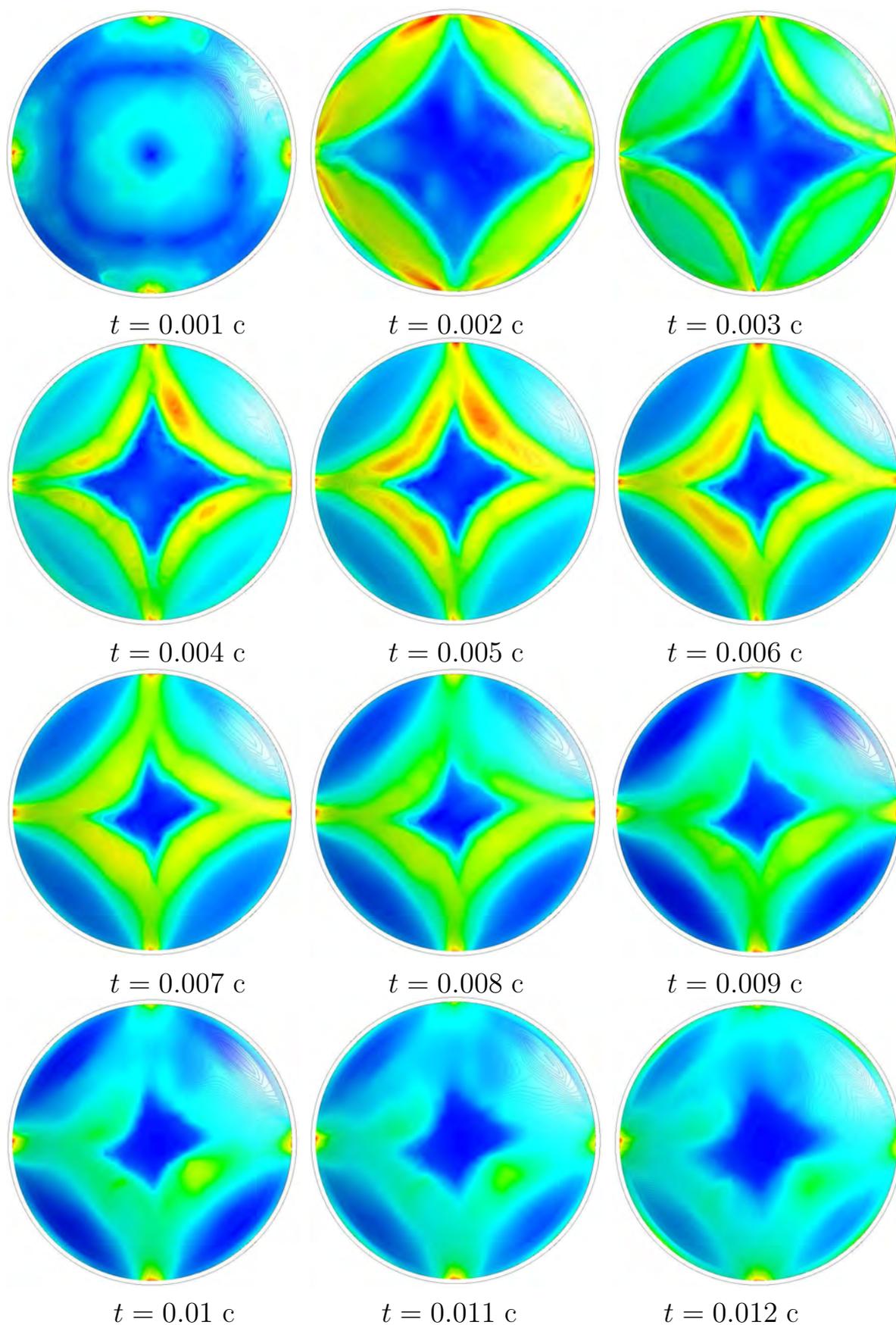


Рис. 5.35: Распределение полей коэффициента теплоотдачи по поверхности соплового днища

результатами моделирования внутрикамерных процессов в ЭУ в квазистационарной постановке. Также для всех рассмотренных моментов времени работы установки характерно увеличение коэффициента теплоотдачи в областях периферийных межпатрубковых седловых точек.

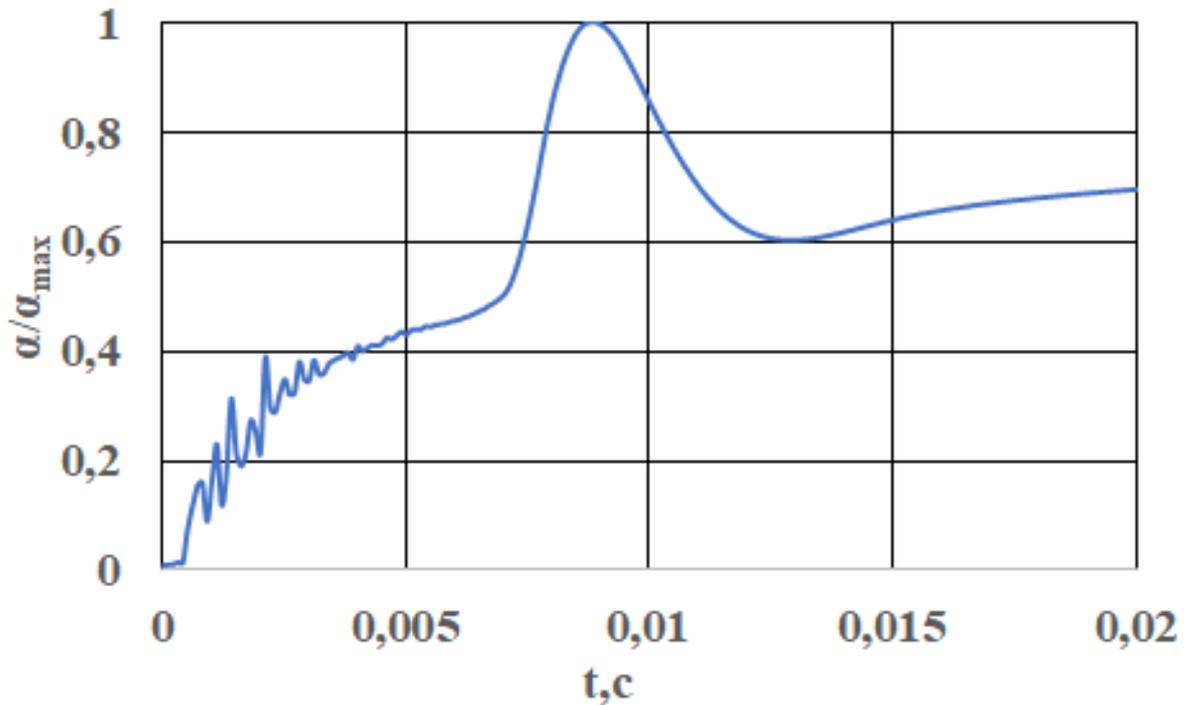


Рис. 5.36: Временная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена в центральной особой точке на сопловом дне.

В результате моделирования выявлены и построены временные зависимости изменения коэффициента теплоотдачи в центральной узловой точке (рис. 5.36), периферийных седловых точках (рис. 5.37) и областях входа потока в патрубки (рис. 5.38), а также временную зависимость изменения скорости вдува рабочего тела. Анализ полученных зависимостей позволил построить критериальные уравнения, справедливые для стабилизированного течения ( $t \leq 0.008c$ ) для оценки числа Нуссельта в: – центральной особой точке, при  $Re \in (4.3 \cdot 10^5 \div 1.3 \cdot 10^8)$ ,  $Pr \in (0.2 \div 0.9)$ , в виде  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 2.4, 0.45 и 0.4, соответственно – периферийных седловых точках при  $Re \in (4.3 \cdot 10^5 \div 1.3 \cdot 10^8)$ ,  $Pr \in (0.2 \div 0.7)$ , в виде  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ , где коэффициенты  $h, f, l$  определены как 31, 0.4 и 0.4, соответственно – в области входа потока рабочего тела в патрубок, при  $Re \in (4.3 \cdot 10^5 \div 1.3 \cdot 10^8)$ ,  $Pr \in (0.2 \div 0.7)$ , в виде  $Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$ , где

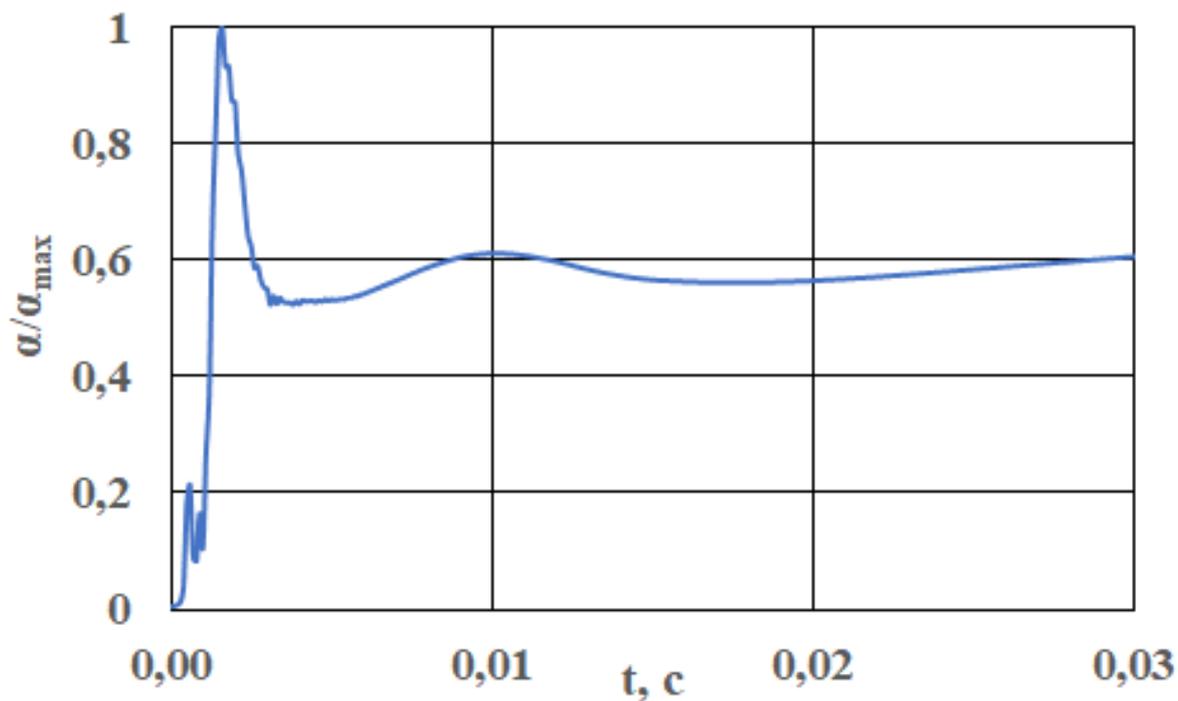


Рис. 5.37: Временная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена на сопловом днище в областях входа потока в патрубки.

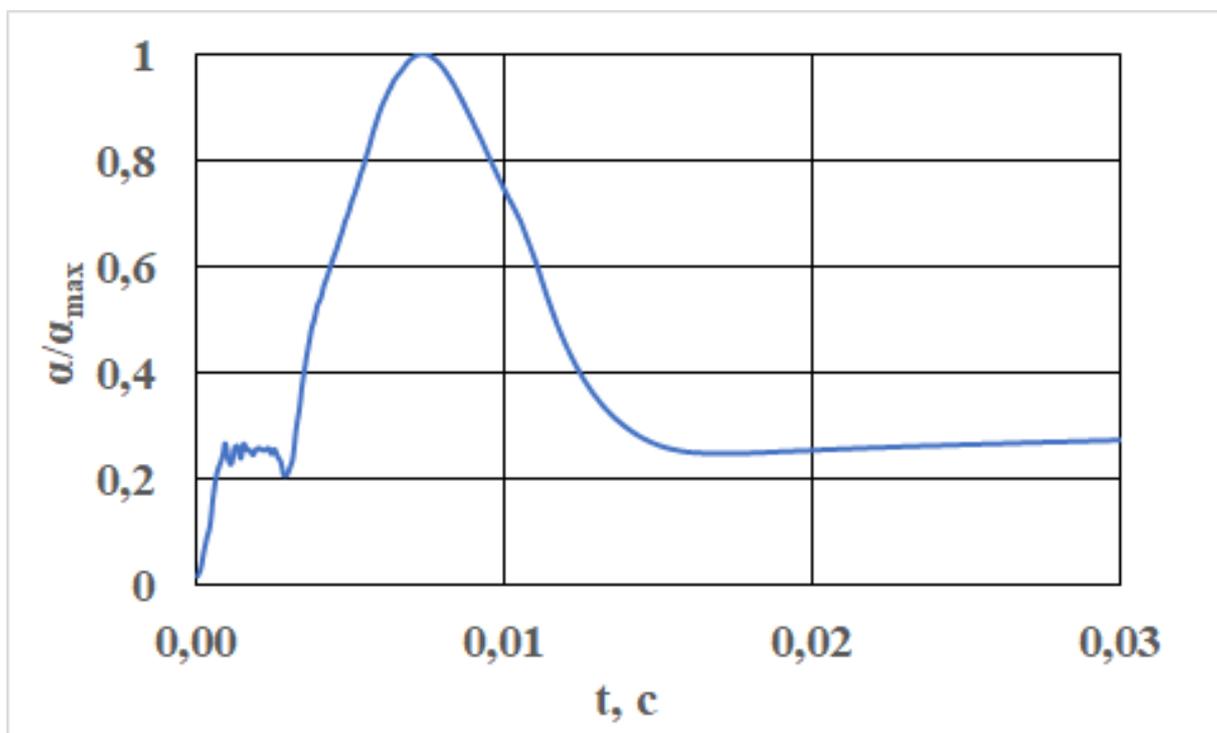


Рис. 5.38: Временная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена на сопловом днище в межпатрубковых областях (в области седловых точек).

коэффициенты  $h, f, l$  определены как 8.6, 0.55 и 0.4, соответственно

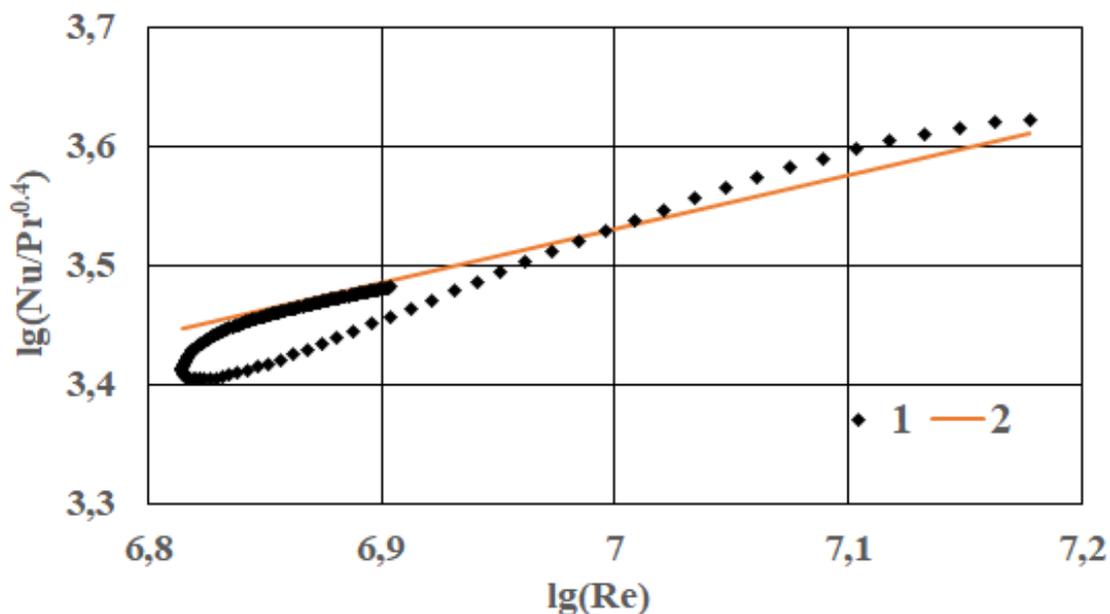


Рис. 5.39: Обобщенная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена в центральной особой точке на сопловом дне, справедливая для  $t \geq 0.005$  с, где: 1 – расчетные значения, 2 – критериальное уравнение.

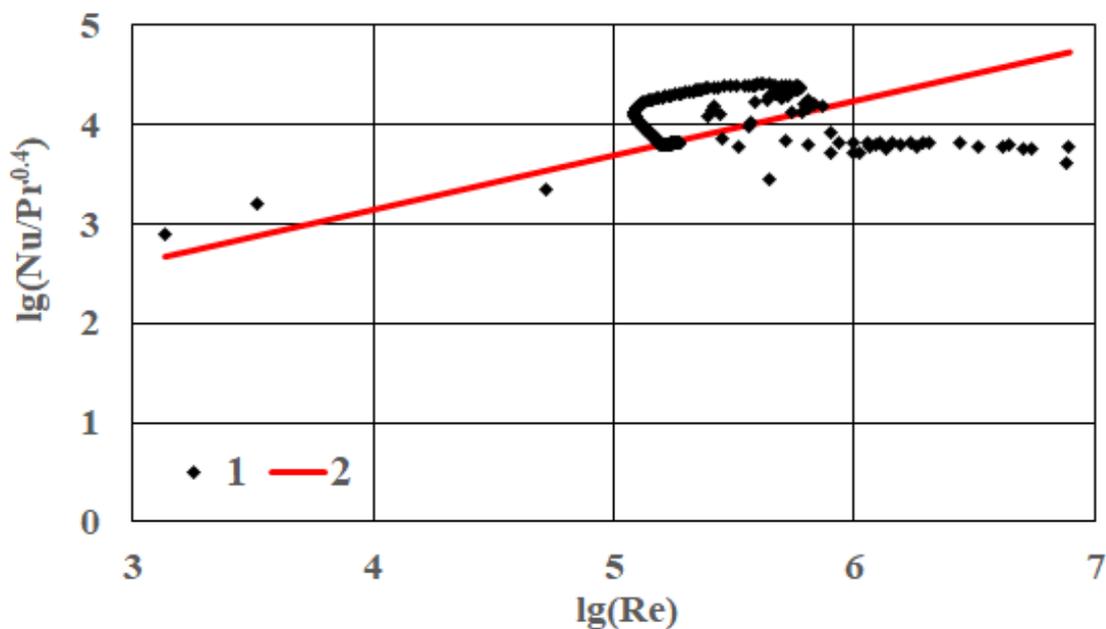


Рис. 5.40: Обобщенная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена в области периферийных седловых точек на сопловом днище, справедливая для  $t \geq 0.004$  с, где: 1 – расчетные значения, 2 – критериальное уравнение.

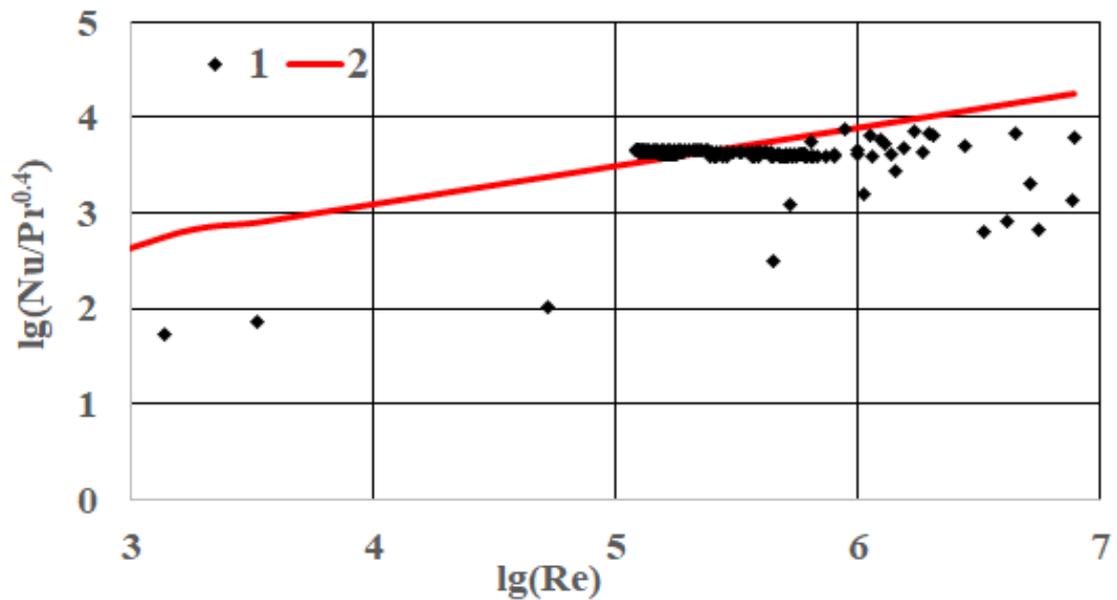


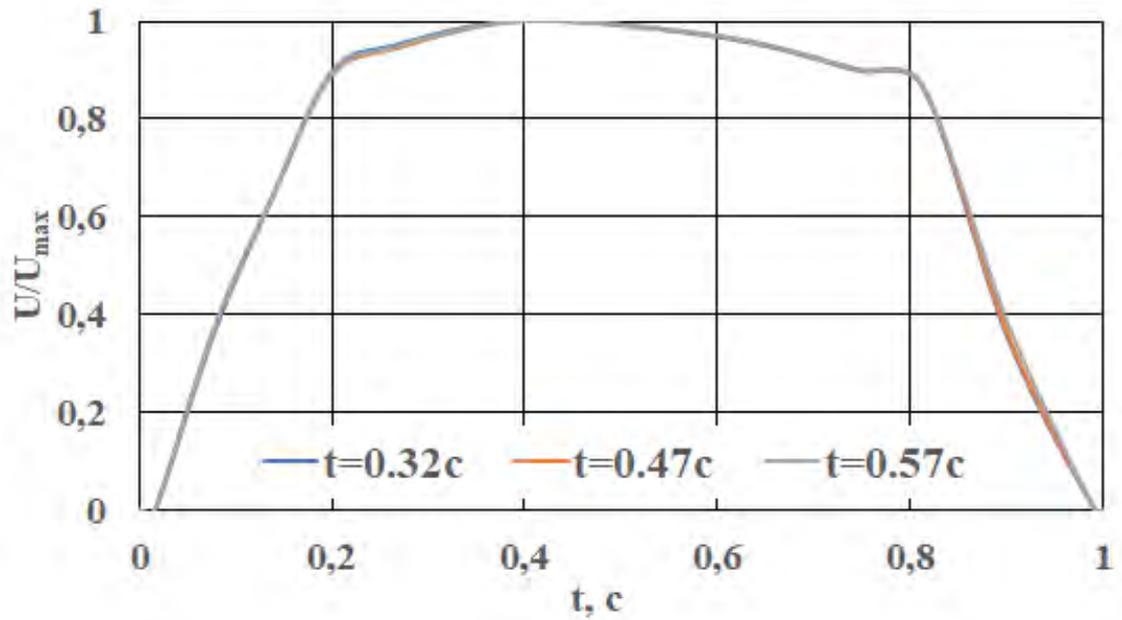
Рис. 5.41: Обобщенная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена на сопловом днище в областях входа потока в патрубки, справедливая для  $t \geq 0.004$  с, где: 1 – расчетные значения, 2 – критериальное уравнение.

Обобщенная зависимость безразмерного коэффициента теплообмена в центральной особой точке на сопловом дне приведена на рис. 5.39, в области периферийных седловых точек на сопловом днище представлена на рис. 5.40, а в областях входа потока в патрубки - на рис. 5.41. Показано, что предложенные зависимости удовлетворительно совпадают с расчетными данными, и их использование для стабилизированных участков работы ( $t \geq 0.004$  с,  $lg(Re) \leq 5.5$ ) целесообразно.

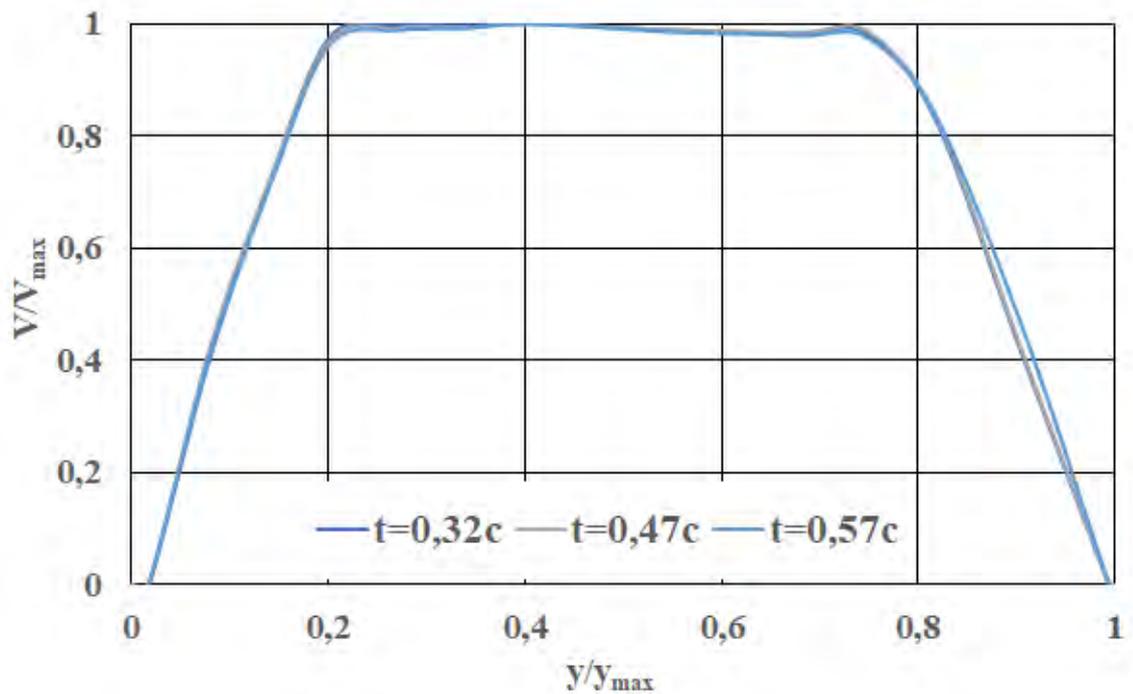
Профили скорости во входном и в выходном сечениях патрубков для различных моментов времени приведены на рисунке 5.42. Полученные профили, реализуемые как на участке подъема давления, так и на участке спада, автомодельны.

Из рис. 5.42 видно, что профили скорости в патрубках характеризуются некоторой не симметричностью во входном сечении. Необходимо отметить, что при движении по патрубкам профиль скорости выравнивается и становится равномерным. При этом угол наклона профиля скорости по длине патрубка не меняется ( $71^\circ$ ), то есть нарастание пристеночного вязкого подслоя не наблюдается.

Таким образом, проведены расчеты переходных режимов в энергетиче-



(a)



(б)

Рис. 5.42: Профили скорости во входном (а) и в выходном (б) сечениях патрубков.

ской установке. Получены профили скорости в ПО и на выходе из газоходов, показано, что происходит существенная перестройка профилей скоростей по длине ПО при работе силовой установки на переходном режиме. Выявлена, проанализирована и описана трансформация топологических особенностей

структуры потока в предсопловом объеме ЭУ при ее работе на переходных режимах. Показано, что поток вблизи патрубков стабилизируется по истечению 5 мс от начала режима регулирования (повышения/спада) давления, при этом стабилизация потока вблизи соплового днища происходит медленнее на 3 мс формирования локальных зон обратных и возвратных течений.

Построены временные зависимости изменения локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в областях особых точек и локальных максимумов интенсивности теплообмена (вблизи входа потока газа в патрубки и в межпарубковой зоне в области седловых точек). Показана корректность сформированного обобщенного подхода для исследования и оценки теплового состояния элементов конструкции ЭУ в рамках нестационарного подхода, при работе ЭУ на переходных режимах. Получены критериальные соотношения для оценки теплового потока в областях топологических особенностей на поверхности соплового дна и вблизи входа потока в газоходы.

### 5.2.1 Выводы по главе 5

В заключение, по рассмотренным выше результатам, можно отметить:

1. Выявлена, проанализирована и описана трансформация топологических особенностей структуры потока в предсопловом объеме при изменении геометрии канала массоподвода за счет движения поверхности вдува, а также при работе энергетической установки на переходных режимах (для участков подъема и сброса давления).
2. Показана корреляция результатов моделирования в рамках квазистационарного подхода с результатами расчетов, выполненных в рамках нестационарного подхода.
3. Зафиксировано, что структура потока вблизи соплового дна при учете движения поверхности массоприхода и при работе ЭУ на переходных режимах работы (в нестационарной постановке) сохраняет ряд топологических особенностей для всех расчетных случаев. Показано, что наличие и локализация узловой точки инвариантны по отношению к положению поверхности массоподвода. Получена зависимость числа Нуссельта

в центральной узловой точке – точке торможения, справедливая для любого положения поверхности массоподвода.

4. Выявлено и показано, что перестройка течения, обусловленная движением границ массоподвода, сопровождается увеличением плотности тепловых потоков в периферийной области ПО более чем в 2 раза, при этом после формирования отрывной зоны в области входа в сопло наблюдается стабилизация тепловых потоков вблизи сопловой крышки. Плотность теплового потока в центральной точке торможения при изменении геометрии канала массоподвода увеличивается более чем в 9 раз, что связано с катастрофой течения.
5. Построены временные зависимости изменения локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в областях особых точек и линий вблизи непроницаемых поверхностей. Получены критериальные соотношения для оценки теплового потока в областях топологических особенностей на поверхности соплового дна и непроницаемого торца канала массоподвода многосопловой ЭУ с цилиндрическо-щелевой формой поперечного сечения канала массоприхода.
6. Выявлена, проанализирована и описана трансформация топологических особенностей течения рабочего тела в ПО ЭУ при ее работе на переходных режимах. Получены профили скорости в ПО и на выходе из газоподводов, показано, что происходит существенная перестройка профилей скоростей по длине ПО при работе установки на переходном режиме. Показано, что поток вблизи патрубков стабилизируется по истечению 5 мс от начала режима регулирования (нагнетания/спада) давления, при этом стабилизация потока вблизи соплового днища происходит медленнее на 3 мс формирования локальных зон обратных и возвратных течений.
7. Исследована структура потока вблизи многосопловой крышки. Показано, что вне зависимости от конструктивных особенностей сопловой крышки, течение вблизи дна характеризуется наличием центральной узловой точки, линий растекания между газоподводами и несколькими, седловыми точками вблизи периферийной области крышки, образованными вследствие разворота потока.

8. Построены временные зависимости изменения локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в областях особых точек и локальных максимумов интенсивности теплообмена (вблизи входа потока газа в патрубки и в межпатрубковой зоне в области седловых точек). Получены критериальные соотношения для оценки теплового потока в областях топологических особенностей на поверхности соплового дна и вблизи входа потока в газоходы.
9. Выявлено, что максимальных значений тепловой поток достигает в области периферийных седловых точек для ЭУ с торцевым расположением газоходов и в области отрыва потока (межпатрубковые периферийные точки типа «седлофокус»/«неустойчивый фокус»), что коррелируется с распределением теплового потока по сопловому дну, полученному в рамках квазистационарного подхода. На основании обработки результатов вычислительных экспериментов получены критериальные уравнения для определения числа Нуссельта в центральной узловой точке соплового днища для различных схем многосопловых ЭУ.
10. Показана корректность предложенного обобщенного подхода для исследования и оценки теплового состояния элементов конструкции ЭУ в рамках нестационарного подхода, с учетом перемещения поверхности массоподвода и при работе ЭУ на переходных режимах.

# Глава 6      Методика      оценки интенсивности      теплообмена      в локальных пространственно-временных зонах КС ЭУ

Анализ особенностей газодинамических процессов в проточных трактах ЭУ позволяет выделить ряд конструктивных и газодинамических факторов, влияющих на реализуемый в данной камере сгорания режим течения рабочего тела (как газодинамический, так и тепловой). Как показано в главах 4,5 к таким параметрам можно отнести:

1. конструктивные особенности ЭУ;
2. тип и форма канала массоподвода;
3. характеристики рабочего тела;
4. закон движения/изменения поверхности массоприхода.

При этом, первые два пункта выше обозначенных параметров можно объединить в группу геометрических характеристик, а третий и четвертый пункты, по сути, сводится к определению начальных полей теплофизических величин в канале массоприхода и его геометрии. Систематизация и обобщение выявленных особенностей течений газа в проточных трактах КС энергетических установок различного исполнения позволяет выделить основные конструктивные элементы, геометрические характеристики которых существенно влияют на организацию внутрикамерных процессов:

1. Конструктивная схема соплового блока:

- количество сопел;
- схема расположения сопла/сопел;
- тип сопла/сопел;

## 2. Конструктивная схема ПО КС:

- загроможденность ПО;
- наличие/отсутствие поверхностей массоприхода в трактах ПО КС;
- наличие/отсутствие непроницаемых поверхностей каналов массоподвода;
- наличие/отсутствие заманжетных полостей;
- геометрические характеристики ПО КС;
- наличие/отсутствие элементов потокоотклонения;
- конструктивная схема соплового дна.

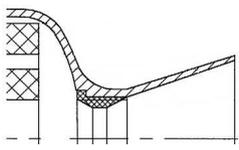
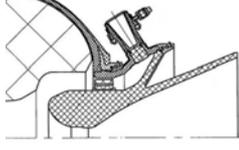
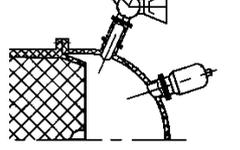
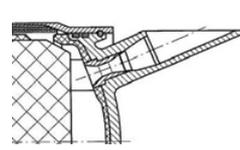
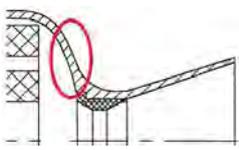
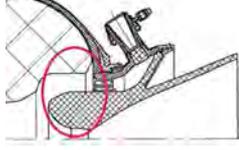
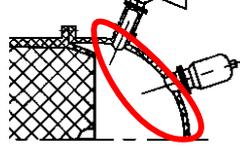
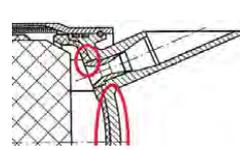
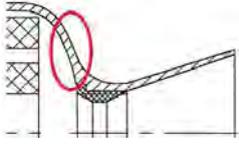
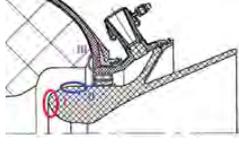
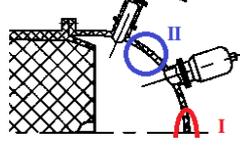
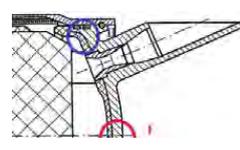
## 3. Характеристики канала массоподвода:

- тип закона вдува газа и движения поверхностей массоподвода;
- форма поперечного сечения канала массоподвода.

Согласно выше приведенным геометрическим характеристикам обобщение результатов численного моделирования с анализом топологических и обусловленных предысторией потока, теплофизических особенностей течения рабочего тела в проточных трактах КС ЭУ приводится в виде матрицы влияния блока параметров. Так, связь между конструктивным исполнением элементов соплового блока и реализуемыми вблизи данных элементов тепловыми и газодинамическими режимами течений газа приведена в табл. 6.1.

Однако, для корректного применения матрицы взаимовлияния конструктивных особенностей соплового блока на его газодинамику и тепловой режим (табл. 6.1) необходима также информация о применяемой конструктивной схеме ЭУ, о форме поверхности массоподвода, условиях вдува газа и характере движения (при его осуществлении) поверхности массоподачи. Влияние конструктивных параметров ЭУ на газодинамику и теплообмен в проточных

Таблица 6.1: Матрица влияния конструктивных особенностей соплового блока на его газодинамику и тепловой режим

Конструкция	Сопловой блок			
	Односопловая схема		Многосопловая схема	
	Расположение сопел			
	Внешнее	Утопленное	Торцевое	Радиальное
				
				
седловая точка и область отрыва потока	Узловая точка	Межпатрубковые седловые точки и центральный узел	Центральный узел	
				
				
$Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$	Зона I			
	$h = 24, f = 0.25, l = 0.4$	$h = 1.31, f = 0.864, l = 0.12$	$h = 4.5, f = 0.5, l = 0.3$	$h = 0.18, f = 0.57, l = 0.4$
	$\forall Re \in$			
	$(1.2 \div 3) \cdot 10^5$	$(0.1 \div 5.3) \cdot 10^5$	$(0.1 \div 5) \cdot 10^5$	$(1.2 \div 3) \cdot 10^5$
	Зона II			
		$h = 0.1, f = 0.2, l = 0.15$	$h = 4.5, f = 0.5, l = 0.33$	$h = 24, f = 0.25, l = 0.4$
$\forall Re \in$				
	$(3.4 \div 4.5) \cdot 10^5$	$(0.1 \div 5.35) \cdot 10^5$	$(1.2 \div 3) \cdot 10^5$	

трактах установки наглядно представлено в матрице взаимовлияния применяемой конструктивной схемы КС на газодинамику и теплообмен в проточных трактах ЭУ (Табл. 6.2).

Влияние формы канала массоподвода на внутрикамерные процессы в ЭУ рассмотрено в параграфе 4.2.2. Поскольку показано, что течение в каналах определяет предысторию потока и существенно влияет на внутрикамерные процессы в ПО КС единого критериального уравнения для различных форм каналов массоприхода не существует. Однако, без уточнения конкретного типа рассмотренного канала подачи массы, использование предложенных матриц взаимовлияния конструктивных параметров затруднительно. Кроме того, при структурировании матриц по предложенным в начале данной главы конструктивным признакам наблюдается дублирование ряда соотношений. Поэтому целесообразно построение единой, включающей все рассмотренные конструктивные, внутрикамерные и рабочие параметры КС ЭУ матрицы. Однако, с учетом многообразия существующих конструктивных решений, удобным представляется предварительное группирование ЭУ (рис. 6.1).

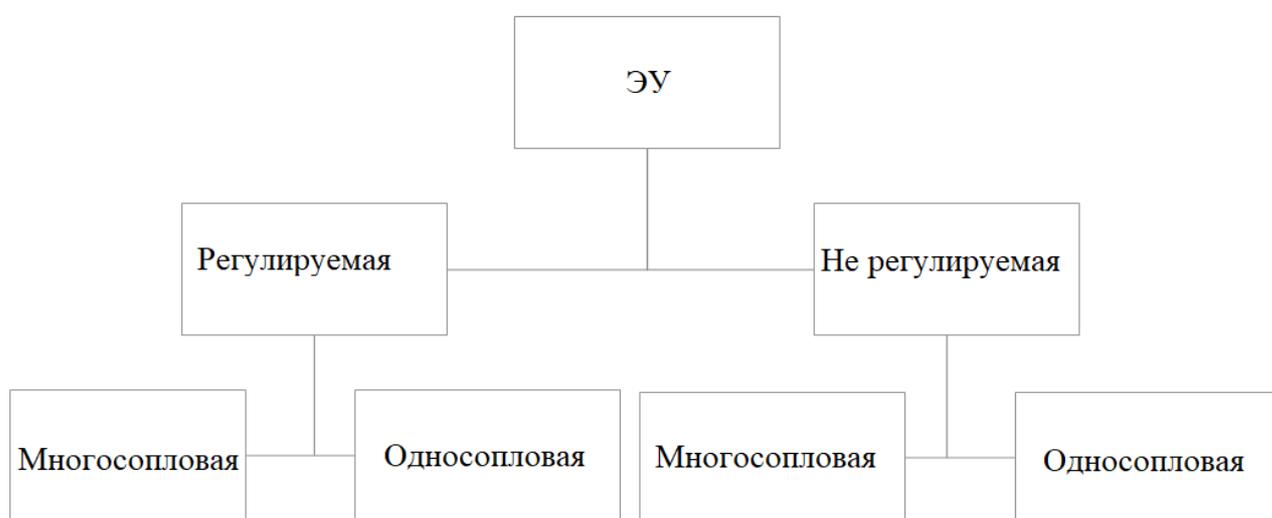
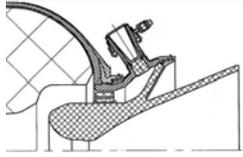
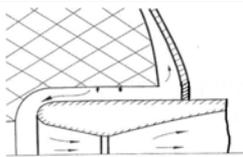
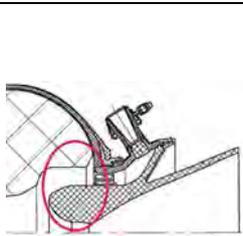
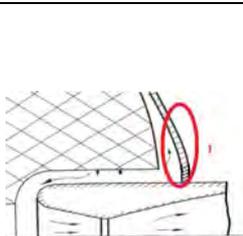
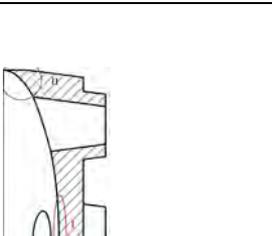
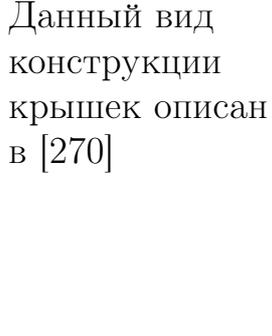
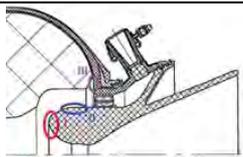
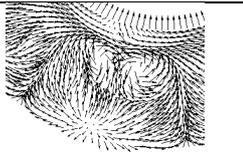
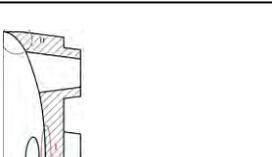


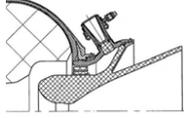
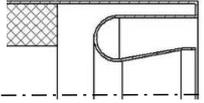
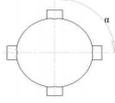
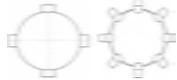
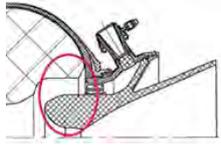
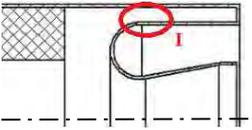
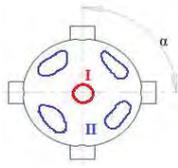
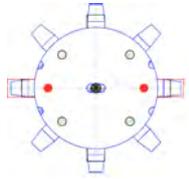
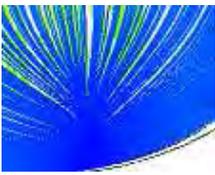
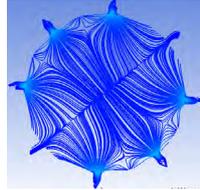
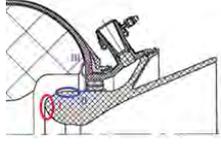
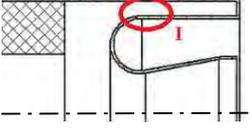
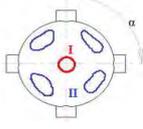
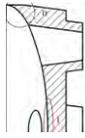
Рис. 6.1: Предложенная для формирования матрицы взаимовлияния классификация ЭУ.

Согласно предложенной классификации (рис. 6.1) все рассмотренные выше конструктивные исполнения ЭУ можно отнести к двум основным группам – регулируемые и нерегулируемые. Целесообразным представляется формирование матриц взаимовлияния конструктивных и рабочих параметров ЭУ на реализуемый в КС тепловой режим для этих основных типов. Так матри-

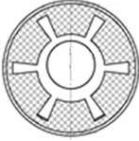
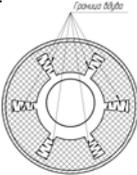
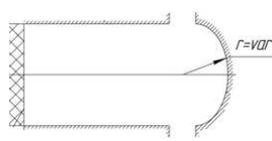
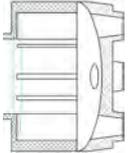
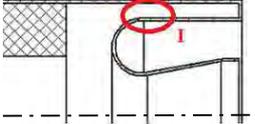
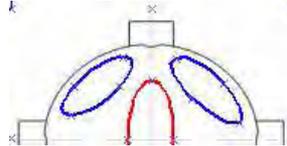
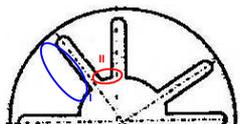
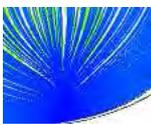
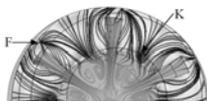
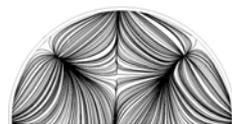
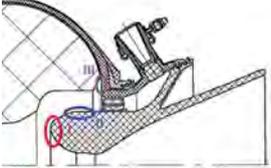
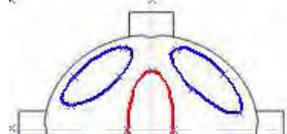
Таблица 6.2: Матрица влияния применяемой конструктивной схемы ЭУ на газодинамику и теплообмен в проточных трактах КС

Конструкция	Предсопловой объем			
	Односопловая схема		Многосопловая схема	
	Загромождение			
ПУС	ПУС с за- манжетной полостью	С потокооткло- нителями	Без потокоот- клонителей	
				
			Данный вид конструкции крышек описан в [136, 159, 160, 162, 163, 270]	
Узловая точка	Узловая точка, фокус и седло- вые точки	Данный вид конструкции крышек описан в [270]	Седловые точ- ки и централь- ный узел	
				
				
$Nu = f \cdot Re^f \cdot Pr^E$	Зона I		Зона I	
	$Nu = 2 \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{0.6} \cdot K_g^{0.37}$ $\forall Re \in ((1 \div 2.18) \cdot 10^7), K_g \in (0.01 \div 1)$	$St = 0.26 \cdot (r/R)^2 + 0.08 \cdot (r/R) + 0.24$ $St_{max} = \frac{\alpha}{c_p \rho u} \approx 0.21$	Данный вид конструкции крышек более не применяется [270]	
$Nu = f \cdot Re^f \cdot Pr^E$	Зона II		Зона II	
	$h = 0.1, f = 0.2, l = 0.15$ $\forall Re \in ((3.4 \div 4.5) \cdot 10^5)$		$hu = 0.18, f = 0.57, l = 0.4$ $\forall Re \in ((0.1 \div 5) \cdot 10^5)$	
	$h = 0.1, f = 0.2, l = 0.15$ $\forall Re \in ((3.4 \div 4.5) \cdot 10^5)$		$h = 24, f = 0.25, l = 0.4$ $\forall Re \in ((1.2 \div 3) \cdot 10^5)$	

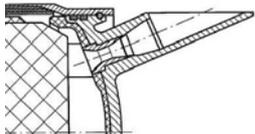
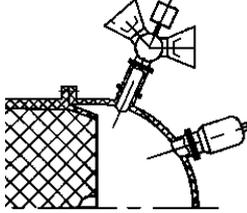
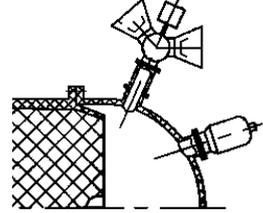
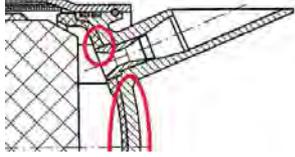
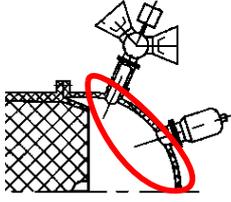
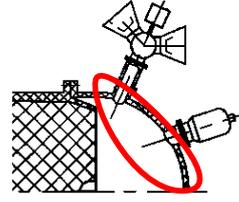
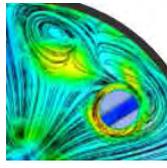
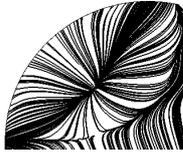
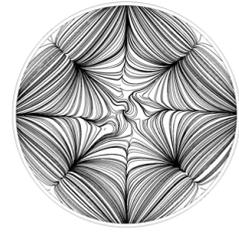
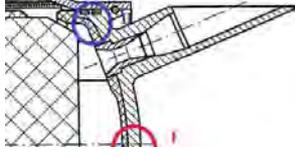
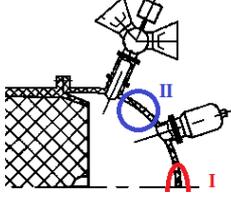
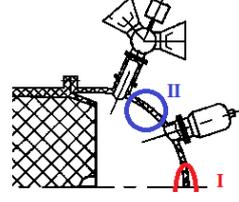
Продолжение таблицы 6.2

Конструкция	Предсопловой объем			
	Односопловая схема		Многосопловая схема	
Геометрические характеристики ПО КС				
ПУС с размещением канала массоприхода в надсопловом пространстве	ПУС без заполнения надсоплового пространства	Влияние углового положения патрубков	Влияние количества патрубков	
				
Зоны влияния				
Типы особенностей	Узловая точка	Узловая точка	Узловая и седловая точки	Узловая и седловая точки
				
$\alpha_{max}$				
$Nu = f \cdot Re^f \cdot Pr^l$	Зона I			
	$h = 1.31, f = 0.864, l = 0.12$	$h = 0.1, f = 0.31, l = 0.1$	$Nu = -0.00047 \alpha^3 + 1.5443 \alpha^2 - 149.45 \alpha + 4626.2$	$Nu = 4.5 \cdot \left(\frac{4}{N}\right) \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.33}$
	$\forall Re \in$			
	$(0.1 \div 5.3) \cdot 10^5$	$(0.3 \div 50) \cdot 10^5$	$(0.3 \div 50) \cdot 10^5$	$(0.1 \div 10) \cdot 10^5$
	Зона II			
$h = 0.1, f = 0.2, l = 0.15$		$Nu = -0.00048 \alpha^3 + 1.5782 \alpha^2 - 152.44 \alpha + 4718.7$	$Nu = 4.5 \cdot \left(\frac{4}{N}\right) \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.33}$	
$\forall Re \in$				
$(3.4 \div 4.5) \cdot 10^5$	257	$(0.3 \div 50) \cdot 10^5$	$(0.1 \div 10) \cdot 10^5$	

Продолжение таблицы 6.2

Конструкция	Предсопловой объем			
	Односопловая схема		Многосопловая схема	
	Геометрические характеристики ПО КС			
<p>Линейное смещение сопла</p> 	<p>Непринципиальный торец канала массоподвода</p> 	<p>Кривизна днища</p> 	<p>Непринципиальный торец канала массоподвода</p> 	
				
<p>Узловая точка</p> 	<p>Узловая точка и фокус</p> 	<p>Узловые и седловые точки</p> 	<p>Узловая точка и фокус отрыва</p> 	
				
$\alpha_{max}$ $h \cdot Re^l \cdot Pr^l$ $Nu = h \cdot Re^l \cdot Pr^l$	Зона I			
	$h = 1.31, f = 0.864, l = 0.12$	$h = 0.87, f = 0.811, l = 0.2$	$h = 4.5, f = 0.5, l = 0.3$	$h = 3.8, f = 0.37, l = 0.4$
	$\forall Re \in$			
	$(0.1 \div 5.3) \cdot 10^5$	$(0.1 \div 6.5) \cdot 10^5$	$(0.1 \div 5) \cdot 10^5$	$(0.8 \div 1.8) \cdot 10^5$
	Зона II			
	$h = 1.2, f = 0.8694, l = 0.12$		$h = 4.5, f = 0.5, l = 0.33$	
$\forall Re \in$				
$(3.1 \div 6.5) \cdot 10^5, \xi = 0.5$		$(0.1 \div 53) \cdot 10^4$		

Продолжение таблицы 6.2

Конструкция	Многосопловая ЭУ		
	Стационарный участок		Нестационарные режимы
	Радиальное расположение сопел	Торцевое расположение сопел	Переходные режимы работы ЭУ
			
			
Неустойчивый узел, седло-фокус	Неустойчивый узел, седло	Узел слияния, периферийные особые точки	
			
$\alpha_{max}$			
$Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$	Зона I		
	$h = 1.05, f = 0.78, l = 0.4$	$h = 28.2, f = 0.495, l = 0.4$	$h = 2.4, f = 0.45, l = 0.4$
	$\forall Re \in$		
	$(0.324 \div 141) \cdot 10^3, Pr \in (0.2 \div 0.7)$	$(2.37 \div 147) \cdot 10^5, Pr \in (0.2 \in 0.7)$	$(0.43 \div 130) \cdot 10^6, Pr \in (0.2 \div 0.7), t \leq 8 \text{ мс}$
	Зона II		
$h = 2493, f = 0.2063, l = 0.4$	$h = 0.48, f = 0.68, l = 0.4$	$h = 31, f = 0.4, l = 0.4$	
$\forall Re \in$			
$(0.23 \div 141) \cdot 10^3, Pr \in (0.2 \div 0.7)$	$(2.37 \div 147) \cdot 10^5, Pr \in (0.2 \in 0.7)$	$(0.43 \div 130) \cdot 10^6, Pr \in (0.2 \div 0.7), t \leq 8 \text{ мс}$	

ца взаимовлияния конструктивных и рабочих параметров нерегулируемых ЭУ представлена в Таблице 6.3. Матрица взаимовлияния конструктивных и рабочих параметров регулируемых односопловых ЭУ представлена в Таблице 6.4, а аналогичная матрица для регулируемых многосопловых ЭУ – в таблице 6.5.

Таблица 6.3: Матрица влияния конструктивных и рабочих параметров нерегулируемых ЭУ на реализуемый в КС тепловой режим

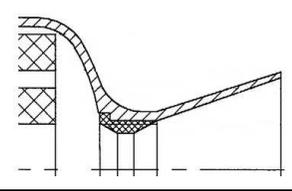
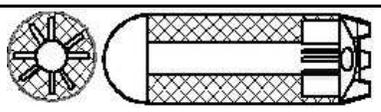
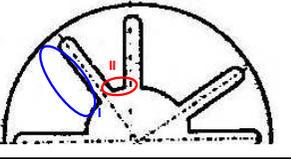
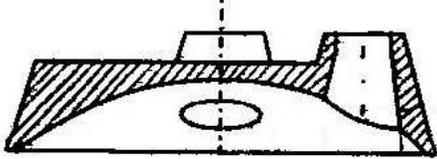
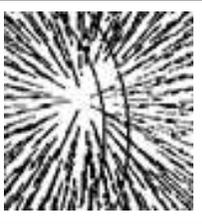
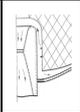
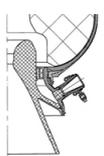
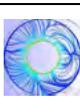
Односопловой		Не регулируемые ЭУ	
		Многосопловой	
			
			
			
$Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$			
$h = 24, f = 0.25, l = 0.4$	$h = 3.8, f = 0.37, l = 0.4$	$h = 0.18, f = 0.57, l = 0.4$	$h = 24, f = 0.25, l = 0.4$

Таблица 6.4: Матрица влияния конструктивных и рабочих параметров регулируемых односолловых ЭУ на реализацию в КС тепловой режим

		Односолловые ЭУ с поворотным утолненным соллом	
		Форма канала массопровода	ЗП
$St = 0.26 \cdot (r/R)^2 + 0.08 \cdot (r/R) + 0.24$			
$h = 0.000016, f = 0.89, l = 0.4$			
$h = 0.000016, f = 0.89, l = 0.4$			
$h = 0.000016, f = 0.89, l = 0.4$			
$h = 0.0105, f = 0.47, l = 0.4$			
$h = 0.0105, f = 0.47, l = 0.4$			
$h = 0.0105, f = 0.47, l = 0.4$			
$h = 0.003, f = 0.31, l = 0.4$			
$h = 0.003, f = 0.31, l = 0.4$			
$h = 0.003, f = 0.31, l = 0.4$			
$h = 0.01, f = 0.28, l = 0.4$			
$h = 0.01, f = 0.28, l = 0.4$			
$h = 0.01, f = 0.28, l = 0.4$			
$h = 0.0017, f = 0.5, l = 0.4$			
$h = 0.0017, f = 0.5, l = 0.4$			
$h = 0.0017, f = 0.5, l = 0.4$			
$h = 0.07, f = 0.18, l = 0.4$			
$h = 0.07, f = 0.18, l = 0.4$			
$h = 0.07, f = 0.18, l = 0.4$			

$$Nu = h \cdot Re^f \cdot Pr^l$$

$Nu = 0.87 \cdot Re^{0.811} \cdot Pr^{0.2}$			с звездообразным каналом
$Nu = 0.000016 \cdot Re^{0.89} \cdot Pr^{0.4}$			
$Nu = 0.000016 \cdot Re^{0.89} \cdot Pr^{0.4}$			
$Nu = 2 \cdot Re^{0.4} \cdot Pr^{0.6} \cdot K_g^{0.37}$			
$Nu = 2 \cdot Re^{0.4} \cdot Pr^{0.6} \cdot K_g^{0.37}$			
$Nu = 2 \cdot Re^{0.4} \cdot Pr^{0.6} \cdot K_g^{0.37}$			
$Nu = 0.87 \cdot Re^{0.811} \cdot Pr^{0.2}$			
$Nu = 1.31 \cdot Re^{0.864} \cdot Pr^{0.12}$			
$Nu = 1.2 \cdot Re^{0.8694} \cdot Pr^{0.12}$			

Продолжение таблицы 6.4

Таблица 6.5: Матрица взаимовлияния параметров многослойных ЭУ на тепловой режим в КС

		Конструктивные параметры		Стационарный режим		Переходные режимы ЭУ	
$Nu = 4.5 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.3}$							
$Nu = -0.00047 \cdot (\bar{\alpha})^3 + 1.5443 \cdot ((\bar{\alpha}))^2 - 149.45 \cdot (\bar{\alpha}) + 4626.2$							
$Nu = -0.00048 \cdot (\bar{\alpha})^3 + 1.5782 \cdot (\bar{\alpha})^2 - 152.44 \cdot (\bar{\alpha}) + 4718.7$							
$Nu = 4.5 \cdot \left(\frac{4}{N}\right) \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.3}$							
$Nu = 4.5 \cdot \left(\frac{4}{N}\right) \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.33}$							
$Nu = 28.2 \cdot Re^{0.495} \cdot Pr^{0.4}$							
$Nu = 0.48 \cdot Re^{0.68} \cdot Pr^{0.4}$							
$Nu = 2.4 \cdot Re^{0.45} \cdot Pr^{0.4}$							
$Nu = 31 \cdot Re^{0.4} \cdot Pr^{0.4}$							

## 6.1 Методика оценки конвективного теплообмена в локально-пространственных зонах вблизи конструкции КС ЭУ

Оценка теплового состояния конструктивных элементов камеры сгорания энергетических установок строится на основе обработки результатов многовариантного численного моделирования рабочих процессов в КС ЭУ в рамках сформулированного в гл. 2 обобщенного подхода к исследованию процессов сопряженного теплообмена.

Выявленные в результате численного моделирования топологические особенности и характерные для областей их локализации построенные критериальные уравнения обобщены по ряду вышеуказанных признаков в набор матриц (Табл. 6.1 – 6.5). Совокупность сформированного подхода и предложенных матриц позволяет сформулировать единую, удобную для практики, методику оценки тепловых потоков в КС ЭУ.

### 1. Общие сведения.

Оценка тепловых потоков производится с помощью набора критериальных уравнений, справедливых для конкретных конструктивных особенностей трактов ЭУ и строго в обозначенном диапазоне изменения указанных в зависимостях критериев подобия. В виду чего, на начальном этапе необходимо сформировать первичный объем «входных» данных, таких как геометрические характеристики исследуемой конструктивной схемы КС ЭУ и величины рабочих параметров ЭУ.

### 2. Формирование первичного объема «входных» данных.

Для оценки тепловых потоков в проточных трактах и застойных зонах ЭУ необходима информация о следующих конструктивных параметрах КС:

- Тип схемы КС ЭУ (одно-/многосопловая).

- Тип сопла и схема его размещения (внешнее/утопленное/короткое/органы управления).
- Геометрические характеристики КС в интересующие моменты ее работы (форма поверхности массоподвода и законы ее изменения, диаметр камеры сгорания и диаметр центрального канала, длина КС, размеры компенсаторов).
- Геометрические характеристики соплового дна (количество и схема размещения газоходов, кривизна соплового дна).

Для расчета критериев подобия необходимы данные о свойствах рабочего тела (вязкости, теплопроводности, теплоемкости), скорости газа на входе в ПО. В частности, необходимо предварительно рассчитать числа Рейнольдса ( $Re$ ) и Прандтля ( $Pr$ ) в выходном сечении канала массоподвода, где:

$$Re_d = \frac{U_i d}{\mu}, \quad Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda},$$

где  $d$  – диаметр выходного сечения канала массоподвода (в случае сложной формы поперечного сечения канала – диаметр центрального (цилиндрического) канала;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости рабочего тела (газа);  $c_p$  – удельная теплоемкость рабочего тела (газа) при постоянном давлении,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности рабочего тела (газа);  $U_i$  – средняя скорость рабочего тела в выходном сечении канала массоподвода.

### 3. Предварительный анализ конструктивных особенностей КС ЭУ.

Согласно компоновочной схеме энергетической установки необходимо провести предварительную классификацию конструктивных элементов проточных трактов и застойных областей КС ЭУ, аналогично анализу особенностей трактов ЭУ, представленному в Табл. 3.1, так и в соответствии с Табл. 6.1 – 6.5. В частности, выявленные геометрические и конструктивные параметры сопловых днищ (кривизна, количество патрубков, их угловое положение, радиальное/торцевое расположение газоходов, наличие/отсутствие непроницаемых поверхностей и т.д.). Для всех таких конструктивных особенностей необходимо на этапе подготовки данных

определить их геометрические характеристики и законы изменения данных характеристик.

#### 4. Определение типа конструкции силовой ЭУ.

Далее необходимо, согласно представленной на рис. 6.1) классификации определить тип рассматриваемой конструкции силовой энергетической установки. Необходимо отметить, что отнесение ЭУ к классу регулируемой строится исходя из наличия в составе КС ЭУ органов управления либо предполагает необходимость учета нестационарности рабочих процессов.

#### 5. Оценка тепловых потоков вблизи непроницаемых поверхностей.

В соответствии с отранжированными ранее конструктивными характеристиками КС ЭУ требуется провести самостоятельную классификацию ЭУ и конструктивных элементов в соответствии с матрицами (Табл. 6.1-6.5) и определить ожидаемый вид локальных пространственно-временных топологических особенностей потока, реализуемых для данного элемента. Далее, с использованием предложенного в матрице для данного типа особенностей критериального уравнения, на основе ранее рассчитанных значений чисел Рейнольдса ( $Re$ ) и Прандтля ( $Pr$ ) рассчитать значение числа Нуссельта ( $Nu$ ) в области локализации данной топологической особенности (характерной для исследуемого конструктивного элемента).

Поскольку число Нуссельта в построенных критериальных зависимостях определено как  $Nu = \frac{\alpha_x d}{\lambda}$ , где  $\alpha_x$  – локальный коэффициент теплоотдачи в области локальной пространственно-временной топологической зоны (топологической особенности, например, в точке торможения), либо среднее значение теплоотдачи по линии стекания/растекания, а  $d$  – характерный размер (диаметр для областей вращения (в том числе сопловых днищ и входных поверхностей утопленных сопел) и ширина для компенсаторов) области, то полученное значение числа Нуссельта позволяет оценить коэффициент теплоотдачи рабочего тела в непроницаемую поверхность и, соответственно, оценить величину теплового потока.

Алгоритм использования единой матрицы взаимовлияния конструктивных и рабочих параметров ЭУ на реализуемый в КС тепловой режим представлен на рис. 6.2.



Рис. 6.2: Алгоритм оценки величины теплового потока в теплонапряженных областях проточных трактов КС ЭУ.

Предлагается следующая последовательность расчета значения числа Нуссельта:

1. В предложенной матрице конструктивных особенностей найти интересующий тип ЭУ (односопловой/многосопловой).
2. Выбрать форму канала массоподвода.
3. Уточнить применяемую компоновку КС (тип сопла, расположение патрубков, размеры ПО и т.д.).
4. По предложенным топологическим картинам локализовать зоны повышенной интенсивности теплообмена.
5. Найти в матрице предлагаемые для данной локально-временной зоны повышения интенсивности теплообмена критериальные уравнения.

6. Подставить в предложенные уравнения рассчитанные по известным рабочим параметрам значения требуемых критериев (Рейнольда, Прандтля, коэффициента отношения расходов и т.д.), рассчитать значение числа Нуссельта в интересующей зоне.
7. По рассчитанному числу Нуссельта получить оценку величины теплового потока в данной области.

Описанная выше универсальная по отношению к конструктивной схеме ЭУ методика оценки интенсивности теплообмена в КС, на основе алгоритма оценки теплового потока в локальных пространственно-временных областях реализована (рис. 6.3) в виде программного кода для инженерного расчета значений локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в пространственно-временных зонах повышенного теплообмена в КС.

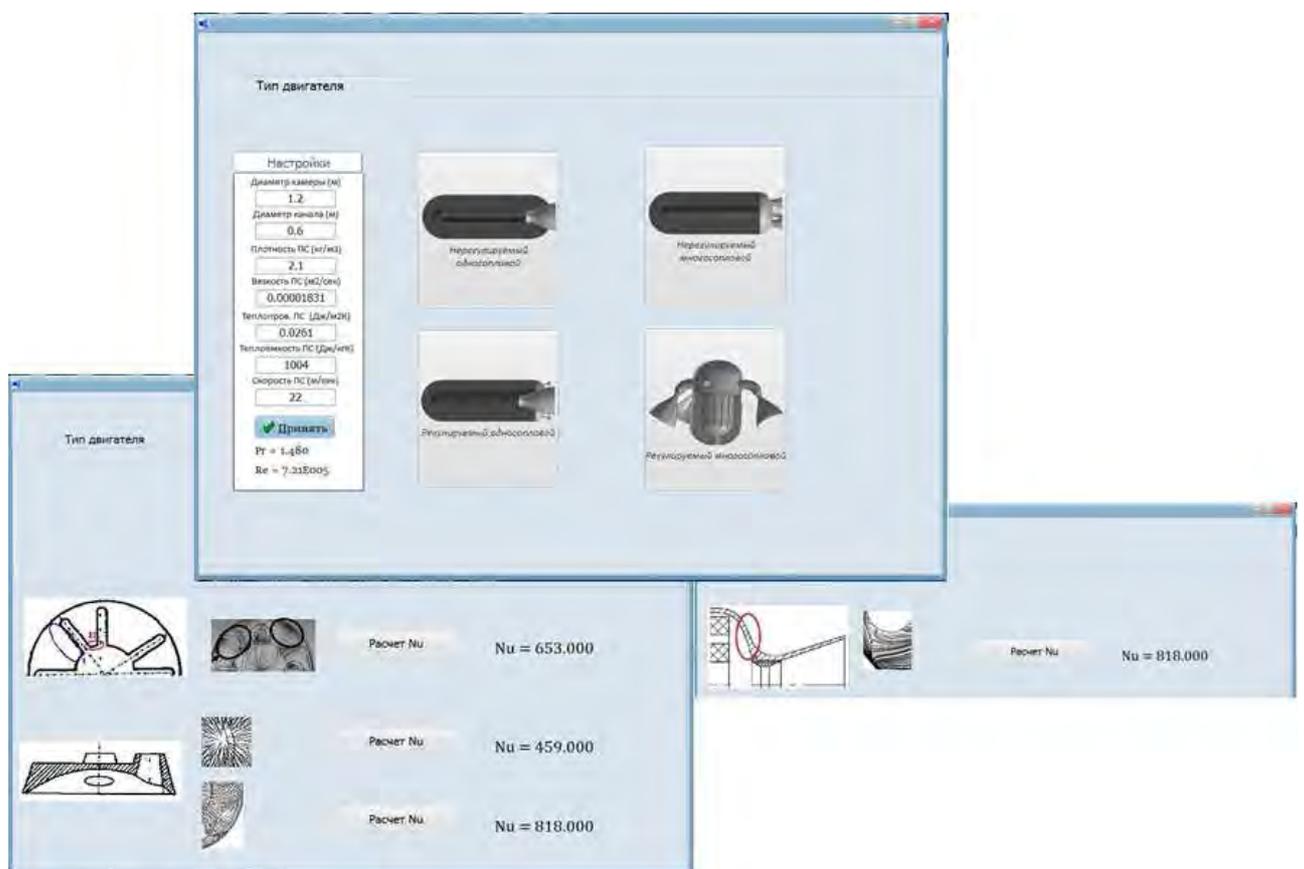


Рис. 6.3: Интерфейс программной реализации предложенной методики.

Для использования предложенного проблеммно-ориентированного программного комплекса модульного вида в качестве исходных данных, на первом этапе, необходима информация о типе рассматриваемой установки (со-

гласно рис. 6.1), о диаметрах КС и канала массоподвода (выходного сечения), а также о теплофизических характеристиках (плотности, вязкости, теплоемкости (при постоянном давлении) и теплопроводности) рабочего тела (гетерогенного газа). Далее пользователю предлагается последовательный выбор конструктивных особенностей рассматриваемого исполнения КС ЭУ, в соответствии с вышепредставленными матрицами (Табл. 6.1- 6.5). После указания всех доступных в реализованном комплексе конструктивных особенностей, программа представляет пользователю схемы расположения локальных пространственно-временных зон топологических особенностей, с изображением реализуемого типа особенностей и выдает рассчитанные по исходным данным значения числа Нуссельта в данных областях.

## 6.2 Выводы по главе 6

- Создана база данных в виде критериальных зависимостей, учитывающих влияние:
  - конструктивных особенностей ЭУ;
  - положение горящего свода в требуемый момент времени работы установки на квазистационарном режиме работы (геометрия каналов массоподвода);
  - нестационарность рабочих процессов при регулировании режима работы ЭУТ и работе установки на переходных участках.
- Разработана универсальная по отношению к конструктивной схеме ЭУ методика оценки интенсивности теплообмена в КС ЭУ, базирующейся на обобщении топологических особенностей структуры потока с выделением локальных пространственно-временных зон повышенного теплообмена и полученных для них критериальных уравнениях.

## Заключение

По результатам работы можно сделать следующие выводы и привести результаты:

1. Выявлены и описаны локальные пространственно-временные топологические зоны повышенных тепловых потоков в КС ЭУ различных конструктивных схем.

2. Получены распределения тепловых потоков вблизи теплонапряженных поверхностей камеры сгорания для нестационарного и стационарного режимов работы энергетической установки.

3. На основании результатов валидации RANS моделей турбулентности для решения задач сопряженного теплообмена в КС ЭУ выявлено и показано, что применение модели турбулентности SST  $k-\omega$  Ментера является наиболее корректным как с точки зрения топологических особенностей структуры потока в КС ЭУ, так и для получения локальных распределений коэффициента теплоотдачи.

4. Для конкретных конструктивных схем ЭУ, при их работе на стационарном режиме, выявлены и описаны локальные топологические структуры, их расположение и трансформация в зависимости от изменения геометрии канала. Получены плотности теплового потока в выявленных пространственных топологических зонах.

5. Для нестационарных режимов работы ЭУ конкретных конструктивных схем выявлены локальные топологические структуры и их трансформация, в том числе описаны локальные топологические неустойчивости, формирование которых предшествует перестройке потока в КС ЭУ. Проведено сравнение локально-временных топологических зон для квазистационарного и нестационарного режимов. Показана корреляция результатов моделирования в рамках квазистационарного подхода с результатами расчетов, выполненных в рамках нестационарного подхода.

6. Выявлена и описана трансформация топологических особенностей вблизи контактных поверхностей, реализуемая в виде перехода из устойчивой конфигурации в неустойчивую, сопровождаемая резким (в 3.2 и более раза) ростом теплового потока.

7. При проведении численного эксперимента на нестационарных режимах работы ЭУ впервые получены временные зависимости изменения коэффициента теплоотдачи в центральной узловой точке и областях входа потока в патрубки. Построены критериальные уравнения, справедливые для оценки нестационарного конвективного теплообмена при времени работы ЭУ  $t \leq 0.008$  с для оценки числа Нуссельта в центральной особой точке, периферийных седловых точках на сопловом дне и в области входа потока газа в патрубок.

8. Сформирован обобщенный подход к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы с массоподводом.

9. Разработан проблемно-ориентированный комплекс модульного вида для оценки значений локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в выявленных локальных пространственно-временных зонах повышенного теплообмена в КС для различных конструктивных схем ЭУ.

## Литература

- [1] Абдуллин А. А., Крюков В. Г., Березовская К. А. Применение собственных значений в задачах расчета процессов горения // Мат. XI межд. конф. по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ'2016), 25-31 мая 2016, Алушта. — Изд-во МАИ М, 2016. — С.116-118.
- [2] Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. — М.: Наука. 1969. — 824с.
- [3] Абугов Д. И., Бобылев В. М. Теория и расчет ракетных двигателей твердого топлива. — М.: Машиностроение. 1987. — 272с.
- [4] Абузяров К. М., Абузяров М. Х., Глазова Е. Г., Кочетков А. В., Крылов С. В. Численное моделирование взрывных нагрузок в зависимости от области инициирования заряда // Мат. XI межд. конф. по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ'2016), 25-31 мая 2016, Алушта. — Изд-во МАИ М, 2016. — С. 118-119.
- [5] Аверсон А. Е., Барзыкин В. В., Мержанов А. Г. Применение математического аппарата нестационарной теплопроводности в теории зажигания // Тепло- и массоперенос при физико-химических превращениях. — Минск: Наука и техника. 1968. — Т. 2. — 464с.
- [6] Авчухов В. В., Паюсте Б. Я. Задачник по процессам тепломассообмена. Учеб. Пособие для вузов. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 144 с.
- [7] Акимов Г. А. Развитие газодинамики в БГТУ-ЛМИ. — СПб: Изд-во БГТУ, 2005. — .
- [8] Акимов Г. А. Развитие теоретической и прикладной газодинамики школой профессора И.П.Гинзбурга. — СПб.: Изд-во БГТУ. 2007. — 196с.

- [9] Алдошин Г. Т. Сопряженные задачи теплообмена при течении в каналах // Сб. тепло- и массоперенос. – Минск: ИТМО АН БССР. 1969. – Т. 2. С. 263-275.
- [10] Алексин В. А. Моделирование турбулентного теплообмена в нестационарном пристенном течении с градиентом давления // Мат. XI межд. конф. по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ'2016), 25-31 мая 2016, Алушта. – Изд-во МАИ М, 2016. – С. 231–233.
- [11] Алемасов В. Е., Давлетшин И. А., Козлов А. П., Михеев Н. И., Молочников В. М., Нилов Г. А., Сайкин А. К. Перенос тепла в следе за поперечным цилиндром в градиентном потоке // Промышленная теплотехника, 1999, т. 21, №4-5, с. 128.
- [12] Алемасов В. Е., Дрегалин А. Ф., Тишин А. Г. Теория ракетных двигателей: учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / под редакцией В.П. Глушко. – М.: Машиностроение. 1980. – 533с.
- [13] Алиев А. В. Математическое моделирование в энергомашиностроении: Учеб. пособие. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ. 2001. – 164 с.
- [14] Алиев А. В., Бендерский Б. Я., Седов А. Ю. Численное моделирование газодинамических процессов в регуляторах расхода газа в энергетических установках летательных аппаратов // тез. докл. XXI Гагаринские чтения. – М.:МГАТУ. 1995. – С. 59 – 60.
- [15] Алиев А. В., Бендерский Б. Я., Седов А. Ю., Шанев М. И. Влияние геометрических параметров регулятора расхода на структуру течения продуктов сгорания // тез. докл. V Научная конференция ученых России, Белоруссии и Украины «Прикладные проблемы механики жидкости и газа». – Севастополь: Изд. СевГТУ. 1996. – С. 117.
- [16] Алиев А. В., Бендерский Б. Я., Седов А. Ю., Шанев М. И. Влияние элементов регулятора расхода газа на структуру потока // Современные проблемы внутренней баллистики РДТТ. – Ижевск: Изд. ИПМ УрО РАН. 1996. – С. 194 – 206.

- [17] Алиев А. В., Бендерский Б. Я., Седов А. Ю., Шанев М. И. Влияние нестационарности газодинамических и тепловых процессов в регуляторах на коэффициент расхода газа // Современные проблемы внутренней баллистики РДТТ. – Ижевск: Изд. ИПМ УрО РАН. 1997. – С. 194 – 206.
- [18] Алиев А. В., Бендерский Б. Я., Седов А. Ю., Шанев М. И. Моделирование газодинамических и тепловых процессов в регуляторах расхода газа // Внутрикамерные процессы, горения и назова динамика дисперсных систем. – СПб: Изд. БГТУ. 1995. – С. 44 – 45.
- [19] Алиев А. В., Бендерский Б. Я., Седов А. Ю., Шанев М. И. Применение метода крупных частиц для расчета режима утечек в регуляторе расхода // Тез. докл. международной конференции «Метод крупных частиц: теория и приложение». – М: Изд. МАИ. 1997. – С. 14.
- [20] Алиев А. В., Бендерский Б. Я., Седов А. Ю., Шанев М. И. Применение метода крупных частиц для расчета газодинамики регуляторов расхода газа // Тез. докл. международной конференции «Метод крупных частиц: теория и приложение». – М: Изд. МАИ. 1997. – С. 15.
- [21] Алиев А. В., Бендерский Б. Я., Седов А. Ю., Шанев М. И. Численное моделирование режима утечек газа из сопла нетривиальной геометрии // тез. докл. V Научная конференци ученых России, Белоруссии и Украины «Прикладные проблемы механики жидкости и газа». – Севастополь: Изд. СевГТУ. 1996. – С. 112.
- [22] Алиев А. В., Бендерский Б. Я., Шанев М. И. Численное исследование течений в органах управления вектором тяги ракетных двигателей // тез. докл. XXI Гагаринские чтения. – М.:МГТУ. 1995. – С. 41 – 42.
- [23] Алиев А. В., Бендерский Б. Я., Седов А. Ю., Шанев М. И. Численное моделирование газодинамических процессов в РДТТ с регулируемым модулем тяги // Применение математического моделирования для решения задач в науке и технике. – Ижевск: ИПМ УрО РАН. 1996. – С. 126 – 134.

- [24] Алиев А. В., Лукин А. Н. Исследование течений газа в областях пористой среды, имеющих сложную форму с помощью метода крупных частиц // тез. докл. Всесоюзного совещания-семинара молодых ученых "Современные проблемы механики жидкости и газа". – Грозный: ЧИГУ. 1986. – С. 172.
- [25] Алиев А. В., Лукин А. Н. Математическое моделирование физико-химических и динамических процессов в системах с пористой структурой // Тез. докл. Зональной научно-технической конф. "Математическое моделирование в инженерной практике". – Ижевск: УОС НЕТО, ИМИ, ИДТ НТО. 1988. – С.97–98.
- [26] Алиев А. В., Мищенко О. В. Математическое моделирование в технике. – М.–Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2012 – 476 с.
- [27] Алиев А. В., Мищенко О. В., Лошкарев А. Н., Черепов В. И. Моделирование работы регулируемого РДТТ с учетом воздействия случайных факторов // Интеллектуальные системы в производстве, 2007, №2(10), с. 5–12.
- [28] Алиев А. В., Мищенко О. В., Черепов И. В. Нестационарные внутрикамерные процессы в твердотопливных регулируемых двигательных установках // Вестник московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия: машиностроение, 2016, т. 4 (109), с. 24-39.
- [29] Альбом течений жидкости и газа. – М.: Мир. 1986. – 180 с.
- [30] Амсден А. А., Харлоу Ф. Х. (Amsden A. A., Harlow F. H.) Численный расчет сверхзвукового течения в следе // РТК, 1964, т. 3, №11, с. 128.
- [31] Амарантов Г. Н., Егоров М. Ю., Егоров С. М., Егоров Д. М., Некрасов В. И. Численное моделирование внутрикамерных процессов при выходе на режим работы ракетного двигателя твёрдого топлива // Вычислительная механика сплошных сред, 2010, т. 3, №3, с. 5-17.
- [32] Андерсен Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. – М.: Мир, 1990. – Ч. 1-2 –728 с.

- [33] Андреев А. А., Дахно В. Н., Савин В. Н., Юдаев Б. Н. Исследование теплообмена в области градиентного течения при натекании плоской турбулентной струи на пластину, расположенную нормально к потоку // ИФЖ, 1970, т. XVIII, №4.1. с. 426-431.
- [34] Анисимов В. А., Волков К. Н., Денисихин С. В., Емельянов В. Н. Моделирование задач внутренней баллистики энергоустановок средствами современных вычислительных пакетов // Химическая физика и мезоскопия, 2006, т. 8, №3, с. 327–335.
- [35] Анисимов В. А., Емельянов В. Н., Журкин А. Н. Двухфазные течения в трактах энергетических установок. // Материалы международной школы – семинара Внутрикамерные процессы, горение и газовая динамика дисперсных систем. – СПб.: БГТУ. – С.127-129.
- [36] Антонов Р. В., Гребенкин В. И., Кузнецов Н. П., Мокрушин Б. С., Черепов В. И., Храмов С. Н. Органы управления вектором тяги твердотопливных ракет: расчет, конструктивные особенности, эксперимент/ Под ред. Н.П. Кузнецова. – Москва-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика». 2006. – 552с.
- [37] Аракелян А. Д., Волохов В. М., Аверьков И. А., Токталиев П. Д., Мартыненко С. И. Численное исследование распределения теплового потока в системе камеры сгорания высокоскоростного ЛА // Мат. XI межд. конф. по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ'2016), 25-31 мая 2016, Алушта. – Изд-во МАИ М, 2016. – С.121-122.
- [38] Арнольд В. И., Хесин Б. А. Топологические методы в гидродинамике. – Доп. изд. – М.: МЦНМО. 2007. – 392 с.
- [39] Арнольд В. И. Теория катастроф. – М.: Изд-во МГТУ. 1983. – 80 с.
- [40] Ахмадеев В. Ф., Сидоров А. Ф., Спиридонов Ф. Ф. и др. О трех методах расчета дозвуковых течений в осесимметричных каналах сложной формы // Моделирование в механике. Сборник научных трудов Новосибирск, 1990, т. 4 (21), №4, с. 15-25.

- [41] Баев В. К., Зауличный Е., Кураев А. А., Локотко А. В. Комплекс экспериментальных установок для аэрогазодинамических исследований // Фундаментальные исследования физико-математических наук. – Новосибирск: Наукаб 1995. – С. 282-286.
- [42] Бакулин В. Н., Волков Е. Н., Данилкин Е. В., Недбай А. Я. Динамическая устойчивость корпуса газогенератора при движении осевых сил // Мат. XI межд. конф. по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ'2016), 25-31 мая 2016, Алушта. – Изд-во МАИ М, 2016. – С.271-273.
- [43] Бай Ши Теория струй. – М.: ГИФМЛ, 1960. – 326 с.
- [44] Барабанов А. Т. Теория линейных нестационарных систем с особой точкой. Устойчивость систем // АиТ, 1969, №6, с. 10-22.
- [45] Баррер М., Жомотт А., Вебек Б. Ф., Ванденкеркхове Ж. Ракетные двигатели. – М.: Оборонгиз, 1962. – 801с.
- [46] Баутин Н. Н., Леонтович Е. А. Методы и приемы качественного исследования динамических систем на плоскости. 2-е изд., доп. — М.: Наука. 1990.— 486 с.
- [47] Белов И. А. Взаимодействие неравномерных потоков с преградами. – Л.: Машиностроение. 1983.– 144 с.
- [48] Белов И. А. Модели турбулентности. – Л.: Лен. мех. ин-т. 1986. – 87 с.
- [49] Белов И. А. Об одном классе решений для потока в окрестности точки торможения // ПМТФ, №3, 1975, с. 52-60.
- [50] Белов И. А., Варламов А. Е., Комаров В. С., Красавцев А. А. Натекание неравномерного потока на плоскую преграду // Гидроаэромеханика и теория упругости: Сб. ст. – Днепропетровск: ДГУ. 1975. – Вып. 19, с. 44-49.
- [51] Белов И. А., Гинзбург И. П. О полуэмпирических методах расчета турбулентных течений // Вестн. ЛГУ, 1975, №1, с. 159-170.

- [52] Белов И. А., Гинзбург И. П., Горшков Г. Ф., Терпигорьев В. С. Исследование теплообмена в зоне возвратного течения вблизи преграды при натекании на нее неравномерной струи // Теплообмен: Сб. ст. Минск, 1976, т.1, с. 148-154.
- [53] Белов И. А., Гинзбург И. П., Зазимко В. А., Терпигорьев В. С. Влияние турбулентности струи на ее теплообмен с преградой // Тепло- и массоперенос: Сб. ст. Минск, ИТМО АН БССР, 1969, т.2, с. 167-186.
- [54] Белов И. А., Горшков Г. Ф., Комаров В. С., Терпигорьев В. С. Экспериментальное исследование газодинамических параметров при струйном обтекании преграды // Изв. АН СССР. МЖГ, 1971, №2, с. 139-142.
- [55] Белов И. А., Горшков Г. Ф., Комаров В. С., Терпигорьев В. С. Экспериментальное исследование теплообмена дозвуковой струи с нормально расположенной плоской преградой // ИФЖ 1971, т. XX, №5, с. 893-897.
- [56] Белов И. А., Емельянов В. Н. Разностное моделирование течений газа и жидкости: Учеб. пособие. – Л. : ЛМИ, 1982. – 92 с.
- [57] Белов И. А., Исаев С. А. Моделирование турбулентных течений: Уч. пособие. – СПбю: БГТУ, 2001. – 108 с.
- [58] Белов И. А., Исаев С. А. Численное моделирование пристенных течений с организованными циркуляционными зонами. Течение газов в каналах и струях // Газодинамика и теплообмен: Сб. ст. СПбГУ 1993, Вып. 10, с. 139-156.
- [59] Белов И. А., Исаев С. А., Коробков В. А. Задачи и методы расчета отрывных течений несжимаемой жидкости. – Л.: Судостроение. 1989. – 256 с.
- [60] Белов И. А., Кудрявцев М. А. Теплоотдача и сопротивление пакетов труб. – Л.- : Энергоатомиздат, 1987. –223 с.
- [61] Белов И. А., Терпигорьев В. С. Учет турбулентности при расчете теплообмена в точке торможения струи, взаимодействующей по нормали с плоской преградой // ИФЖ, 1969, т. XVII, №6, с. 1106-1109.

- [62] Белов И. А., Шуб Л. И. Течение вихревого потока в окрестности критической точки // Изв. АН СССР. МЖГ, 1970, с. 85-89.
- [63] Белоцерковский О. М. Численное моделирование в механике сплошных сред.– М.: Наука, 1984. – 520 с.
- [64] Белоцерковский О. М., Давыдов Ю. М. Метод крупных частиц. Вычислительный эксперимент.– М.: Наука, 1982. – 392 с.
- [65] Беляев Н. Н., Хрущ В. К. Расчет трансзвукового течения в поворотных каналах. // Межвузовский сборник научных трудов. – Днепропетровск : ДГУ. 1986. – С. 16-20.
- [66] Бенерджи П., Баттерфилд Р. Метод граничных элементов в прикладных науках. – М. : Мир, 1984. – 494 с.
- [67] Бендерский Б. Я. Расчет течения жидкости в цилиндрической камере с боковым отводом. // Газодинамика течений с тепломассообменом. Межвузов. сб. научн. тр. – Ижевск: ИМИ. 1989. – вып. 3. С. 113-118.
- [68] Бендерский Б. Я. Техническая термодинамика и теплопередача: Курс лекций. – М.-Ижевск: Изд-во Института компьютерных исследований, 2002. – 264с.
- [69] Бендерский Б. Я. Численный расчет течения жидкости в цилиндрической камере при наличии несимметричного отбора. // Газодинамика течений с тепломассообменом. Межвузов. сб. научн. тр. – Устинов: УМИ, 1986, вып. 1. – С. 99-104.
- [70] Бендерский Б. Я. Численный расчет течения жидкости цилиндрической камере при наличии несимметричного отбора // Газодинамика течений с тепломассообменом. – Устинов: УМИ, 1986. – С. 99 – 104.
- [71] Бендерский Б. Я. К расчету коэффициента расхода в регуляторе // Тез. док. научно-технической конференции «Учетные ИМИ – производству». – Ижевск: ИМИ, 1992. – С. 6.

- [72] Бендерский Б. Я. Полугидравлический метод расчетов течений в каналах с массоподводом // Гидрогазодинамика течений с тепломассообменом. – Ижевск: ИМИ, 1988, Вып.2. – С. 78 – 83.
- [73] Бендерский Б. Я. Расчет течений жидкости в цилиндрической камере с боковым отводом // Гидрогазодинамика течений с тепломассообменом. – Ижевск: ИМИ, 1989, Вып.3. – С. 113 – 118.
- [74] Бендерский Б. Я., Алиев А. В., Седов А. Ю., Шанев М. И. Численное моделирование газодинамических процессов в РДТТ с регулируемым модулем тяги // В сб. Применение математического моделирования для решения задач в науке и технике. – Ижевск: ИПМ УрО РАН. 1996 – С. 126-134.
- [75] Бендерский Б. Я., Жаринов Ю. Б., Лебедев А. С., Марьяш В. И., Тененев В. А. Пространственные течения в каналах сложной формы. Эксперимент и теория // Внутрикамерные процессы и горение в установках на твердом топливе и в ствольных системах (ICOC-99). 2000. С. 78-92.
- [76] Бендерский Б. Я., Саушин П. Н., Тененев В. А., Чернова А. А. Особенности моделирования внутрикамерных процессов энергоустановок, оснащенных утолненным соплом // Космонавтика и ракетостроение, 2012, т. 66, №1, с. 156-161.
- [77] Бендерский Б. Я., Саушин П. Н., Чернова А. А. Пространственная газовая динамика в узлах энергетических установок летательных аппаратов // Вестник казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева, 2011, №1, с. 8-11.
- [78] Бендерский Б. Я., Седов А. Ю. Численное моделирование газодинамических процессов в регуляторах расхода газа энергетических установок летательных аппаратов // тез. докл. V Научная конференция ученых России, Белоруссии и Украины «Прикладные проблемы механики жидкости и газа». – Севастополь: Изд. СевГТУ. 1995. – С. 61.
- [79] Бендерский Б. Я., Седов А. Ю., Шанев М. И. Численное исследование течения в регуляторах расхода газа // тез. докл. научно-технической

конференции «Ученые ИМИ – производству». – Ижевск: Изд. ИжГТУ. 1994. – С. 165.

- [80] Бендерский Б. Я., Тененев В. А. Пространственные дозвуковые течения в областях со сложной геометрией // Математическое моделирование, РАН, 2001, т.13, №8, с. 121-127.
- [81] Бендерский Б. Я., Тененев В. А. Экспериментально-численное моделирование сложных пространственных течений // Вестник ИжГТУ, 2001, №1, с. 22-25.
- [82] Бендерский Б. Я., Тененев В. А. Экспериментально-численное исследование течений в осесимметричных каналах сложной формы с вдувом // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. 2001. №2. С. 184-188.
- [83] Бендерский Б. Я., Тененев В. А., Лебедев А. С., Марьяш В. И. Пространственные течения в каналах сложной формы. Эксперимент и теория // 3- Межд. Конф. ВКП в уст. на тв. топл. (ICOS-99), 1999, с. 78-92.
- [84] Бендерский Б. Я., Черепов В. И., Ильяшенко К. В. Исследование газодинамических процессов в двигателях управления // Вестник МГТУ им. Баумана, Сер. Машиностр, 2004, №5, с.95-103.
- [85] Бендерский Б. Я., Черепов В. И. Газодинамика регулятора расхода // Газоструйные импульсные системы. – Ижевск: Изд.ИжГТУ. 2000. – С. 128-138.
- [86] Бендерский Б. Я., Чернова А. А. Моделирование процессов теплообмена в проточных трактах РДТТ с зарядом типа "звезда" // Тезисы докладов XXXIII Сибирский теплофизический семинар. Новосибирск: Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук. 2017. С. 138.
- [87] Бендерский Б. Я., Чернова А. А. Численное моделирование внутрикамерных процессов в энергетической установке при учете движения массоподводящей поверхности // Сборник тезисов международной научной конференции «Применение технологий виртуальной реальности и

смежных информационных систем в междисциплинарных задачах FIT-M 2020». Москва, 2020. С. 123-128.

- [88] Бендерский Б. Я., Чернова А. А. Моделирование высокотемпературных внутрикамерных процессов в многосопловых энергетических установках // Химическая физика и мезоскопия, 2010. Т. 12, №3, с. 301-306.
- [89] Бендерский Б. Я., Шаклеин А. А. Квазистационарные и нестационарные процессы газодинамики и теплообмена в регуляторе расхода штокового типа. // Струйные, отрывные и нестационарные течения. 2010. С. 64.
- [90] Бендерский Б. Я., Шанев М. И. Численное моделирование газодинамических и тепловых процессов в регуляторах расхода газа энергетических установок летательных аппаратов // тез. докл. V Научная конференция ученых России, Белоруссии и Украины «Прикладные проблемы механики жидкости и газа». – Севастополь: Изд. СевГТУ. 1995. – С. 76.
- [91] Берковский Б. М., Ноготов Е. Ф. Разностные методы исследования задач теплообмена. – М.: Наука и техника. 1976. – 144 с.
- [92] Берс Л. Математические вопросы дозвуковой и околозвуковой газодинамики. – М.: Изд-во иностр. лит. 1961. –208 с.
- [93] Бобович А. Б., Корнилович В. Б., Маслов Б. Н., Шишков А. А. Экспериментальное исследование асимметричных сопел Лавалья // Изв. АН СССР, МЖГ, 1977, №2, с. 123-128.
- [94] Брыков Н. А., Волков К. Н., Емельянов В. Н., Тетерина И. В. Течения идеального и реального газа в каналах переменного сечения с нестационарным локализованным подводом энергии // Вычислительные методы и программирование: новые вычислительные технологии, 2017, т.18, №1, с. 20-40.
- [95] Булат П. В., Волков К. Н. Одномерные задачи газовой динамики и их решение при помощи разностных схем высокой разрешающей способности // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики, 2015, т.15, №4, с. 731-740.

- [96] Булгаков В. К., Липанов А. М. Теория эрозионного горения твердых ракетных топлив. – М.: Наука. 2001. – 138 с.
- [97] Буравцев А. И., Дулов В. Г., Матвеев С. К. Гидроаэромеханика в СПбГУ. Гидроаэромеханика: Сб. ст. / под ред. Дулова В.Г. – СПб.: СПбГУ. 1999. – С. 6-29.
- [98] Быстров П. И., Михайлов В. С. Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов. – М.: Энергоиздат. 1982.–224 с.
- [99] Варапаев В. Н. Течение вязкой жидкости в начальном участке плоского канала с пористыми стенками // Изв. АН СССР, МЖГ. 1969, №4, с. 178-181.
- [100] Варапаев В. Н., Ягодкин В. И. Об устойчивости течения в канале с пористыми стенками // Изв. АН СССР, МЖГ, 1969, №5, с. 91-95.
- [101] Варнатсаас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ / Пер. с англ. Г.Л. Агафонова. Под ред. П.А. Власова. — М.: Физматлит. 2006. — 352 с.
- [102] Варфоломеев В. И., Копытов М. И. Проектирование и испытания баллистических ракет. -- М.: Воениздат. 1969. -- 491 с.
- [103] Васенин И. М., Архипов В. И., Бутов В. Г., Глазунов А. А., Трофимов В. Ф. Газовая динамика двухфазных течений в соплах. – Томск: Изд-во ТГУ, 1986. – 264 с.
- [104] Вержбицкий В. М. Основы численных методов: Учебник для вузов. – М.: Высшая школа. 2002. – 840 с.
- [105] Винник А. Л., Дуреев В. А. Оценка коэффициента конвективной теплоотдачи // Системи обробки інформації, 2001, В.2(12), с. 161-162.
- [106] Веницкий А. М., Волков В. Т., Волковицкий И. Г., Холодилов С. В. Конструкция и отработка РДТТ. –М.: Машиностроение, 1980. – 230 с.

- [107] Волков К. Н., Денисихин С. В., Емельянов В. Н. Газовая динамика утопленного сопла при его смещении в радиальном направлении // Инженерно-физический журнал, 2017, т. 90, №4, с. 979-987.
- [108] Волков К. Н., Денесихин С. В., Емельянов В. Н. Моделирование внутренней газодинамики ракетных двигателей твердого топлива на основе средств пакета STAR-CD // Инженерно-физический журнал, 2006, т.79, №4, с. 50-56.
- [109] Волков К. Н., Денисихин С. В., Емельянов В. Н. Формирование вихревых структур в предсопловом объеме двигателя с поворотным управляющим соплом // Инженерно-физический журнал, 2016, т. 89, №3, с. 652–661.
- [110] Волков К. Н., Денисихин С. В., Емельянов В. Н., Тетерина И. В. Численное моделирование газодинамических процессов в поворотном управляющем сопле // Физико-химическая кинетика в газовой динамике, 2018, т.19, №2, с. 1-24.
- [111] Волков К. Н., Емельянов В. Н., Тетерина И. В., Яковчук М. С. Газовые течения в соплах энергоустановок. – М.:Физматлит, 2017. – 328 с.
- [112] Волков К. Н., Емельянов В. Н. Вычислительные технологии в задачах механики жидкости и газа. — М.: Физматлит, 2012. — 468 с.
- [113] Волков К. Н., Емельянов В. Н. Газовые течения с массоподводом в каналах и трактах энергоустановок. — М.: Физматлит, 2011. — 464 с.
- [114] Волков К. Н., Емельянов В. Н. Математические модели трехмерных турбулентных течений в каналах со вдувом // Математическое моделирование, 2004, т. 16, №10, с. 41-63.
- [115] Волков К. Н., Емельянов В. Н. Моделирование крупных вихрей в расчетах турбулентных течений. — М.: Физматлит, 2008.—368 с.
- [116] Волков К. Н., Карпенко А. Г. Предобусловливание уравнений газовой динамики в расчетах течений сжимаемого газа при малых числах Маха

// Вычислительная математика и математическая физика, 2015, т. 55, №6, с. 1058–1075.

- [117] Волков К. Н., Емельянов В. Н. Расчет турбулентного двухфазного течения в области натекания потока на тело // Инженерно-физический журнал, 1998, т. XXLI, №4, с. 599-605.
- [118] Волков К. Н., Емельянов В. Н. Численное исследование турбулентного двухфазного течения вблизи критической точки // В сб. Внутрикамерные процессы, горение и газовая динамика дисперсных систем. – СПб.: Изд-во БГТУ. 1995. – С. 94-96.
- [119] Волков В. Т., Ягодников Д. А. Исследование и стендовая отработка ракетных двигателей на твердом топливе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. – 296 с.
- [120] Волчков Э.П. Пристенные газовые завесы. – Новосибирск: Наука: Сиб. отд-ние, 1983. – 239 с.
- [121] Ворожцов Е. В., Яненко Н. Н. Методы локализации особенностей при численном решении задач газодинамики. – Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1985.– 224 с.
- [122] Вязьменская Л. М., Цветков А. И. Исследование нестационарных газодинамических процессов при выходе тела из канала // Газодинамика и теплообмен, 1977, вып. 5, с. 157-162.
- [123] Гарбарук А. В. Течения вязкой жидкости и модели турбулентности: методы расчёта турбулентных течений. – СПб.: Санкт Петербургский государственный политехнический университет, 2007. – 127 с.
- [124] Гинзбург И. П. Аэрогазодинамика. – М.: Высшая школа. 1968. – 404 с.
- [125] Гинзбург И. П. Движение газа в узкой щели // Вестн. ЛГУ, 1953, №8, с. 27-50.
- [126] Гинзбург И. П. К вопросу о распределении скорости по сечению потока в случае равномерного движения (некоторые замечания по теории равномерного турбулентного движения) // Докл. АН СССР, 1936, с. 395-410.

- [127] Гинзбург И. П. О связи между теплосодержанием и скоростью при движении газа в пограничном слое // Инженерно-физический журнал, 1964, т. VII, №8, с. 64-74.
- [128] Гинзбург И. П. Прикладная гидрогазодинамика. – Л.: ЛГУ. 1958. –338 с.
- [129] Гинзбург И. П. Теория сопротивления и теплопередачи. – Л.: ЛГУ. 1970. –375 с.
- [130] Гинзбург И. П. Трение и теплопередача при движении смеси газов.– Л.: Изд. ЛГУ. 1975. –278 с.
- [131] Гинзбург И. П., Белов И. А., Исаев С. А. Движение и теплообмен в замкнутой области при наличии подвижных границ // Вестн. ЛГУ, 1976, №13, с. 41-50.
- [132] Гинзбург И. П., Корнева И. В. О влиянии турбулентного числа Прандтля на трение и теплопередачу пластины, обтекаемой турбулентным потоком газа //Инженерно-физический журнал, 1965, т. IX, №2, с. 155-162.
- [133] Гладков И. М., Мухомедов В. С., Валуев Е. В., Черепов В. И. Экспериментальные методы определения параметров двигателей специального назначения. – М.: 1993. – 300 с.
- [134] Глазунов А. А., Еремин И. В., Жильцов К. Н., Костюшин К. В., Тырышкин И. М., Шуварики В. А. Численное исследование определения величин пульсаций давления и собственных акустических частот в камерах сгорания с наполнителем сложной формы // Вестник томского государственного университета. Математика и механика, 2018, №53, с. 59–72.
- [135] Глебов Г. А., Высоцкая С. А. К вопросу о влиянии геометрии канала заряда и свойств топлива на неустойчивость рабочего процесса в камере РДТТ // Вестник Концерна ВКО «Алмаз-Антей», 2017, №1, с. 8-16.
- [136] Глебов Г. А., Высоцкая С. А. Моделирование когерентных вихревых структур и автоколебаний давления в камере сгорания РДТТ // Вестник Концерна ВКО «Алмаз-Антей», 2016, №4, с. 18-25.

- [137] Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я., Крайко А. И., Прокопов Г. П. Численное решение многомерных задач газовой динамики. – М.: Наука, 1976. – 400 с.
- [138] Горст А. Г. Пороха и взрывчатые вещества. – М.: Машиностроение, 1972. – 208 с.
- [139] Губертов А. М., Миронов В. В. Исследование турбулентного и пограничного слоя на проницаемых шероховатых поверхностях // Аэрофизика и космические исследования. М.: МФТИ, 1984.
- [140] Гуцин В. А., Матюцин П. В. Численное моделирование пространственных отрывных течений. // В сб. Применение математического моделирования для решения задач в науке и технике. – Ижевск: ИПМ УрО РАН. 1996. – С. 44-63.
- [141] Давыдов Ю. М., Егоров М. Ю. Численное моделирование нестационарных переходных процессов в активных и реактивных двигателях. – М.: НАПН РФ, 1999. – 272 с.
- [142] Данилов Ю. М., Кондратьев В. В. Расчет смешанного до и сверхзвукового течения газа в каналах сложной формы с частично проницаемой стенкой. // ИВУЗОВ. Авиационная техника, 1980, №1, с. 33.
- [143] Дворецкий В. М. Влияние степени погружения поворотного сопла на особенности течения в сопловом тракте // Уч. записки ЦАГИ, т.Х., №4, 1979, с. 136-139.
- [144] Дворецкий В. М. К исследованию пространственных смешанных течений в соплах с несимметричным входом // Изв. АН СССР, МЖГ, 1975, №2, с. 82-86.
- [145] Дворецкий В. М. и др. О правиле эквивалентности для течений идеального газа // АН СССР, ПММ, 1974, т.38, вып.6, с. 38-44.
- [146] Дворецкий В. М., Зеленцов В. В. Численное исследование особенностей газодинамики управляющих сопел // Изв. АН СССР, МЖГ, 1978, №6, с. 74-80.

- [147] Дворецкий В. М., Иванов М. Я. К расчету смешанного течения в соплах с несимметричной дозвуковой частью // Уч. зап. ЦАГИ, 1974, т.5, №5, с.38-45.
- [148] Дейч М. Е. Техническая газодинамика. – Л.–М.: Госэнергоиздат, 1961. –338 с.
- [149] Демин В. С., Кураев А. А. Экспреиментальныне исследования влияния стенки на показания термоанемомтра // Известия СО АН СССР. Серия техн., 1969, вып. 1, №3.
- [150] Добровольский М. В. Жидкостные ракетные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968. – 395 с.
- [151] Дульнев Г. Н., Парфенов В. Г, Сигалов А. В. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена. – М.: Высшая школы, 1990. – 207 с.
- [152] Дунаев В. А., Евланов А. А. Течение газа в ракетном двигателе твердого топлива с диафрагмой // Термогазодинамика. тепломассообмен, 2014, №12-1, с. 58-63.
- [153] Евланова О. А., Евланов А. А., Николаева Е. В. Идентификация параметров эрозионного горения топлива по данным огневых стендовых испытаний // Известия ТулГУ. Технические науки, 2014, вып. 12, ч. 1, с. 64-69.
- [154] Егоров М. Ю., Егоров Я. В. Численное исследование низкочастотной акустической неустойчивости в двухкамерном РДТТ // Математическое моделирование систем и процессов, 2005, №13, с. 101?109.
- [155] Егоров М. Ю., Мормуль Р. В. Математическое моделирование вязкоупругого поведения заряда ТТ при акустической неустойчивости внутрикамерного процесса. вычислительный эксперимент // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника, 2018, №54, с. 67-77.
- [156] Емельянов В. Н. Введение в теорию разностных схем: учебное пособие. – СПб.: Балт. гос. тех. Ун-т, 2006.–191 с.

- [157] Емельянов В. Н. Внутренние течения в каналах сложной формы // Внутрикамерные процессы, горение и газовая динамика дисперсных систем. СПб., 1997, с. 80-91.
- [158] Емельянов В. Н. Развитие внутренней газодинамики РДТТ в работах ЛМИ-БГТУ // Всероссийская научно-практическая конференция "Первые Окуневские чтения". – СПб.: БГТУ. 1997. – С. 58-61.
- [159] Емельянов В. Н. Физическое и вычислительное моделирование трехмерных течений в двигательных установках // Внутрикамерные процессы, горение и газовая динамика дисперсных систем. Санкт-Петербург, 1996, с. 124-137.
- [160] Емельянов В. Н. Экспериментальное и численное моделирование задач внутренней газодинамики // Течения газа и плазмы в соплах, струях и следах: Тезисы докладов XVIII Международного семинара. – СПб.: БГТУ, 2000. – С. 17.
- [161] Емельянов В. Н., Волков К. Н., Денисихин С. В. Газодинамика каналов твердотопливных зарядов. В сб. Оптимизация элементов конструкций аппаратов и двигательных установок // Сб. статей. Балт. гос. Тех. Ун-т. СПб., 2004, с. 115-118.
- [162] Емельянов В. Н., Жихаревич С. Л., Пи Сулун Нестационарные вихревые потоки с объемным энергоподводом // XVIII Международный семинар «Течения газа и плазмы в соплах, струях и следах». – СПб.: БГТУ, 2000. – С. 36.
- [163] Емельянов В. Н., Патеичук А. А. Численный метод исследования течений в каналах сложной формы с проницаемыми стенками // Изв. АН СССР, МЖГ, 1978, №4, с. 182-188.
- [164] Емельянов В. Н., Спиридонов Ф. Ф. О пространственных течениях в каналах со вдувом // Изв. АН СССР. МЖГ, 1984, №1, с. 174.
- [165] Ермолин Н. Е., Коробейничев О. Н., Терещенко А. Г., Фомин В. М. Исследование кинетики и механизма химических реакций в пламени перхлората аммония. – Новосибирск: ИТПМ, 1982. – 44 с.

- [166] Ерохин Б. Т. Теоретические основы проектирования РДТТ. – М.: Машиностроение, 1982. – 206 с.
- [167] Ерохин Б. Т. Теория внутрикамерных процессов и проектирование РДТТ: учебник для высших технических учебных заведений. – М.: Машиностроение, 1991. – 560 с.
- [168] Ерохин Б. Т., Липанов А. М. Нестационарные и квазистационарные режимы работы РДТТ. – М.: Машиностроение. 1977. – 200 с.
- [169] Ерошенко В. М., Ершов А. В., Зайчик Л. И. Турбулентное течение жидкости в круглой трубе с равномерным вдувом через пористые стенки // Инженерно-физический журнал, 1981, т. ХLI, №5, с. 791-795.
- [170] Ерошенко В. М., Зайчик Л. И., Яновский Л. С. Определение сопротивления трения в каналах при турбулентном течении со вдувом или отсосом // Изв. Вузов, Машиностроение, 1980, №8, с. 69-73.
- [171] Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
- [172] Зайковский В. Н. Инженерный метод расчета давления на внутренней поверхности поворотного сопла // Теплофизика и аэромеханика, 1995, т.2, №2, с. 123–127.
- [173] Зайковский В. Н. Экспериментальные исследования пространственных течений в соплах реактивных двигателей // Труды МАИ, 2015, №83, с. 4.
- [174] Зайковский В. Н. Вихревые течения в соплах РДТТ // VII Международная конференция «Устойчивость течений гомогенных и гетерогенных жидкостей». Вып.7. Новосибирск, 2000. С. 183–186.
- [175] Зайковский В. Н., Киселёв С. П., Киселёв В. П. Продольные крупномасштабные вихри в сверхзвуковой части проницаемого сопла // Прикладная механика и техническая физика, 2005, т. 46, №5, с. 68–75.

- [176] Зайковский В. Н., Меламед Б. М. Вихревые течения в соплах РДТТ // Устойчивость течений гомогенных и гетерогенных жидкостей: Тез. докл. Междунар. конф., Новосибирск, 2000, вып. 7, с. 183–186.
- [177] Зайковский В. Н., Меламед Б. М. Влияние пространственных структур на потери полного давления в сверхзвуковом сопле // С. 67-69.
- [178] Зайковский В. Н., Меламед Б. М. Экспериментальное исследование теплообмена в дозвуковом проточном тракте поворотных сопел РДТТ // III Междун. школа-семинар «Нестационарное горение и внутренняя баллистика», СПб, 2000, с. 112-114.
- [179] Зезин В. Г., Петренко В. И., Попов В. Л., Русак А. М., Савченков В. И., Симонов Е. А., Феофилактов В. И. Регулируемые твердотопливные двигательные установки: Методы расчета рабочих процессов, экспериментальные исследования. – Уфа: Издательство «Даурия», 1996. – 296 с.
- [180] Зеленков О. С. Течение в донной области во внутренней задаче // Течение вязкого и невязкого газа. Двухфазные жидкости. – Л.: ЛГУ, 1980. – С. 152-159.
- [181] Зеленков О. С., Матвеев С. К. Донное давление во внутренней задаче с фиксированным сечением прилипания // Газодинамика и теплообмен: Сб. ст. – Л.: ЛГУ, 1975, Вып. 4. – С. 158-161.
- [182] Зиблэнд Проблемы теплопередачи в ракетных двигателях// Вопросы ракетной техники, Иностранная литература (ИЛ), 1956, №4.
- [183] Иванов С. М., Цуканов Н. А. Регулирование давления в полужамкнутом объеме при горении твердых топлив с показателем степени в законе горения больше единиц // Физика горения и взрыва, 2000, т. 36, №5, с. 45-56.
- [184] Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 558 с.

- [185] Исаев С. А. Тестирование дифференциальных моделей турбулентности при расчете отрывных течений // Вестник АН БССР, сер. ФТН, 1989, №4, с. 57-61.
- [186] Исаев С. А., Гувернюк С. В., Малахова Т. В. Решение уравнений Навье-Стокса и теплопроводности с помощью многоблочных эйлеровых и бессеточных лагранжевых вычислительных технологий, реализованных в отечественных программных комплексах VP2/3 и VVHDFLOW // Сеточные методы для краевых задач и приложения. Материалы Девятой Всероссийской конференции, 2012, с. 191-196.
- [187] Калинин В. В., Ковалев Ю. Н., Липанов А. М. Нестационарные методы проектирования узлов РДТТ. – М.: Машиностроение, 1986. – 214 с.
- [188] Калиткин Н.Н. Численные методы. Под редакцией Самарского А. А. М. Главная редакция физико-математической литературы изд-ва "Наука"1978
- [189] Климов В. В. Экспериментальное исследование конвективного теплообмена на центральном теле линейного сопла внешнего расширения // Труды МАИ, 2003, №14.
- [190] Ковалев О. Б., Петров А. П., Фольц А. В., Фомин В. М. Зависимость скорости горения от давления для пороха с разными дисперсным составом // ФГВ, 1981, т.17, №5, с. 21-24.
- [191] Коваленко Н. Д., Коваленко Г. Н., Золотько А. Е., Стрельников Г. А. Достигнутый уровень и некоторые направления создания ракетно-космических двигателей // Техническая механика, 2005, №2, с. 38–49.
- [192] Коваленко Н. Д., Стрельников Г. А. Газодинамика сверхзвуковых укороченных сопел // Материалы IV Украинско-Российско-Китайского симпозиума по космической науке и технике, Киев, 1996, с. 35–43.
- [193] Коваленко Н. Д., Стрельников Г. А. Некоторые тенденции развития двигателестроения в ракетно-космической технике // Авиационно-космическая техника, 2007, №7(43), с. 67–71.

- [194] Коваленко Н. Д., Стрельников Г. А., Золотко А. Е. Газодинамические аспекты и разработки сопел двигателей ступеней ракет с высокой плотностью компоновки // Техническая механика, 2011, №2, с. 36-53.
- [195] Колмогоров А. Н. Уравнения турбулентного движения несжимаемой жидкости // Известия АН СССР. Физика. 1942. Т. 6. № 1 - 2. С. 56 - 58.
- [196] Копысов С. П., Тонков Л. Е., Чернова А. А. Двухстороннее связывание при моделировании взаимодействия сверхзвукового потока и деформируемой пластины. Сравнение численных схем и результатов эксперимента // Вычислительная механика сплошных сред, 2013, т. 6, №1, с. 78-85.
- [197] Корлисс У. Р. Ракетные двигатели для космических полетов. – .: Изд-во иностр. лит., 1962. – 489 с.
- [198] Королева М. Р. Некоторые результаты численного моделирования турбулентных дозвуковых течений // Химическая физика и мезоскопия, 2008, т. 10, №4, с. 396-401.
- [199] Королев С. А., Русяк И. Г., Тененев В. А. Разработка подходов к решению обратной задачи внешней баллистики в различных условиях применения // Тезисы XII Международной конференции «НЕМs-2016», 2016, с. 116-120.
- [200] Коротеев А. С. Газодинамические и теплофизические процессы в РДТТ. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.
- [201] Косолапов Ю. С. Расчет стационарных до - и трансзвуковых непотенциальных течений идеального газа в осесимметричных каналах // ЖВММФ, №5, т. 29, 1989, с. 765-774.
- [202] Кочерыженков Г. В., Матвеев С. К. О расчете турбулентного пограничного слоя на основе эффективной вязкости // Газодинамика и теплообмен: Сб. ст. –Л.: ЛГУ, 1972, вып. 3, с. 50-57.

- [203] Кочин Н. Е., Кибель И. А., Розе Н. В. Теоретическая гидромеханика. ч.2. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963.– 728 с.
- [204] Кравчук М.О., Кудимов Н.Ф., Сафронов А.В. Вопросы моделирования турбулентности для расчета сверхзвуковых высокотемпературных струй // Труды МАИ, 2015, №82.
- [205] Краев В. М., Янышев Д. С. Проблемы расчёта переходных процессов при турбулентном течении в каналах электроустановок ЛА // Труды МАИ, 2010, №37.
- [206] Крокко Л. Метод численного решения уравнений Навье — Стокса для установившихся течений // РТК, т. 3, №10, с. 43—54.
- [207] Кузнецов Н. П., Черепов В. И., Калинин А. Е., Ахтулов А. Л. Испытания ракетных двигателей твердого топлива. В двух частях. Часть первая. – Наземные испытания РДТТ / Под общ. ред. Кузнецова Н.П. – М.-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2010 – 704 с.
- [208] Кузнецов Н. П., Черепов В. И., Калинин А. Е., Ахтулов А. Л., Николаев В. А., Храмов С. Н., Исаков В. Г., Смирнов М. Г. Испытания ракетных двигателей твердого топлива. В двух частях. Часть первая. – Стендовые огневые и летные испытания / Под общ. ред. Кузнецова Н.П. – М.-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2011. – 668 с.
- [209] Кураев А. А. Способ фиксации рстекания саже-масляной пленки по поверхности модели при газодинамическом эксперименте // Сб. статей ТИПМ "Всесоюзный симпозиум по методам аэрофизических исследований. 1976б вып.6 - 2.с.
- [210] Кураев А. А., Ларичкин В. В., Саленко С. Д. Избранные главы механики жидкости и газа: учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2004. – 140 с.
- [211] Курант Р., Фридрихе К., Леви Г.(Courant R Fnednchs К О Lewy Н ) О разностных уравнениях математической физики // УМН, 1941, №8, с. 125–160.

- [212] Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
- [213] Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
- [214] Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. – М.: Энергоиздат, 1985. – 320 с.
- [215] Лаврентьев М. А., Шабат Б. В. Проблемы гидродинамики и их математические модели. – М.: Наука, 1973. – 416 с.
- [216] Лапин Ю. В., Стрелец М. Х. Внутренние течения газовых смесей. – М.: Наука, 1989. – 356 с.
- [217] Ларионов Б.И., Кузьменко А.В. Исследование пульсаций давления в камере твердотопливного ракетного двигателя на квазистационарном участке работы // Горение и взрыв. 2016. Т. 9. № 4. С. 116-125.
- [218] Ларионов Б. И., Соломатин П. К., Новиков А. Н. Расчёт интегральных параметров внутрикамерного процесса на квазистационарном участке работы ракетного двигателя твёрдого топлива // Известия Российской академии ракетных и артиллерийских наук, 2014, т. 2(82), с. 43-50.
- [219] Лебедев А. С., Спиридонов Ф. Ф. Течение вязкой жидкости в начальном участке каналов с интенсивным вдувом // Изв. АН СССР МЖГ, №2, 1987, с. 187-189.
- [220] Лебедев А. С., Спиридонов Ф. Ф. Течение вязкой жидкости на начальном участке проницаемого канала с поперечной щелью // Инженерно-физический журнал, 1991, т. 54, №4, с. 561-564.
- [221] Лемперт Д. Б. Состояние энергетики смесевых твердых ракетных топлив, пути повышения энергетики и связанные с этим проблемы // Динамика систем, механизмов и машин, 2012, №2, с. 155-158.
- [222] Леонтьев А. И. Теория тепломассообмена. – М.: Энергоиздат, 1985. – 683 с.

- [223] Липанов А. М., Внутренняя баллистика РДТТ/РАРАН / А. В. Алиев и др.; под ред. А. М. Липанова и Ю. М. Милёхина. – М.: Машиностроение, 2007. – 504 с.
- [224] Липанов А. М. Теоретическая гидромеханика ньютоновских сред. — М.: Наука, 2011. — 551 с.
- [225] Липанов А. М., Алиев А. В. Проектирование ракетных двигателей твердого топлива. – М.: Машиностроение, 1995. – 400 с.
- [226] Липанов А. М., Бобрышев В. П., Алиев А. В., Спиридонов Ф. Ф., Лисица В. Д. Численный эксперимент в теории РДТТ. – Екатеринбург: УИФ Наука, 1994. – 301 с.
- [227] Липанов А. М., Дадикина С. Ю., Шумихин А. А., Королева М. Р., Карпов А. И. Численное моделирование внутрикамерных нестационарных турбулентных течений. Часть 1 // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Математическое моделирование и программирование, 2019, т. 12, №1, с. 32-43.
- [228] Липанов А. М., Карсканов С. А. Моделирование течения вязкого газа сквозь сужающиеся конические сопла // Химическая физика и мезоскопия, 2020, т. 22, №2, с. 175-183.
- [229] Липанов А. М., Кисаров Ю. Ф., Ключников И. Г. Численное моделирование развития вихревых структур в отрывных течениях // Математическое моделирование, 1994, т.6, №10, с. 13-32.
- [230] Липанов А. М., Кисаров Ю. Ф., Ключников И. Г. Численный эксперимент в классической гидромеханике турбулентных потоков. – Екатеринбург: Изд-во УрО РАН, 2001. — 162 с.
- [231] Липанов А. М., Колесникова Л. Н., Лещев А. Ю. Об эффективности использования реального закона скорости горения твердого топлива как функции давления в РДТТ // Физика горения и взрыва, 2020, т. 56, № 2, с. 55-64.

- [232] Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. — 7-е изд., испр. — М. Дрофа, 2003. — 840 с.
- [233] Лыков А. В. Теория теплопроводности. — М.: ВШ, 1967. — 600 с.
- [234] Лыков А. В. Тепломассобмен (справочник). — М.: Энергия, 1971. — 560 с.
- [235] Мелькумов Т. М., Чистяков П. Г. Ракетные двигатели. — М.: Машиностроение, 1976. — 399 с.
- [236] Милехин Ю. М., Ключников А. Н., Попов В. С., Пелипас Н. Д. Расчет методом характеристик нестационарных внутрибаллистических параметров выхода РДТТ на рабочий режим // Физика горения и взрыва, 2014, т. 50, №6(61), с. 61-74.
- [237] Меркулова Н. М. История механики газа. — М.: «Наука», 1978. — 231 с.
- [238] Меркулова Н. М. Развитие газовой динамики в СССР. — М.: Наука, 1966. — 151 с.
- [239] Молочников В. М., Душина О. А., Паерелий А. А., Колчин С. А. Переход к турбулентности в канале при отрыве потока за поперечными выступами // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского, 2011, №4-3, с. 988-990.
- [240] Молочников В. М., Михеев А. Н., Аслаев А. К., Душина О. А., Паерелий А. А. Теплоотдача пучка труб в пульсирующем потоке // Теплофизика и аэромеханика, 2019, т 26, №4, с.591-603.
- [241] Молочников В. М., Михеев Н. И., Душина О. А. Исследование применимости пакета fluent к моделированию дозвуковых отрывных течений // Теплофизика и аэромеханика, 2009, т 16, №3, с. 387-394.
- [242] Молочников В. М., Михеев Н. И., Михеев А. Н., Паерелий А. А. Теплоотдача поперечно обтекаемого цилиндра в пульсирующем потоке // Теплофизика и аэромеханика, 2017, т 24, №4, с. 585-592.

- [243] Назаров А. С., Дильман В. В., Сергеев С. П. Распределение потоков в перфорированных каналах с проницаемым торцом // Инженерно-физический журнал, 1981, т. ХLI, №6, с. 1009-1015.
- [244] Никитин Н. В., Павельев А. А. Турбулентные течения в канале с проницаемыми стенками. Результаты прямого численного моделирования и трехпараметрической модели // Известия РАН. МЖГ, 1998, №6, с. 18-26.
- [245] Николаев Ю. М., Соломонов Ю. С. Инженерное проектирование управляемых баллистических ракет с РДТТ. – М.: Воениздат, 1974. – 450 с.
- [246] Новожилов Б. Ф. Нестационарное горения твердых ракетных топлив. – М.: Наука, 1973. – 175 с.
- [247] Номофилов Е. В., Пирогов Э. П., Тревгода В. М. Анализ численных методов моделирования задач гидродинамики. (Препринт Физико-энергетический институт). –Обнинск, 1983. – 30 с.
- [248] Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. – М. : Мир, 191. - 304 с.
- [249] Оглих В. В., Толочьянц Г. Э., Михайлов Н. С., Кублик В. Ф. Расчет внутрибаллистических характеристик микроимпульсного управляющего РДТТ с временем работы менее 0.1 с // Авиационно-космическая техника и технология, 2017, №9(144), с. 28-35.
- [250] Оран Э., Борис Дж. Численное моделирование реагирующих потоков. –М.: Мир, 1990. – 660 с.
- [251] Органы управления вектором тяги твердотопливных ракет: расчет, конструктивные особенности, эксперимент / Под.ред. Н. П. Кузнецова. – Москва-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2006. – 552 с.
- [252] Орлов Б. В., Мазинг Г. Ю. Термодинамические и баллистические основы проектирования ракетных двигателей на твердом топливе. — М.: Машиностроение, 1968. — 536 с.

- [253] Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике. Учебник для авиационных специальностей вузов/ Под общ. ред. В. С. Авдучевского, В. К. Кошкина. – М.: Машиностроение, 1992. — 528 с.
- [254] Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике/ Под ред. В. К. Кошкина. – М.: Машиностроение, 1975. – 623 с.
- [255] Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 150 с.
- [256] Пашков В. А., Матвеев С. К. Исследование двухфазных течений в Лаборатории газовой динамики // Гидроаэромеханика: Сб. ст. – СПб.: СПбГУ, 1999. – С. 186-215.
- [257] Петренко В. И., Попов В. Л., Русак А. М., Феофилактов В. И. РДТТ с регулируемым модулем тяги. – Миасс: ГРЦ им. В.Г. Махеева. 1994. – 246 с.
- [258] Пимента Р., Моффет Д. Устойчивость течения продуваемого через пористые пластины газа: эффект слияния струй // РТК, 1974, №10, с. 176.
- [259] Пирумов У. Г., Росляков Г. С. Газовая динамика сопел. – М.: Наука, 1990. – 268 с.
- [260] Пирумов У. Г., Росляков Г. С. Течения газа в соплах. – М.: Изд-во МГУ, 1978.– 288 с.
- [261] Платонов И. М., Быков Л. В. Исследование влияния качества сеточной модели на определение местоположения ламинарно-турбулентного перехода на скользящем крыле // Труды МАИ, 2016, №89.
- [262] Полежаев Ю. В., Шишков А. А. Газодинамические испытания тепловой защиты. – М.: Промедек, 1992. – 215 с.
- [263] Присняков В. Ф. Динамика ракетных двигателей твердого топлива. – М.: Машиностроение, 1984. – 248 с.

- [264] Райзберг Б. А., Ерохин Б. Т., Самсонов К. П. Основы теории рабочих процессов в ракетных системах на твердом топливе. – М.: Машиностроение, 1972. – 383 с.
- [265] Реактивные двигатели/ сб. статей под ред. О. Е. Ланкастера, Воениздат, 1962.
- [266] Рихтмайер Р, Мортон К (Richtmyer R D, Morton K W) Разностные методы решения краевых задач. — М.: Мир, 1972. – 421 с.
- [267] Роучж П. Вычислительная гидродинамика. – М.: Мир, 1980. – 616 с.
- [268] Рычков А. Д. Математическое моделирование газодинамических процессов в каналах и соплах. – Новосибирск: Наука, 1988. – 222 с.
- [269] Сабирзянов А. Н., Кириллова А. Н. Многофакторность влияния степени утопленности сопла на коэффициент расхода // Вестник Концерна ВКО «Алмаз – Антей», 2018, №1, с. 43-50.
- [270] Савельев С. К., Емельянов В. Н., Бендерский Б. Я. Экспериментальные методы исследования газодинамики РДТТ. — СПб.: Недра, 2007. – 267 с.
- [271] Самарский А. А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1977. – 656 с.
- [272] Самарский А. А., Николаев Е. С. Методы решения сеточных уравнений. – М.: Наука, 1978. – 592 с.
- [273] Самарский А. А., Попов Ю. П. Разностные схемы газовой динамики. – М.: Наука, 1975. – 109 с.
- [274] Самойлович Г. С. Газодинамика. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
- [275] Сафонова Д. Б. Исследование существующих методик расчета радиационного теплового потока в камере ракетного двигателя на твердом топливе // Молодежный научно-технический вестник, 2012, №06, июнь. <http://ainsnt.ru/doc/476148.html>.
- [276] Себечи Т., Брэдшоу П. Конвективный теплообмен. М., 1987.

- [277] Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. – М.: Наука, 1987. – 440 с.
- [278] Силантьев А. И. Твердые ракетные топлива. – М.: Веоиздат, 1964. – 80 с.
- [279] Соколовский М. И. Управляемые энергетические установки на твердом ракетном топливе. – М.: Машиностроени, 2003. – 464 с.
- [280] Соркин Р. Е. Газотермодинамика ракетных двигателей на твердом топливе. – М.: Наука, 1967. – 386 с.
- [281] Соркин Р. Е. Теория внутрикамерных процессов в ракетных системах на твердом топливе. – М.: Наука, 1983. – 288 с.
- [282] Спиридонов Ф. Ф. О распределении характеристик турбулентности в канале с интенсивным вдувом // АН СССР ПММ, 1987, №5, с. 79-84.
- [283] Степанов Г. Ю., Гогиш Л. В. Квазиодномерная газодинамика сопел ракетных двигателей. – М.: Машиностроение. 1973. – 168 с.
- [284] Стернин Л. Е. Основы газодинамики в двухфазных течениях в соплах. – М.: Машиностроение. 1974. – 212 с.
- [285] Субботина П. Н., Шишаева А. С. Применение различных моделей турбулентности для задач внешнего обтекания в программном комплексе FlowVISION // Труды всероссийской научно-практической конференции «Инженерные системы-2008». 7-11 апреля 2008. – М.: РУДН, с. 12.
- [286] Сухинин С. В., Ахмадеев В. Ф. Гидродинамические источники колебаний в камерах сгорания // Физика горения и взрыва, 1993, т. 29, №6, с. 38?46.
- [287] Тейлор Т., Ндефо Е. (Taylor T D Ndefo E) Расчет течения вязкой жидкости в канале при помощи метода расщепления // Численные методы в механике жидкостей, 1973, с. 218—229.

- [288] Теленин Г. Ф., Шитова Л. Д. Гидродинамика каналов с проницаемыми стенками. Часть II. Двумерные каналы произвольной формы // Научные труды института механики МГУ, М, Изд-во МГУ, 1975, N 41.
- [289] Тененев В. А., Горохов М. М., Русяк И. Г. Численное исследование горения частиц в двухфазном потоке // Математическое моделирование, 1997, т.9, №5, с. 87-96.
- [290] Тененев В. А., Бендерский Б. Я., Марьяш В. И., Жаринов Ю. Б., Лебедев А. С. Результаты численных и экспериментальных исследований трехмерных течений продуктов сгорания в РДТТ // Труды III Международной школы-семинара «Внутрикамерные процессы, горение и газовая динамика дисперсных систем.» – Спб: Изд. БГТУ, 2000ю – С. 171 – 1734.
- [291] Тененев В. А., Лебедев А. С., Жаринов Ю. Б., Марьяш В. И. Расчет трехмерных течений в энергетических установках // Избр. уч. записки ИжГТУ, Ижевск, 1998, т.3, с. 84-94.
- [292] Тененев В. А., Русяк И. Г. Численное решение задач гидродинамики и теплообмена в областях сложной формы. – Ижевск: ИжГТУ, 1995. – 60 с.
- [293] Терехов В. И., Калинина С. В. Подавление теплообмена при взаимодействии импактной струи с полусферической каверной // Письма в ЖТФ, 2011, т. 37, в. 20, с. 87-94.
- [294] Терехов В. И., Калинина С. В., Ярыгина Н. И. Газодинамика осесимметричного радиального щелевого канала с проницаемыми стенками // Теплофизика и аэромеханика, 1999, т. 6, №4, с. 489-496.
- [295] Тимнат И. Ракетные двигатели на химическом топливе: Пер. с англ. — М.: Мир, 1990. — 294 с.
- [296] Ушкин Н. П., Мороз В. Г., Тихая М. В. Методология проектной оценки расходно-тяговых характеристик маршевого РДТТ после отделения ступени // Космическая техника. Ракетное вооружение, 2016, вып. 1(111), с. 68-75.

- [297] Фахрутдинов И. Х. Ракетные двигатели твердого топлива. – М.: Машиностроение, 1981. – 223 с.
- [298] Фахрутдинов И. Х., Котельников А. В. Конструкция и проектирование ракетных двигателей твердого топлива. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.
- [299] Федоренко Р.П. Введение в вычислительную физику: Учеб. пособие: Для вузов. – М.: Изд-во Моск. физ-техн. ин-та, 1994. – 528 с.
- [300] Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2-х томах: Т. 1: Пер. с англ. — М.: Мир 1991. — 504 с., ил.
- [301] Фромм Дж.(Fromm J. E.) Неустановившееся течение несжимаемой вязкой жидкости — В кн: Вычислительные методы в гидродинамике / Под ред Б Олдера и др. — М.: Мир, 1967. — С. 343—381.
- [302] Христианович С. Л., Гальперин В. Г., Миллионщиков М. Д., Симонов Л. А. Прикладная газовая динамика. М.: Изд-во ЦАГИ, 1948. – 201 с.
- [303] Циркунов Ю. М., Тарасова Н. В. Торможение газа в пограничном слое около критической точки при натекании струи на горячую преграду // Течение газов в каналах и струях: Газодинамика и теплообмен: Сб. ст. СПбГУ, 1993, вып. 10, с. 111-120.
- [304] Черный Г. Г. Газовая динамика. Учебник для университетов и вузов. – М.: Наука, 1988. – 424 с.
- [305] Шапиро Я. М., Мазинг Г. Ю., Прудников Н. Е. Теория двигателя на твердом топливе. – М. : Воениздат, 1966. – 256 с.
- [306] Шевелев Ю. Д. Пространственные задачи вычислительной аэрогидродинамики. – М.: Наука, 1986. – 367 с.
- [307] Шенк Х. Теория инженерного эксперимента.– М.: Мир, 1972. – 381 с.
- [308] Шишков А. А. Газодинамика пороховых ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1974. – 156 с.

- [309] Шишков А. А., Панин С. Д., Румянцев Б. В. Рабочие процессы в ракетных двигателях твёрдого топлива. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
- [310] Шишков А. А., Румянцев Б. В. Газогенераторы ракетных систем. – М.: Машиностроение, 1981. – 152 с.
- [311] Штехер М. С. Теплота и рабочие тела ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1976. – 302 с.
- [312] Юдаев Б. Н. Теплопередача. – М.: Высшая школа, 1973. – 360 с.
- [313] Юн А. А Теория и практика моделирования турбулентных течений. – М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ». 2009. – 272 с.
- [314] Ягодкин В. И. Течение газа при горении в трубах с пористыми стенками // Инж. журнал, т.1, вып.1, 1961, с. 165.
- [315] Яненко Н. Н. Метод дробных шагов решения многомерных задач математической физики. – Новосибирск: Наука, 1967. – 195 с.
- [316] Albrechcinski T., Drzewiecki R., Pirawiez J. and others. A Subscale Solid Propellant Analysisic the Titan – IV SRMU // AIAA Paper, 1992, №3820, 17 p.
- [317] Aliev A. V., Benderskiy B. Ya., Sedov A. V., Shanev M. I. Numerical modelling of gazdynamic processed in a fluid flow regulator // Abstracts of International conference on combustion. – 1993. – Pp. 43 – 44.
- [318] Aliev A. V., Benderskiy B. Ya., Sedov A. V., Shanev M. I. Simulation of gasdynamic and heat processed in a fluid flow regulator // Proc. of International seminar Intra-chamber processes, combustion and gas dinamics of dispersed system ernational conference on combustion. – 1995. Pp. 46 – 48.
- [319] Anderson J.D. Computational Fluid Dynamics. The Basic with Applications // McGraw-Hill 1995
- [320] Andersen P. S. Transpired turbulent boundary layers // J. Fluid Mech., p. 2. 1975, 69.

- [321] Bardina J. E., Huang P. G., Coakley T. J. Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development. NASA Technical Memorandum 110446, 1997.
- [322] Benderskii B. YA., Tenenev V. A. Experimental and numerical investigation of flows in complex shaped axisymmetric channels with mass injection // Fluid dynamics, 2001, vol. 36, №2, pp. 336-340.
- [323] Benderskiy B. Y., Chernova A. A. Formation of vortex structures in channels with mass injection and their interaction with surfaces in solid-fuel rocket engines // Thermophysics and aeromechanics, 2015, vol. 22, №2, pp. 185-190.
- [324] Benderskiy, B. Y., Chernova, A. A. Features of heat transfer in a pre-nozzle volume of a solid-propellant rocket motor with charges of complex shapes // Thermophysics and aeromechanics, 2018, vol. 25, №2, pp. 265–272.
- [325] Blazek J. Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications // Elsevier 2001
- [326] Boberg L., Brosa U. Onset of turbulence in a pipe // Zs. Naturforsch, 1988, Bd 43a, pp. 697–726.
- [327] Ceberi T., Shao J.P., Kafyeke F., Laurendeau E. Computational Fluid Dynamics for Engineers // Springer 2005
- [328] Ciucci A., Iaccarino G., Moser R., Najjar F., Durbin P. Simulation of rocket motor internal flows with turbulent mass injection // Center for Turbulence Research, 1998, pp. 245-266.
- [329] Chaouat B. Numerical simulation of channel flows with fluid injection using Reynolds stress model // AIAA Paper, 2000, №2000-0992, 18 p.
- [330] Cheng Y. C., Hwang G. J. Experimental studies of laminar flow and heat transfer in a one-porous-wall square duct with wall // International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, vol. 38. №18, pp. 3475-3484.
- [331] Chung Y. M., Sung H. J., Krogstad P. A. Modulation of near-wall turbulence structure with wall blowing and suction // AIAA Journal, 2002, vol. 40, №8, pp. 1529-1535.

- [332] Dunlap R., Willoughbu P.G. and Hermsen R.W Flowfield in the Combustion Chamber of a Solid Propellant Rocket Motor // AIAA Journal, 12(10), 1440–1442. doi:10.2514/3.49513.
- [333] Dunbar D. I. A., Squire B. C. Correlations of concentration, temperature and velocity profiles in compressible turbulent boundary layer // Int. J. Heat and Mass Transfer, 1971, №14.
- [334] Eggels J. G. M., Unger F., Weiss M. H. et al. Fully developed turbulent pipe flow: a comparison between direct numerical simulation and experiment // J. Fluid Mech, 1994, vol. 268, pp. 175–209.
- [335] Egorov M.Y. Numerical research of intra-chamber processes dynamics during startup of a special solid propellant engine // Russian Aeronautics, 2017, vol. 60, №4, pp. 591-599.
- [336] Eiamsaard S., Nivesrangsarn P., Chokphoemphun S., Promvongse P. Influence of Combined Non-Uniform Wire Coil and Twisted Tape Inserts on Thermal Performance Characteristics // Int. Commun. Heat Mass Transf., 2010, vol. 37, pp. 850–856.
- [337] Ferziger J.H., Peric M. Computational methods for fluid dynamics // Springer 2002.
- [338] Gunes S., Ozceyhan V., Buyukalaca O. Heat Transfer Enhancement in a Tube with Equilateral Triangle Cross Sectioned Coiled Wire Inserts // Exp. Therm. Fluid Sci., 2010, vol. 36, pp. 684–691.
- [339] Hirschberg L., Schuller T., Collinet J., Schram C., Hirschberg A. Analytical model for the prediction of pulsations in a cold-gas scale-model of a Solid Rocket Motor // J. Sound and Vibration, 2018, v. 419, pp. 452–468.
- [340] Henningson D., Spalart P., Kim J. Numerical simulation of turbulent spots in plane Poiseuille and boundary-layer flow // Phys. Fluids, 1987, vol 30, pp. 2914-2917.
- [341] Jasak H. Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows. Thesis submitted for the Degree of Doctor of

Philosophy of the University of London and Diploma of Imperial College  
1996

- [342] Isaev S., Popov I., Gritkevich M., Leontiev A. Abnormal enhancement of separated turbulent air flow and heat transfer in inclined single-row oval-trench dimples at the narrow channel wall // *Acta Astronautica*, 2019, vol 163, Part A.
- [343] Jagadeesh P., Murali K. Application of Low-Re Turbulence Models for Flow simulations past Underwater Vehicle Hull Forms// *Journal of Naval Architecture and Marine Engineering* – June 2005, pp. 41-55.
- [344] Kalilbasha J., Karthikeyan G., Karuppusamy S. Heat transfer enhancement on double pipe heat exchanger by wire coiled and taper wire coiled turbulator inserts // *Journal of Recent Research in Engineering and Technology*, 2015, vol. 2, is. 5, pp. 40-43.
- [345] Kleiser L., Schumann U. Spectral simulation of the laminar-turbulent transition process in plane Poiseuille flow // *Spectral Methods for Partial Differential Equations*. SIAM, 1984, pp. 141–163.
- [346] Koroleva M.R., Mishchenkova O.V., Kelemen M., Chernova A.A. Theoretical research of the internal gas dynamics processes of measurements of hot air curtain with cross-flow fan // *MM Science Journal*, 2020, June 2020, pp. 3966–3972.
- [347] Kourta A. Instability of channel flow with fluid injection and parietal vortex shedding // *Computers and Fluids*, 2004, vol. 33, pp. 155-178.
- [348] Launder B.E., Spalding D.B. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. – London: Academic Press., 1972. – 169 p.
- [349] Kuraev A.A., Kuraeva A.D., Petrova B.N. Emergence of shock waves in nozzles with vortices passing through the throat // *Gas Dynamics and Physical Kinetics* — Novosibirsk, 1974, pp. 90 — 91.
- [350] Laurien E., Kleiser L. Numerical simulation of boundary-layer transition and transition control // *J. Fluid Mech*, 1989, vol. 199, pp. 403–440.

- [351] Lien F.S., Chen W.L., Leschziner M.A. Low-Reynolds-Number Eddy-Viscosity Modelling Based on Non-Linear Stress-Strain/Vorticity Relations // Proc. 3rd Symp on Engineering Turbulence Modeling and Measurements – 1996 – Grete, Greece.
- [352] Liu S., Sakr M. A Comprehensive Review on Passive Heat Transfer Enhancements in Pipe Exchangers // Renew. Sustain. Energy Rev., 2013, vol. 19, pp. 64–81.
- [353] Majdalani J., Vyas A.B., Flandro G.A. Higher mean-flow approximation for a solid rocket motor with radially regressing walls // AIAA Paper, 2001, №2001-3870, 11 p.
- [354] Mansour N. N., Kim J., Moin P. Reynolds-stress and dissipation rate budgets in a turbulent channel flow // J. Fluid Mech., 1988, vol. 194, pp. 15–44.
- [355] Melamed B. M., Zaikovskii V. N. An experimental investigation of vortex structures in SRM duct with a star – shaped channel // Intern.Conf.on the Methods of Aerophys. Reseachr: Proc. Pt1. Novosibirsk, 2000. pp. 147 – 151.
- [356] Menter F.R. Multiscale Model for Turbulent Flows // In 24th Fluid Dynamic Conference / American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1993, pp.128-143.
- [357] Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal, 1994, vol. 32, № 8, pp. 42-53.
- [358] Menter F.R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX // CFX Update - Spring 2001, №20, pp. 4-5.
- [359] Menter F. R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // Proc. 4th. Int. Symp. on Turbulence, Heat and Mass Transfer, Begell House, 2003, pp. 625 – 632.
- [360] Minkov L. L., Shrager E. R. and Kiryushkin A. E. Two Approaches for Simulating the Burning Surface in Gas Dynamics // Key Engineering Materials, 2016, vol. 685, pp. 114?118.

- [361] Mikheev N.I., Molochnikov V.M., Mikheev A.N., Dushina O.A. Hydrodynamics and heat transfer of pulsating flow around a cylinder // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, т 109, pp. 254-265.
- [362] Molchanov A.M., Bykov L.V., Platonov I.M., Yanyshchikov D.S. Influence of geometric parameters and chemical kinetics model on combustion in a supersonic flow // International Journal of Fluid Mechanics Research, 2017, vol. 44, №6, pp. 553-563.
- [363] Molochnikov V.M., Mikheev A.N., Goltsman A.E., Paereliy A.A., Aslaev A.K. Flow structure between the tubes and heat transfer of a tube bundle in pulsating flow // Journal of Physics: Conference Series, 2018, pp. 012024.
- [364] Moffatt H.K., Tsinober A. Topological fluid mechanics: proceedings of the IUIAM Symposium, Cambridge UK, 13-18 August 1989.– 783 p.
- [365] Murugesan P., Mayilsamy K., Suresh S. Heat Transfer in a Tube Fitted with Vertical and Horizontal Wing-Cut Twisted Tapes // Exp. Heat Transf., 2012, vol. 25, pp. 30–47.
- [366] Naphon P. Effect of Coil-Wire Insert on Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop of the Horizontal Concentric Tubes // Int. Commun. Heat Mass Transf., 2006, vol. 33, pp. 753–763.
- [367] Norrie D.H. de Vries G. The finite element method - Fundamental and Applications. – N.Y.: Academic Press, 1973. – 308 p.
- [368] Olson P. M., Ekkert E. R. A pilot study of turbulent flow in the porous round environment // Applied mechanics, 1996, V. 3, №1, p. 7–20.
- [369] Ozceyhan V. Conjugate Heat Transfer and Thermal Stress Analysis of Wire Coil Inserted Tubes That Are Heated Externally with Uniform Heat Flux // Energy Convers. Manag., 2005, vol. 46, pp. 1543–1559.
- [370] Orszag S.A., Yakhot V., Flannery W.S., Boysan F., Choudhury D., Maruzewski J., Patel B. Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations // In International Conference on Near-Wall Turbulent Flows, 1993, Tempe, Arizona, pp. 1031 - 1046.

- [371] Patil S. V., Vijay Babu P. V. Laminar Heat Transfer Augmentation Through a Square Duct and Circular Tube Fitted with Twisted Tapes // *Exp. Heat Transf.*, 2014, vol. 27, pp. 124–143.
- [372] Petrilă T., Trif D. Basic of fluid mechanics and introduction to computational fluid dynamics // Springer 2005
- [373] Poryazov V. A, Krainov A. Yu. Mathematical model and calculation of the unsteady combustion rate of the metallized solid rocket propellants // *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Matematika i Mekhanika*, 2017, №50, pp. 99–111.
- [374] Promvongse P. Thermal Augmentation in Circular Tube with Twisted Tape and Wire Coil Turbulators // *Energy Convers. Manag.*, 2008, vol. 49, pp. 2949–2955.
- [375] Sandhem N. D., Kleiser L. The late stages of transition to turbulence in channel flow // *J. Fluid Mech*, 1992, vol. 245, pp. 319–348.
- [376] Naga Sarada S., Sita Rama Raju A. V., Kalyani Radha K., Shyam Sunder L. Enhancement of Heat Transfer Using Varying Width Twisted Tape Inserts // *Int. J. Eng. Sci. Technol.*, 2010, vol. 2, pp. 107–118.
- [377] Schetz Y. A., Kong F. Turbulent boundary layer over solid and porous surface with small roughness // *AIAA Journal*, 1981, №81-0418.
- [378] Sharfarets B. P., Dmitriev S. P. Modeling of turbulent fluid motion based on the boussinesq hypothesis. overview // *Journal Nauchnoe Priborostroenie*, 2018, vol.28, №3, pp. 101-108.
- [379] Sod G. A. A survey of several finite difference methods for systems of nonlinear hyperbolic conservation laws // *Journal of Computational Physics*, 1978, vol. 27, №1, pp. 1–31.
- [380] Spalart P. R., Allmaras S. R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows // *AIAA Paper №0439*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992, 5-12.

- [381] Su W., Wang N., Li J., Zhao Y., Yan M. Improved method of measuring pressure coupled response for composite solid propellants // J. Sound and Vibration, 2014, v. 333, pp. 2226-2240.
- [382] Trottenberg U., Oosterlee C. W., Schüller A. Multigrid // Academic press 2001
- [383] Vasenin I. M., Krainov A. Yu., Lipanov A. M., and Shrager E. R. Method for direct numerical simulation of turbulent gas flows in curvilinear coordinates // Computational Mathematics and Mathematical Physics, 2015, v. 55(5), pp. 883-890.
- [384] Versteeg H.K., Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method // Longman Scientific & Technical 1995
- [385] Volkov K.N., Denisikhin S.V., Emel'yanov V.N. Gas Dynamics of a Recessed Nozzle in Its Displacement in the Radial Direction // Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 2017, vol. 90, №4, pp. 932-940.
- [386] Volkov K.N., Emel'yanov V.N., Denisikhin S.V. Formation of Vortex Structures in the Prenozzle Space of an Engine with a Vectorable Thrust Nozzle // Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 2016, vol. 89, №3, pp. 660-670.
- [387] Vuillot F., Lupoglazoff N. Combustion and turbulent flow effects in 2D unsteady Navier-Stokes simulations of oscillatory solid rocket motors // AIAA Paper, 1996, №96-0884, 15 p.
- [388] Wesseling P. An introduction to multigrid methods // Jhon Wiley & Sons Ltd. 2001.
- [389] Wilcox D.C. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, La Canada, California, 1998, 477 p.
- [390] Whitney H. Mappings of the plane into the plane // Ann. Math., 1955, vol. 62, pp.374-410.

- [391] Yakit K., Sahin B. The effects of vortex characteristics on performance of coiled wire turbulators used for heat transfer augmentation // *Appl. Therm. Eng.*, 23004, vol. 24, pp. 2427-2438.
- [392] Zaikovskii V.N. An engineering method of pressure calculation at the internal surface of a swiveling nozzle // *Thermophysics and Aeromechanics*, 1997, vol. 4, №4, pp. 401–406.
- [393] Zhang Q., Li J., Wang W., Wang N. Numerical analysis on oscillation characteristics in a tailpipe nozzle solid rocket motor // *J. Spacecraft and Rockets*, 2011, v. 48(1), pp. 103?109.
- [394] Zhang Q., Wang N., Li J., Su W., Zhang Y. Effect of the head cavity on pressure oscillation suppression characteristics in large solid rocket motors // *Technological Sciences*, 2015, v. 58(7), pp. 1250?1262.
- [395] Zohira A. E., Habibb M. A., Nemitallah M. A., Heat transfer characteristics in a double-pipe heat exchanger equipped with coiled circular wires // *exp. Heat Transf.*, 2015, vol. 28, pp. 531-545.

**УТВЕРЖДАЮ**

Первый заместитель генерального  
директора и генерального конструктора  
АО «Корпорация «Московский  
институт теплотехники»



**А.А. Дорوفеев**

2021 г.

**АКТ**

**о внедрении результатов** докторской диссертационной работы  
**Черновой Алены Алексеевны** «Внутренняя газодинамика и топологическая  
структура локальных пространственно-временных зон с повышенным  
теплообменом в камере сгорания энергетических установок»,  
выполненной в ИжГТУ имени М.Т. Калашникова

Результаты диссертационной работы Черновой Алены Алексеевны  
«Внутренняя газодинамика и топологическая структура локальных  
пространственно-временных зон с повышенным теплообменом в камере  
сгорания энергетических установок» на соискание ученой степени доктора  
технических наук использованы в расчётно-конструкторской деятельности в  
виде:

1. Методика оценки теплового состояния конструктивных элементов КС ЭУ.
2. Программного модуля для оценки значений локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в выявленных локальных пространственно-временных зонах повышенного теплообмена в КС для различных конструктивных схем ЭУ.
3. Обобщенного подхода к исследованию процессов нестационарного конвективного теплообмена в каналах сложной формы с массоподводом.

Заместитель генерального конструктора,  
кандидат технических наук

**В.И. Петрусев**

Заместитель начальника отделения,  
кандидат технических наук

**И.В. Черепов**

Главный научный сотрудник,  
доктор технических наук

**А.А. Шишков**







**КАЛАШНИКОВ  
КОНЦЕРН**

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
(АО «КОНЦЕРН «КАЛАШНИКОВ»)

УТВЕРЖДАЮ

№            Заместитель генерального директора –  
главный конструктор



С.В. Уржумцев  
2021 г.

### АКТ

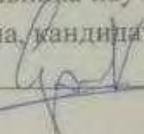
о внедрении результатов диссертационной работы Черновой Алёны Алексеевны на тему «Внутренняя газодинамика и топологическая структура локальных пространственно-временных зон с повышенным теплообменом в камере сгорания энергетических установок» на соискание учёной степени доктора технических наук по специальности 1.1.9 «Механика жидкости, газа и плазмы», выполненной в ИжГТУ имени М.Т. Калашникова

В деятельности Конструкторско-технологического центра АО «Концерн «Калашников» при выполнении НИОКР использованы следующие результаты диссертационной работы Черновой Алёны Алексеевны на тему «Внутренняя газодинамика и топологическая структура локальных пространственно-временных зон с повышенным теплообменом в камере сгорания энергетических установок» на соискание учёной степени доктора технических наук по специальности 1.1.9 «Механика жидкости, газа и плазмы»:

1. методика оценки теплового состояния конструктивных элементов КС ЭУ;
2. результаты многовариантного математического моделирования процессов сопряжённого теплообмена в камере сгорания на стационарном участке работы в виде критериальных зависимостей для конструктивных элементов КС ЭУ;
3. программный модуль для оценки значений локальных безразмерных коэффициентов теплоотдачи в выявленных локальных пространственно-

временных зонах повышенного теплообмена в КС для различных конструктивных схем ЭУ.

Заместитель главного конструктора по науке –  
начальника научно-исследовательского  
отдела, кандидат технических наук

  
\_\_\_\_\_ К.В. Сермягин

Заместитель главного конструктора по  
испытаниям

  
\_\_\_\_\_ В.Н. Бойко

Начальник бюро перспективных исследований  
и разработок

  
\_\_\_\_\_ К.А. Иванов