

УДК 621.694.21

**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**  
**федеральное государственное бюджетное**  
**образовательное учреждение высшего образования**  
**«Санкт-Петербургский государственный морской технический**  
**университет»**



На правах рукописи

Мазилевский Илья Игоревич

**Исследование характеристик газо-газовых бездиффузорных  
струйных аппаратов**

Специальность 05.08.05 – Судовые энергетические установки и их элементы  
(главные и вспомогательные)

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:

кандидат технических наук, доцент

Ревков Михаил Васильевич

Санкт-Петербург - 2016

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
Глава 1 Анализ состояния проблемы, цель и задачи исследования .....	10
1.1 ГАЗО-ГАЗОВЫЕ СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ И ИХ УСТРОЙСТВО, ПРИНЦИП РАБОТЫ, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ.....	10
1.1.1 Основные элементы струйного аппарата и их назначение .....	10
1.1.2 Рабочий процесс СА .....	14
1.1.3 Начальный участок КС.....	15
1.1.4 Граничное сечение.....	16
1.1.5 Основной участок КС .....	16
1.1.6 Достоинства и недостатки СА .....	17
1.2 КЛАССИФИКАЦИЯ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ .....	18
1.2.1 Классификация по упругим свойствам .....	19
1.2.2 Классификация по степени сжатия и расширения .....	19
1.2.3 Классификация по агрегатному состоянию .....	20
1.3 РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ .....	21
1.3.1 Одномерная модель .....	21
1.3.2 Двумерная модель .....	42
1.3.3 Динамическая модель.....	44
1.4 ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	49
Глава 2 Модель, методика, алгоритм и программа расчетов струйных аппаратов .....	51
2.1 МОДЕЛЬ СТРУЙНОГО АППАРАТА .....	51
2.2 СИСТЕМА УРАВНЕНИЙ .....	52
2.3 МЕТОДИКА РАСЧЕТА СТРУЙНОГО АППАРАТА .....	54
2.4 АЛГОРИТМ РАСЧЕТА .....	58
2.5 РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ СА ПРИ ПОМОЩИ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ.....	65
2.6 ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2 .....	66
Глава 3 Экспериментальные исследования струйных аппаратов .....	68
3.1 ОПИСАНИЕ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА.....	68

3.2 ОПИСАНИЕ ОБЪЕКТА ИСПЫТАНИЙ .....	72
3.2.1 Геометрические размеры объекта испытания.....	73
3.3 МЕТОДИКА И СХЕМА ИЗМЕРЕНИЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ .....	76
3.4 ИЗГОТОВЛЕНИЕ МАКЕТНЫХ ОБРАЗЦОВ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ .....	77
3.4.1 Доработка конструкции 3D принтера .....	79
3.4.2 Герметизация элементов струйного аппарата.....	81
3.4.3 Применение технологии быстрого прототипирования для создания элементов струйного аппарата .....	82
3.5 ГРАДУИРОВКА РАСХОДОМЕРНОЙ ШАЙБЫ.....	84
3.6 ПРОГРАММА ИСПЫТАНИЙ.....	87
3.7 ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ.....	91
3.8 ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3 .....	97
Глава 4 Результаты исследования струйных аппаратов .....	98
4.1 МЕТОДИКА ВЫЧИСЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ.....	98
4.2 ОГРАНИЧЕНИЯ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ.....	100
4.3 ОЦЕНКА КОРРЕЛЯЦИИ МЕЖДУ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ И ТЕОРЕТИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ .....	103
4.4 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ СКОРОСТИ И ИМПУЛЬСА ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ КОНФУЗОРНОГО УЧАСТКА И КАМЕРЫ СМЕШЕНИЯ.....	111
4.5 ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4 .....	118
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	119
Список сокращений и условных обозначений .....	121
Список литературы .....	124
ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное) Описание программы для ЭВМ .....	139
ПРИЛОЖЕНИЕ Б (справочное) Акт о внедрении методики расчета геометрических и статических характеристик струйного аппарата .....	147
ПРИЛОЖЕНИЕ В (справочное) Вывод выражения 1.73.....	149
ПРИЛОЖЕНИЕ Г (справочное) Основные технические данные и характеристики стенда .....	151

ПРИЛОЖЕНИЕ Д (справочное) Программа и методики исследовательских испытаний газо-газового модульного инжекционного устройства для систем рециркуляции водорода .....	166
ПРИЛОЖЕНИЕ Е (справочное) Зависимость относительного напора от коэффициента инжекции при избыточном давлении рабочего газа 30, 50 и 80 кПа при различной геометрии струйного аппарата. ....	185
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж (справочное) Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения от положения рабочего сопла при различной длине цилиндрического участка камеры смешения .....	204
ПРИЛОЖЕНИЕ И (справочное) Зависимость коэффициента скорости газового потока конфузора от положения рабочего сопла при различной форме образующей конфузорного участка.....	223

## ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных направлений развития водородной энергетики является развитие и совершенствование энергоустановок с электрохимическими генераторами (ЭХГ) на водород-кислородных и водород-воздушных топливных элементах. ЭХГ находят все более широкое применение как источники электрической энергии в энергоустановках космического, наземного, а также морского надводного и подводного назначения. Одним из наиболее перспективных направлений развития ЭХГ, с точки зрения практического применения, являются ЭХГ на основе батарей топливных элементов (БТЭ) с низкотемпературным твердополимерным электролитом (ТПЭ). Особенностью эксплуатации батарей данного типа является подача в реакционные камеры БТЭ реагентов с низкими параметрами избыточных давлений и температур. БТЭ с ТПЭ могут эксплуатироваться при небольших избыточных давлениях реагентов (порядка 5 кПа), и при температурах реагентов порядка 60°С. Столь малые величины давлений и температур реагентов БТЭ с ТПЭ положительно отражаются на конструктивных особенностях энергетических установок [70]. Снижение требований по прочности корпусов арматуры и трубопроводов, а также уменьшение толщин теплоизоляционных материалов, положительно сказывается на массогабаритных характеристиках энергетических установок. Однако эксплуатация БТЭ при столь низких параметрах давлений и температур реагентов приводит к возникновению трудностей по обеспечению водного режима БТЭ. Реакционная вода, выделяющаяся в процессе электрохимической реакции в катодной камере БТЭ и проникающая в виде влаги в анодную камеру, приводит к заливанию поверхностей газодиффузационного слоя протонообменной мембранны БТЭ, что в свою очередь ухудшает электрические характеристики БТЭ.

Поддержание водного режима и оптимизация условий работы батареи топливных элементов – задача, решение которой оказывается как на показателях энергоэффективности и экономичности энергоустановки с ЭХГ, так и на ресурсных показателях. Рабочие характеристики БТЭ, равно как и срок службы, в значительной степени зависят от равномерности раздачи реагентов по каналам

мембранны-электородных блоков (МЭБ), от влажности реагентов, обуславливающих оптимальный водный режим БТЭ, а также от стабильности параметров давления и температуры реагентов на входе в БТЭ на стационарных и переходных режимах. В данном контексте возникает необходимость обеспечения рециркуляции реагентов с требуемыми параметрами через реакционные полости МЭБ и создания системы (контура) рециркуляции, обеспечивающей требуемые параметры и кратность циркуляции. Необходимая кратность циркуляции реагентов в заданных диапазонах мощностей ЭХГ обеспечивается побудителями расхода. В традиционном исполнении контуров рециркуляции это, как правило, компрессоры. В электрохимических энергетических установках, применяемых в условиях с повышенными требованиями к расходованию электрической энергии на собственные нужды, а также в условиях повышенных требований к акустическим характеристикам, применение компрессоров крайне нежелательно. Альтернативой являются инжекционные устройства (струйные аппараты - СА), использующие для организации избытка расхода реагентов через МЭБ БТЭ запас потенциальной энергии (значительного избыточного давления) систем хранения реагентов. Данные устройства являются преобразователями потенциальной энергии газов систем хранения реагентов в кинетическую энергию движения газовых сред.

Применение струйных аппаратов в условиях минимизации массы и габаритов системы затруднительно в связи с их большими линейными размерами. Основную часть длины струйного аппарата занимает диффузор (от 1/3 до 1/2 длины СА в зависимости от диаметра камеры смешения и угла раскрытия диффузора). Решить проблемы массы и габаритов СА можно путем исключения диффузора, однако подобное решение приведет к снижению производительности СА, в частности, к снижению его напора при заданном коэффициенте инжекции. Уменьшить отрицательное влияние отсутствия диффузора можно за счет выбора соответствующей геометрии проточной части. Поэтому в рамках диссертационной работы была поставлена и решена задача по определению эффективных геометрических параметров проточной части СА.

Малые значения избыточных давлений и температур рабочих сред, а также наличие водяного пара в составе рециркулируемой среды (реагентов для работы БТЭ), требуют особых подходов при расчетах геометрических параметров и статических характеристик СА при проектировании.

Ранее разработанные алгоритмы и программы расчета геометрических и статических характеристик СА успешно применялись при выполнении опытно-конструкторских работ по созданию систем рециркуляции БТЭ, но для решения задачи по увеличению напора оказались малопригодными ввиду отсутствия учета особенностей геометрических параметров проточных частей СА.

Изготовление единичных экземпляров проточных частей струйных аппаратов, несмотря на их кажущуюся конструктивную простоту исполнения, требует значительных трудозатрат с использованием специального технологического оборудования. Решением данной проблемы явилось применение 3D печати при изготовлении макетных образцов струйных аппаратов. Разработанная и примененная технология изготовления макетных образцов СА позволила значительно упростить и ускорить процесс изготовления проточных частей струйных аппаратов, пригодных для проведения исследовательских испытаний.

**Целью** работы является разработка методики и алгоритма расчета геометрических параметров и статических характеристик газо-газовых бездиффузорных струйных аппаратов для системы рециркуляции реагентов батареи топливных элементов.

В работе поставлены и решены следующие **задачи**:

- определение способа повышения эффективности работы газо-газового бездиффузорного СА посредством изменения геометрии проточной части;
- разработка методики и программы расчета геометрических и статических характеристик СА;
- выработка рекомендаций по выбору коэффициентов скорости и импульса потоков газовых сред, используемых в методики расчета СА.

**На защиту выносятся:**

- результаты теоретического обоснования и практического подтверждения реализуемости возможности повышения эффективности исследуемого типа струйных аппаратов за счет изменения геометрии их проточных частей;
- верифицированная математическая модель газо-газового струйного аппарата;
- методика расчета геометрических и статических характеристик струйного аппарата;
- методика определения коэффициентов скорости и импульса потоков газовых сред в элементах проточной части струйного аппарата;
- результаты анализа влияния геометрических параметров проточной части и давления рабочего газа на величины коэффициентов скорости и импульса потоков газовых сред и на характеристики струйных аппаратов.

Исследования проводились расчетно-теоретическим и опытным путем. Получены следующие **научные и практические результаты**:

- модель газо-газового струйного аппарата, в которой в отличие от существующих моделей рабочий и инжектируемый потоки рассматриваются, как смеси, а также учтено влияния их относительной влажности на характеристики СА;
- методика расчета геометрических и статических характеристик струйного аппарата;
- методика расчета коэффициентов импульса и скорости газовых потоков проточных частей струйного аппарата;
- алгоритм расчета статических характеристик газо-газового струйного аппарата
- результаты анализа влияния геометрии проточной части струйного аппарата исследуемого типа и давления рабочего газа на величину коэффициентов скорости и импульса, а также на статическую характеристику аппарата.

Результаты выполненных исследований использовались в проблемной научно-исследовательской лаборатории Санкт-Петербургского Государственного Морского Технического Университета.

Материалы диссертационной работы докладывались:

- на третьей всероссийской межотраслевой научно-технической конференции «Актуальные проблемы морской энергетики» (2014 г.);

- на четвертой всероссийской межотраслевой научно-технической конференции «Актуальные проблемы морской энергетики» (2015 г.);

- на научных семинарах кафедры энергетики СПбГМТУ в 2011-2015 годах;

Основные теоретические и практические результаты исследований опубликованы в 10 работах. Из них 5 статей (авторская доля от 50% до 100%), в том числе 3 статьи в журнале из перечня ведущих рецензируемых изданий (авторская доля от 50% до 100%), и 5 научно-технических отчетов (авторская доля от 10% до 15%).

## Глава 1 Анализ состояния проблемы, цель и задачи исследования

### 1.1 Газо-газовые струйные аппараты и их устройство, принцип работы, достоинства и недостатки

#### 1.1.1 Основные элементы струйного аппарата и их назначение

Струйный аппарат – это устройство, в котором осуществляется повышение полного давления низконапорного потока путем его турбулентного смешения с другим более высоконапорным потоком. В большинстве случаев высоконапорный поток, вступая в процесс смешения, имеет большую скорость, по сравнению с низконапорным. Обычно высоконапорный поток называют рабочим, а низконапорный – инжектируемым. СА предназначен для нагнетания и повышения давления инжектируемого потока, а так же он выполняет функцию смесителя.

Независимо от назначения и конструктивного оформления СА, они состоят из следующих основных элементов: рабочего сопла, инжектируемого сопла, камеры смешения и диффузора (см. рис. 1.1). Диффузор является частью почти всех струйных аппаратов, исключения будут рассмотрены ниже (см. параграф 1.1.1.2).

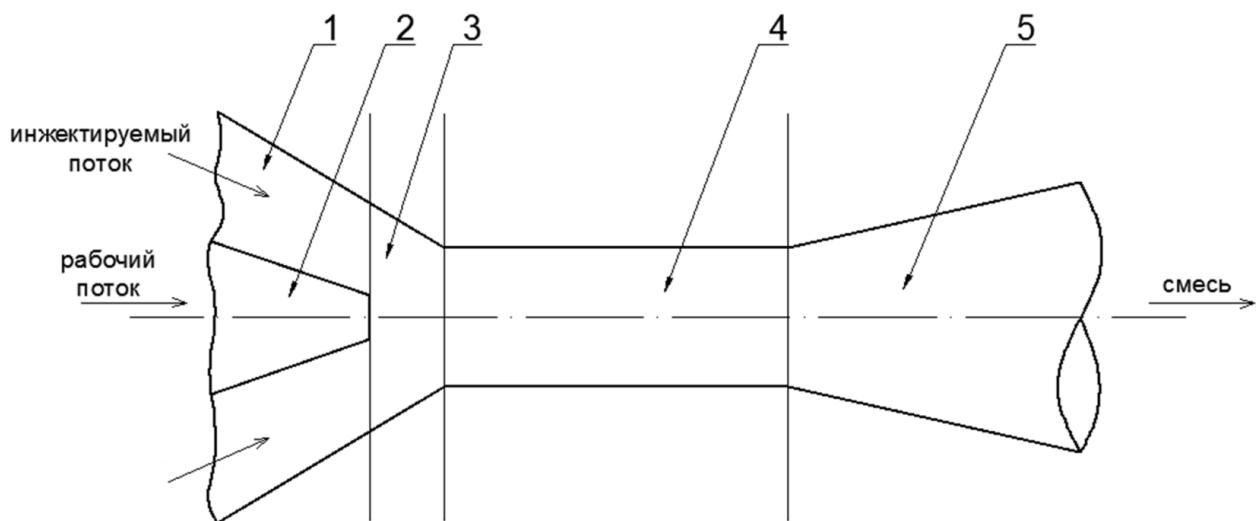


Рисунок 1.1 - Принципиальная схема струйного аппарата

1 – сопло инжектируемого потока (кольцевое сопло); 2 – рабочее сопло; 3 – сужающийся участок камеры смешения (конфузор); 4 – цилиндрический участок камеры смешения; 5 – диффузор

Сопла предназначены для подвода потоков в камеру смешения. Подвод рабочего потока может осуществляться как через центральное сопло, так и через кольцевое. Как показано в работе [25] эжекторы (эжектор – это один из видов СА, классификация СА будет рассмотрена ниже) имеют лучшие характеристики при подводе рабочего газа через центральное сопло. Чичов и Щукин в работах [69, 72] показали, что при периферийном подводе рабочего потока увеличиваются потери в камере смешения, а также периферийное сопло обладает большим сопротивлением нежели центральное.

### 1.1.1.1 Камера смешения

**Назначение камеры смешения (КС)** состоит в:

1) смешивание подаваемых в СА потоков [1];  
 2) получение полностью или частично выровненного поля скоростей на выходе из КС. При поступлении в диффузор невыровненного потока появляются отрывные течения, которые отрицательно сказываются на работе СА [35, 1].

**Длина КС** должна выбираться таким образом, чтобы в ней практически успели закончиться процессы смешения потоков и выравнивание поля скоростей, однако по возможности она должна быть короткой для того, чтобы не увеличить гидравлические потери и сократить осевые габариты СА [1]. Как показывают экспериментальные данные, [48] существует некоторая длина КС, обеспечивающая наибольшую эффективность работы СА для конкретного режима его работы (далее будем ее называть оптимальной длиной КС). На оптимальную длину КС оказывают влияние ряд факторов [3]:

- отношение скоростей рабочего и инжектируемого потоков ( $w_p / w_u$ ) [83];
- отношение плотностей смешиваемых потоков ( $\rho_p / \rho_u$ );
- отношение температур ( $T_p / T_u$ );
- особенности конструкции СА;
- степень сжатия и расширения;
- положение сопла [115, 49];
- длина псевдо-ударной волны [114, 116].

Результаты исследования [114] показывают, что длина псевдо-ударной волны ( $L_{\text{пув}}$ ) имеет доминирующее влияние на оптимизацию геометрии эжектора. Это связано с тем, что после псевдо-ударной волны давление в камере смешения эжектора начинает падать (см. рис. 1.2), что приводит к снижению коэффициента эжекции. Поэтому длина КС должна быть примерно равной  $L_{\text{пув}}$ .

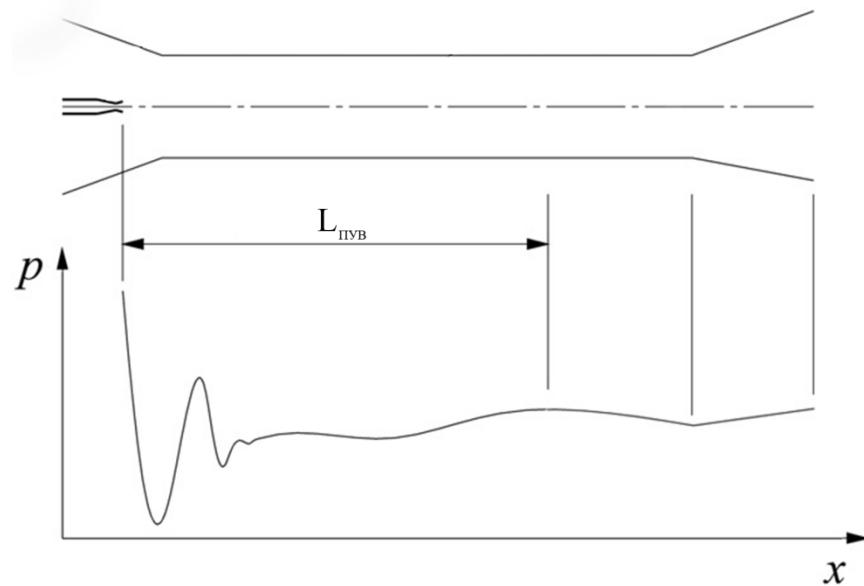


Рисунок 1.2 – Схема распределения статического давления вдоль оси сверхзвукового эжектора

Длину КС можно снизить за счет интенсификации процесса смешения, которую можно осуществить при помощи:

- 1 применение специальных сопел:
  - 1.1 перфорированных [9];
  - 1.2 с выходным сечением различной формы [137, 88, 80, 9];
  - 1.3 со вставкой [98];
- 2 пульсации потока [84, 85];
- 3 КС различной формы.

К наиболее распространенным формам КС относятся:

- цилиндрическая – КС постоянного сечения;
- коническая – КС переменного сечения с равномерным сужением или расширением;

– изобарическая – КС с формой обеспечивающей постоянство давления по длине КС;

– комбинированная – КС состоящая из нескольких различных участков, к примеру, сужающегося, цилиндрического и расширяющегося.

До сих пор в научном сообществе не существует однозначного мнения, в каких случаях надо использовать ту или иную форму КС для получения наибольшей эффективности работы СА. Так в работах [33, 58, 78] утверждается, что цилиндрическая КС дает большую степень сжатия давления по сравнению с КС другой формы, но в тоже время в работах [34, 45, 44] отмечается, что комбинированные КС во всех случаях эффективнее цилиндрических. В некоторых работах указывается, что для получения наиболее эффективной работы СА, форма КС должна выбираться исходя из степени сжатия ( $\varepsilon$ ) и расширения ( $\sigma$ ). Так Байков и Васильев в работе [12] показали, что при больших  $\varepsilon$  и  $\sigma$  целесообразно применять комбинированную камеру, состоящую из сужающегося и цилиндрического участка, а при малой степени сжатия - цилиндрическую. Однако, согласно работам [36, 58, 72] цилиндрические КС следует применять при больших  $\varepsilon$  и  $\sigma$  в случае наступления критического режима работы в КС.

### **1.1.1.2 Диффузор**

Диффузор устанавливают на выходе из КС, либо для повышения статического давления газа на выходе из СА, либо для снижения давления инжектируемого потока в СА в случае, когда давление за СА поддерживается постоянным.

Применение диффузора особенно важно для низконапорных СА [8, 55, 58]. Согласно данным, представленным в работе [58], при различных коэффициентах инжекции создаваемый перепад давлений СА с диффузором на 40-70% больше, чем у бездиффузорного СА.

В некоторых случаях имеет смысл отказаться от диффузора в связи с ограничениями по габаритным размерам установки или при необходимости получения потока с большой скоростью. Иногда вместо диффузора

устанавливают сопло, такие СА применяют, к примеру, в двухконтурных реактивных двигателях [1].

### 1.1.2 Рабочий процесс СА

Рабочий процесс струйного аппарата на установившемся режиме состоит в следующем. Высоконапорный поток подается в рабочее сопло, где его скорость увеличивается, а давление падает (см. рис 1.3). Низконапорный поток поступает в инжектирующее сопло. Изменение параметров инжектируемого газа обычно не столь значительно, основное влияние на параметры потока оказывает: положение рабочего сопла и форма сужающегося участка. Следует отметить, что при дозвуковом истечении из рабочего сопла, давление рабочего и инжектируемого потоков в сечении 1-1 равны ( $P_{p1} = P_{i1}$ ), в то время как при звуковом и сверхзвуковом истечении давление потоков могут значительно различаться [1].

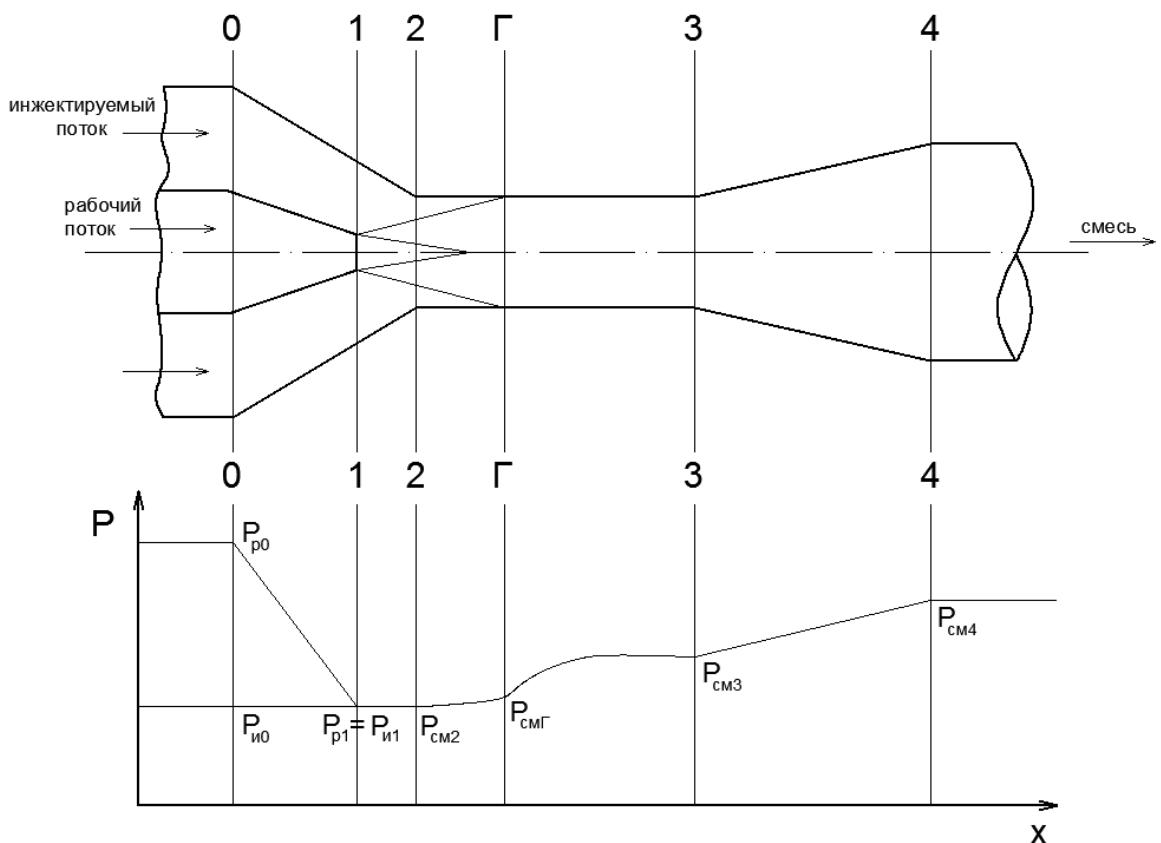


Рисунок 1.3 - Принципиальная схема струйного аппарата с цилиндрической камерой и дозвуковым рабочим соплом, а так же распределение статического давления вдоль длины струйного аппарата

Далее из сопел потоки поступают в КС. Камеру смешения можно условно разбить на два участка: начальный и основной (см. рис 1.4).

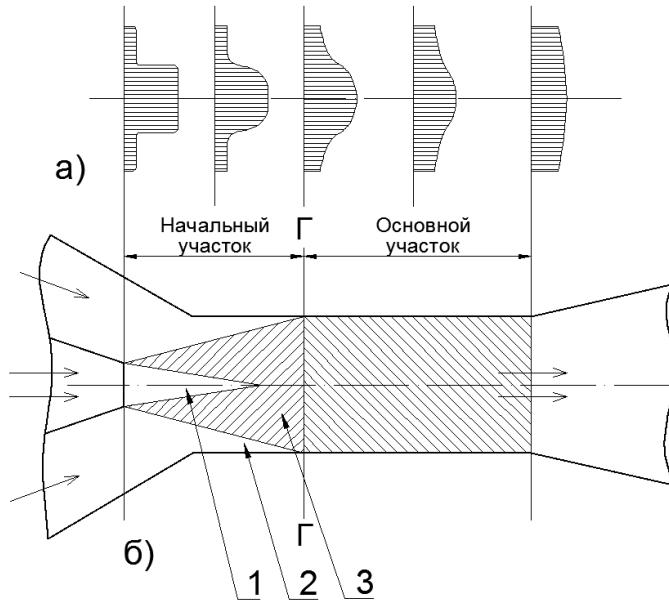


Рисунок 1.4 – а) изменение поля скоростей по длине камеры смешения; б) распределение потоков в струйном аппарате; 1 – потенциальное ядро рабочего потока; 2 – невозмущенный поток; 3 – пограничный слой; штриховкой обозначен участок смешения потоков

### 1.1.3 Начальный участок КС

В работах [1, 58, 62] поток на начальном участке был уподоблен турбулентной струе в спутном потоке. В связи с наличием пульсации компонентов скорости, свойственных турбулентному потоку, происходит внедрение инжектируемого потока в струю спутного потока, образуя тем самым пограничный слой. В пограничном слое происходит плавное изменение параметров газа от осевого значения до параметров инжектируемого газа. Осевая скорость в ядре потока равна скорости в выходной сечении сопла, по мере удаления от ядра осевая скорость постепенно падает. Между спутным потоком и стенками КС находится невозмущенный поток. На начальном участке струя высоконапорного газа увлекает за собой инжектируемый поток, вследствие чего появляется некоторое разрежение, которое и обеспечивает подсасывание

инжектируемого потока рабочим. Согласно работе Dvořák [83], на начальном участке происходит незначительный рост статического давления.

### 1.1.4 Границное сечение

По мнению Абрамовича Г.Н. граничное сечение находится в месте соприкосновения пограничного слоя со стенками КС (см. рис 1.4 – сечение Г-Г). Tyler и Williamson [136] рассмотрели иное расположение граничного сечения. По их мнению основной участок начинается при исчезновении радиальной составляющей скорости невозмущенного потока. Данное предположение было обосновано Dvořák в работе [83] при помощи коммерческой программы Ansys 14, т.к. результаты численных экспериментов хорошо сходились с экспериментальными данными, представленными в работе [86]. Схематическое изображение исследованного СА представлено на рисунке 1.5. В численном эксперименте была принята двумерная модель расчета и  $k-\varepsilon$  модель турбулентности, воздух рассматривался как идеальный газ.

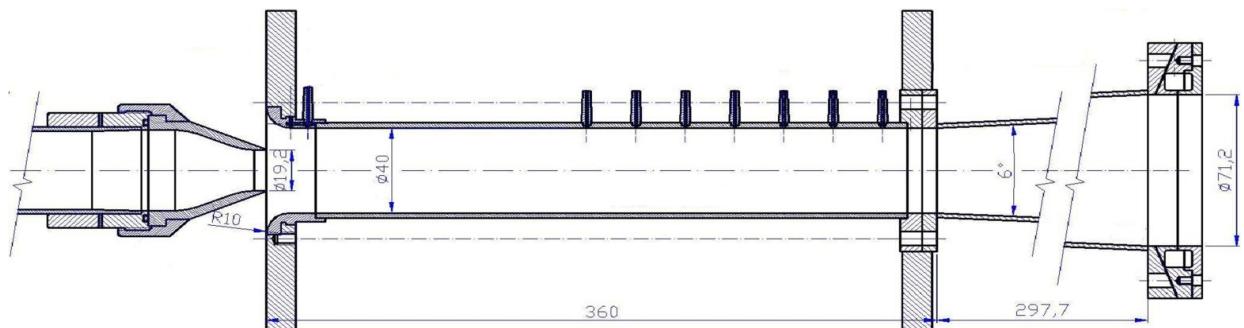


Рисунок 1.5 – Схема эжектора, использованного Dvořák в работе [86], с основными геометрическими размерами

### 1.1.5 Основной участок КС

На основном участке происходит выравнивание поля скоростей потока, а также рост статического давления [1, 83].

Процесс смешения в КС сопровождается потерями, вызванными как трением о стенки КС, так и самим протеканием процесса смешения. Dvořák показал, что повышение давления на начальном участке отрицательно

сказывается на процессе смешения и приводит к увеличению длины начального участка. Он так же отметил, что длина начального участка сильно зависит от отношения рабочей и инжектируемой скоростей ( $w_p/w_i$ ), в то время как на длину основного участка этот факт влияет уже не так значительно. Dvořák отметил, что статическое давление на основном участке растет более интенсивно, нежели на начальном.

Из КС поток поступает в **диффузор**, в котором он тормозится, а его статическое давление возрастает. Сопротивление диффузора складывается из потерь на трение и вихреобразование. Вихревые потери возникают вследствие отрыва пограничного слоя от стенок диффузора. Угол раскрытия диффузора оказывает значительное влияние на вихреобразование. При малых углах раскрытия диффузора ( $4\text{--}8^\circ$ ) гидравлические потери невелики. По мере увеличения угла они возрастают, что сначала сопровождается образованием вихрей на конце диффузора, затем вихри перемещаются от его конца к началу. В конечном итоге, при значительных углах раскрытия ( $60^\circ$ ), вся стенка диффузора покрывается вихревой областью. В таких случаях потери будут даже больше, чем при внезапном расширении канала [1].

### 1.1.6 Достоинства и недостатки СА

К достоинствам струйного аппарата следует отнести:

- надежность;
- простоту конструкции;
- отсутствие необходимости подвода извне механической энергии (СА работает за счет впрыска некоторого количества высоконапорного газа);
- возможность работать в широком диапазоне параметров газов;
- простоту регулирования рабочего процесса;
- простоту перехода с одного режима работы на другой;
- низкие требования к чистоте жидкостей и газов;
- ремонтопригодность в полевых условиях, то есть вдали от заводских условий;

- возможность эксплуатации в различных климатических условиях (вне помещений);
- отсутствие необходимости постоянного обслуживания;
- низкая стоимость изготовления.

**К недостаткам:**

- необходимость наличия источника высоконапорного потока;
- низкий коэффициент полезного действия.

КПД СА согласно работе [58] может быть найден по выражению

$$\eta = \frac{U(e_{\text{см}} - e_{\text{и}})}{e_{\text{п}} - e_{\text{см}}}, \quad (1.1)$$

где  $e_{\text{п}}$ ,  $e_{\text{и}}$ ,  $e_{\text{см}}$  – удельные эксергии рабочего, инжектируемого потоков и их смеси, Дж/кг. Эксергия находится по выражению

$$e = c_{\text{п}} \left( T_0 - T_{\text{атм}} \right) \left( 1 - \frac{T_{\text{атм}}}{T_{\text{ср}}} \right) + RT_{\text{атм}} \ln \frac{P_0}{P_{\text{атм}}}, \quad (1.2)$$

где  $T_0, P_0$  – температура и давление в изоэнтропно-заторможенном состоянии, К, Па,  $T_{\text{атм}}$ ,  $P_{\text{атм}}$  - температура и давление в состояние равновесия с окружающей средой, К, Па,  $T_{\text{ср}}$  - среднее логарифмическое значение температуры потока, определяется по выражению, К

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_0 - T_{\text{атм}}}{\ln \frac{T_0}{T_{\text{атм}}}}. \quad (1.3)$$

Максимальный КПД СА, рассмотренных в данной работе, в исследованном диапазоне коэффициентов инжекции (0-1,1) равен 9,1 % при  $U = 0,52$ .

Несмотря на небольшой КПД, СА востребованы во многих отраслях промышленности и как самостоятельные, и как вспомогательные устройства.

## 1.2 Классификация струйных аппаратов

Рассмотрим классификацию СА для определения характерных особенностей аппаратов, которые должны быть учтены при их расчетах. СА классифицируют по следующим признакам:

- по упругим свойствам взаимодействующих сред;
- по степени сжатия и расширения сред;
- по агрегатному состоянию рабочего и инжектируемого потоков.

### **1.2.1 Классификация по упругим свойствам**

Под упругими свойствами или сжимаемостью понимают значительное изменение плотности вещества при изменении его давления.

По упругим свойствам СА подразделяются на следующие типы.

- Обе среды (рабочая и инжектируемая) упруги (газ - газ).
- Одна из сред является упругой (газ – жидкость, жидкость - газ).
- Обе среды неупруги (жидкость - жидкость).

### **1.2.2 Классификация по степени сжатия и расширения**

Под *степенью сжатия* ( $\varepsilon$ ) здесь и далее будет подразумеваться отношение давления смеси на выходе из СА к давлению инжектируемого потока перед СА ( $P_{см4}/P_{и0}$ ). *Степень расширения* ( $\sigma$ ) – отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед СА ( $P_{р0}/P_{и0}$ ).

СА по степени сжатия и расширения подразделяются на следующие типы.

– *Газо(паро) струйные компрессоры* – аппараты с умеренной степенью сжатия и большой степенью расширения. Степень расширения во много раз больше критического отношения давлений рабочего и инжектируемого потоков. Степень сжатия обычно находится в пределах  $1,2 \leq \varepsilon \leq 2,5$ . Подобные аппараты используются для повышения давления, к примеру, отработанного пара (газа) в сети.

– *Газо(паро) струйные эжекторы* - аппараты с большой степенью сжатия и большой степенью расширения. Степень расширения также во много раз больше критического отношения давлений рабочего и инжектируемого потоков. Степень сжатия, создаваемая таким аппаратом  $\varepsilon \geq 2,5$ . Подобные СА предназначены для поддержания глубокого вакуума.

– *Газо(паро) струйные инжекторы* - аппараты с малой степень сжатия и большой степенью расширения. В связи с небольшой разницей давлений смеси и инжектируемого потока, при расчете инжекторов упругими свойствами этих потоков можно пренебречь. Степень сжатия подобных СА  $\varepsilon < 1,2$ . К таким аппаратам относятся: паровоздушные дутьевые инжекторы топочных устройств и котельных установок, воздушные обдувочные инжекторы, газовые инжекционные горелки и т.д.

– *Газо(паро) струйные насосы* - аппараты с малой степенью сжатия ( $\varepsilon \leq 1,2$ ). Степень расширения значительно меньше критического отношения давлений. Во многих случаях рабочей и инжектируемой средой струйных насосов является жидкость. Такие аппараты применяются как водоструйные насосы для откачки воды из скважин и колодцев, элеваторы, широко используемые в теплофикационных системах для присоединения отопительных установок к водяным тепловым сетям и т.д.

### **1.2.3 Классификация по агрегатному состоянию**

По агрегатному состоянию СА подразделяются:

1 агрегатное состояние рабочего и инжектируемого потоков **одинаковое**. К ним относятся: эжекторы, инжекторы, газо(паро) струйные компрессоры;

2 агрегатное состояние рабочего и инжектируемого потоков **различные**;

2.1 в процессе смешения агрегатное состояние потоков **не меняется**. К ним относятся: СА для пневмотранспорта, водовоздушные эжекторы и СА для гидротранспорта;

2.2 в процессе смешения агрегатное состояние потоков **меняется** на состояние одного из смешиемых потоков. К ним относятся: пароводяные инжекторы и струйные подогреватели.

## 1.3 Развитие теории струйных аппаратов

### 1.3.1 Одномерная модель

#### 1.3.1.1 Цилиндрическая камера смешения

Несмотря на то, что к настоящему времени накопилось много работ, посвященных исследованиям струйных аппаратов, до сих пор нет универсальной и надежной методики расчета. Причина этого кроется в недостаточном понимании процессов, происходящих в элементах струйного аппарата, в погрешностях, и в необоснованных предположениях, принимаемых для упрощения выводов расчетных соотношений.

Первое исследование эжекторов, в которых в качестве рабочего и эжектируемого потоков применялись несжимаемые среды, началось в 1922 [133]. В СССР исследованиями эжекторов занимался Баулин К.Н. [14, 15, 16, 63], подобные исследования также были проведены и за рубежом [92, 93, 117, 124].

В работах [14, 15, 16, 57, 63, 92, 93, 117, 124, 133] газ рассматривался как несжимаемый, что является грубым допущением. Однако авторами были рассмотрены только дозвуковые режимы работы СА, вследствие чего рассмотрение газа как несжимаемой жидкости не привело к значительному расхождению теоретических и экспериментальных данных. В работе Соколова Г.Я и Андреева К.С. [57] рабочий поток рассматривался как сжимаемый, а в работах [31, 67, 90, 97, 100, 106, 123, 130] сжимаемыми считались уже оба потока.

В 1944 г. академик Христианович С. А. [67] разработал методику расчета газового эжектора с любой степенью сжатия и расширения. Им получены уравнения эжекции, являющиеся записями основных законов сохранения для участка между начальным и конечным сечениями цилиндрической камеры смешения. Эти уравнения используются для расчета эжекторов вплоть до настоящего времени как в нашей стране, так и за рубежом.

Киселев Б.М. в 1947 году, обобщил эти уравнения на случай смешения газов с разными температурами торможения и с помощью газодинамических функций получил простые расчетные формулы [38].

В дальнейшем методика Христиановича С.А. была усовершенствована Миллионщиковым М.Д. и Рябинковым Г.М. [50]. Они доказали, что многие режимы работы эжектора ранее, считавшиеся реализуемыми, в действительности невозможны в связи с наступлением предельного режима. Оказалось, что уравнений эжекции не всегда достаточно для построения характеристики СА. Авторами было показано, что полное смешение струй можно не рассматривать, достаточно учесть только газодинамическое взаимодействие поступающих в камеру смешения потоков. Они предположили, что предельный режим наступает при достижении в некотором сечении КС следующих условий: скорость инжектируемого потока равна местной скорости звука и давления смешиаемых потоков равны по величине. Данное сечение авторы назвали сечением запирания.

Следует отметить, что методы С. А. Христиановича, М. Д. Миллионщика и Г. М. Рябинкова применимы только к эжекторам с цилиндрической камерой смешения и не могут применяться к эжекторам, в которых смешение осуществляется в кольцевых соплах или в конических камерах смешения. Следует отметить, что СА с конфузорным участком КС нашли более широкое применение, нежели СА с цилиндрической КС.

Подобная (приближенная) методика расчета была разработана во Всесоюзном теплотехническом институте (ВТИ) и Московском энергетическом институте (МЭИ). Причиной параллельности работ стал режим секретности. Лишь позднее в трудах ВТИ и МЭИ появились ссылки на работы С. А. Христиановича, М. Д. Миллионщика, Г. М. Рябинкова, Ю. Н. Васильева и других авторов из Центрального аэрогидродинамического института им. профессора Н. Е. Жуковского (ЦАГИ).

Лыжин О.В. в ЦАГИ [7, 9, 21], проводя ряд экспериментальных исследований в существенно более широком диапазоне начальных параметров, обнаружил ограниченность этой теории. Она справедлива лишь при степени сжатия ( $\varepsilon$ ), не превышающей 3...4. При больших степенях сжатия экспериментальные значения коэффициента эжекции, соответствующие критическим режимам работы эжектора, получаются значительно меньше

величин, предсказанных этой теорией. Причину такого расхождения удалось установить Никольскому А.А. [7, 9, 21].

Никольский А.А. обнаружил, что при выводе основных уравнений теории критических режимов, Миллионщиков М.Д. и Г. М. Рябинков Ю.Н. не использовали уравнение количества движения (ур. импульса) для начального участка камеры смешения. Так же он показал, что допущение о постоянстве статического давления в сечении запирания при больших перепадах давлений становится слишком грубым. Еще он отметил, что статическое давление струи рабочего газа может резко изменяться по своему сечению.

В 1953 г. Никольский А.А. разработал методику расчета критических режимов. Она была основана на построении поля скоростей сверхзвуковой струи между входным участком КС и сечением запирания. За счет чего он и определял критическое значение коэффициента эжекции. Предполагалось, что статическое давление в струе эжектируемого газа постоянно по сечению. Эта методика не нашла широкого применения вследствие её трудоемкости. Одновременно с этим Таганов Г.И. и Межиров И.И. [59] разработали приближенную теорию критических режимов эжектора, в ней тоже используется уравнение количества движения. Кроме того они предположили, что статическое давление в струе высоконапорного газа в сечении запирания изменяется по линейному закону.

В теории Никольского - Шустова [52] к основным допущениям следует отнести: равенство статических давлений в низконапорной и высоконапорной струях только на границе, смешение струй не происходит вплоть до сечения запирания. Александров В.Ю. и Климовский К.К. [7] утверждают, что резкой границы между струями газов нет, а имеется некоторый граничный слой постепенного перехода от параметров высоконапорного газа к параметрам низконапорного. Также они пишут, что при больших значениях коэффициента эжекции ( $U$ ) толщина слоя мала и пренебрежение этим слоем не приведет к существенным погрешностям в расчете, но при очень малых значениях  $U$  переходный слой достаточно велик и с этим нельзя не считаться. Поэтому теория

Никольского - Шустова ограничена в применении и не может быть использована при низких коэффициентах эжекции.

Экспериментальную проверку теории Никольского - Шустова провели Таганов Г.И., Межиров И.И. и Харитонов В.Т. [60]. Теория была дополнена новыми зависимостями, а так же они показали, что применение сверхзвукового сопла для рабочего газа улучшает характеристики эжектора в сравнении с применением сопел для газов со звуковыми скоростями.

Ограниченностю использования методики Никольского - Шустова была также обнаружена Гродзовским Т.А. и Равдиным А.Ф. [26]. Они провели ряд испытаний эжекторов имеющих дозвуковую скорость рабочего потока при различных диаметрах рабочего сопла. Испытанные эжекторы были рассчитаны по методикам [52, 60], авторы показали, что совпадение расчетных и экспериментальных данных наблюдается только при  $\varepsilon < 2,0$ . При  $\varepsilon > 2,0$  эти данные существенно расходятся с превышением расчетных величин над экспериментальными. Они объяснили это тем, что в указанных работах не учтено смешение струй до сечения запирания. Позднее В. Н. Гусев [27] частично объяснил это расхождение в рамках динамики идеального газа.

К наиболее интересным работам зарубежных авторов касательно СА с ЦКС следует отнести работы [96, 140]. Grazzini и Mariani [96] занимались разработкой методики расчета для повышения производительности холодильной системы. Основное выражение этой модели представлено ниже.

Отношение площадей среза рабочего сопла и камеры смешения:

$$\frac{f_{p1}}{f_{cm3}} = \sqrt{\frac{1}{M_{p1}^2} \left( \frac{2}{k+1} \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \quad (1.4)$$

Grazzini и Mariani приняли следующие допущения:

- рабочий и инжектируемые газы считаются идеальными;
- статические давления рабочего и инжектируемого газов в выходном сечении рабочего сопла равны;
- процесс смешения потоков происходит адиабатически;
- потери в рабочем сопле и диффузоре учитываются путем введения

коэффициентов изоэнтропической эффективности.

Yapıcı и Ersoy [140] разработали методику по определению наибольшего коэффициента эжекции посредством определения оптимальной геометрии сверхзвукового эжектора. Принятая ими схема эжектора представлена на рисунке 1.6.

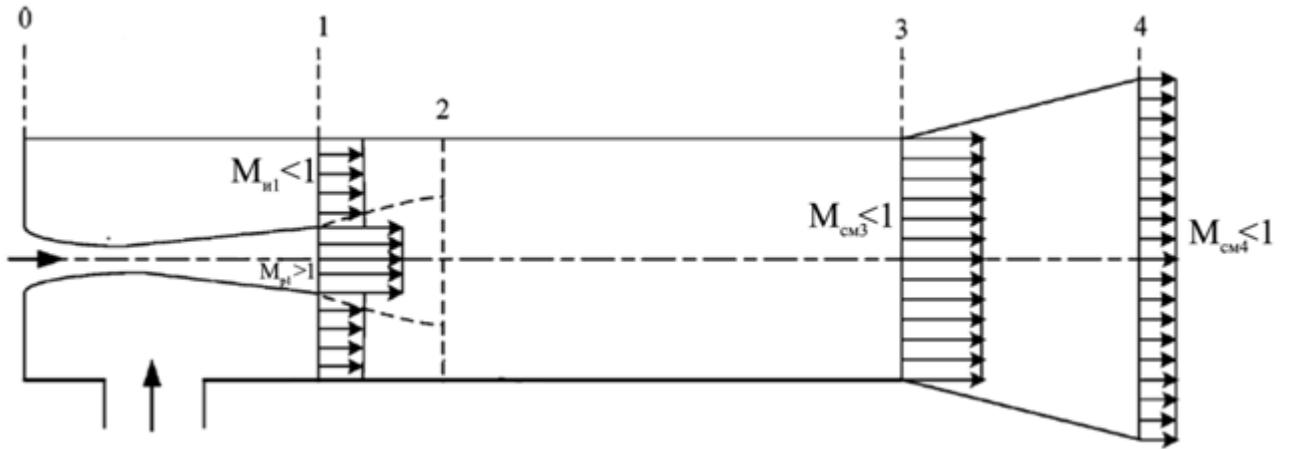


Рисунок 1.6 – Схема эжектора, применяемая Yapıcı и соавторами в работе [140]

Математическое описание модели состоит в следующем:

### **Рабочее сопло.**

Отношение давлений до и после рабочего сопла:

$$\frac{P_{p1}}{P_{p0}} = \left( 1 - \frac{1}{\Xi_{\text{соп}}} + \frac{1}{\Xi_{\text{соп}} \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{p1}^2 \right)} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (1.5)$$

Отношение площадей выходного и критического сечений рабочего сопла:

$$\frac{f_{p1}}{f_{p,\text{соп}_{kp}}} = \frac{1}{M_{p1}} \left[ \frac{1 - \frac{k-1}{2\Xi_{\text{соп}} + \Xi_{\text{соп}}(k-1)}}{1 - \frac{(k-1)M_{p1}^2}{2\Xi_{\text{соп}} + \Xi_{\text{соп}}(k-1)M_{p1}^2}} \right]^{\frac{k}{k-1}} \left[ \frac{1 + \frac{k-1}{2}}{1 + \frac{k-1}{2}M_{p1}^2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (1.6)$$

### Инжектируемое сопло.

Степень сжатия:

$$\frac{P_{и1}}{P_{p1}} = U \left( \frac{T_{и0}}{T_{p0}} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{f_{p1}}{f_{и1}} \right) \frac{M_{p1} \left[ k \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}}}{M_{и1} \left[ k \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{и1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}}}. \quad (1.7)$$

### Камера смешения.

На основе уравнения неразрывности и энергетического баланса были выведены следующие выражения

$$\frac{P_{cm3}}{P_{p1}} = \left( \frac{T_0}{T_{p0}} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{f_{p1}}{f_{cm3}} \right) \frac{M_{p1} \left[ k \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}}}{M_{cm3} \left[ k \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{cm3}^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}}} (U + 1). \quad (1.8)$$

Число Маха на выходе из камеры смешения:

$$M_{cm3} = \left[ -\left( a^2 - 2 \right) \pm \left[ \left( a^2 - 2 \right)^2 + 2 \left( \frac{k-1}{k} \right) \left( a^2 - \frac{2k}{k-1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \left[ \left( k-1 \right) \left( a^2 - \frac{2k}{k-1} \right) \right]^{-\frac{1}{2}}, \quad (1.9)$$

где

$$a = \left[ \frac{1+kM_{p1}^2}{M_{p1}} \left[ k \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{-\frac{1}{2}} + U \frac{1+kM_{и1}^2}{M_{и1}} \left[ k \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{и1}^2 \right) \right]^{-\frac{1}{2}} \left( \frac{T_{и0}}{T_{p0}} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \times \left[ \left( \frac{1+UT_{и0}/T_{p0}}{1+U} \right)^{\frac{1}{2}} (1+U) \right]^{-1}.$$

Принятая Yapıcı и Ersoy схема течения потоков в КС между участками 1-1 и 2-2 представлена на рисунке 1.7.

При расчете данного участка были сделаны следующие допущения

- между сечениями 1-1 и 2-2 рабочий и инжектируемый потоки не смешиваются и являются изоэнтропическими;

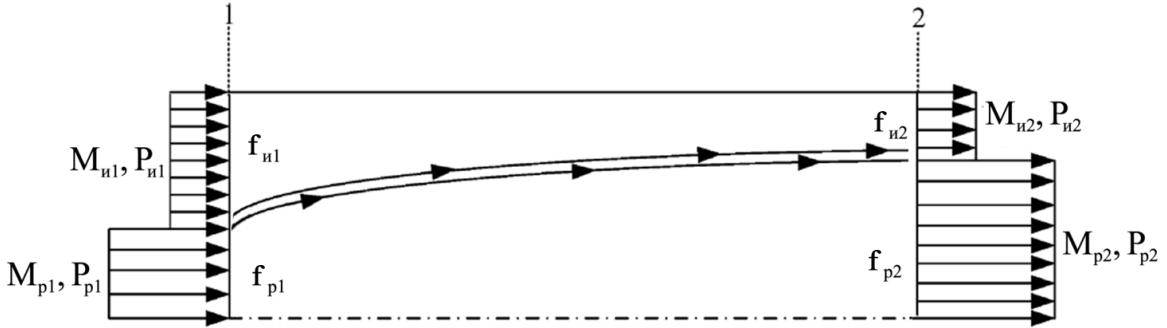


Рисунок 1.7 – Картина течения рабочего и инжектируемого потоков на начальном участке камеры смешения

- число Маха инжектируемого потока в сечении 2-2 равно единицы ( $M_{i2} = 1$ );
- статическое давление рабочего потока в сечении 1-1 больше чем у инжектируемого потока в том же сечении ( $P_{p1} > P_{i1}$ ).

Используя уравнение (1.30) и приняв во внимание выражения  $f_{p2} = f_{cm3} - f_{p1}$  и  $f_{i1} = f_{cm3} - f_{p1}$  они получили

$$\frac{f_{p2}}{f_{p,kp}} = \frac{1}{M_{p2}} \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{p2}^2 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \left( 1 + \frac{k-1}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \times \\ \times \left( 1 - \frac{k-1}{\Xi_{cop}(k+1)} \right)^{\frac{k}{k-1}} \left[ 1 - \frac{\Xi_{cop}-1}{2\Xi_{cop}} (k-1) M_{p1}^2 \right]^{\frac{-k}{k-1}}. \quad (1.10)$$

Путем совместного решения этих выражений можно получить  $M_{p1}$ .

Учитывая, что  $M_{i2} = 1$  и  $f_{i1} = f_{cm3} - f_{p1}$ , они получили

$$\sigma_1 = \frac{P_{i1}}{P_{p1}} = \frac{\left( P_{p2}/P_{p0} \right) \left( f_{p2}/f_{p,kp} \right) \left( 1 + kM_{p2}^2 \right) - \left( 1 + kM_{p1}^2 \right)}{\frac{1 - \left( f_{p1}/f_{cm3} \right)}{f_{p1}/f_{cm3}} \left[ \left( 1 + kM_{p1}^2 \right) \left( P_{i2}/P_{i0} \right) \frac{1+k}{\left( P_{i1}/P_{i0} \right) F_{i1}/F_{i2,kp}} \right]}. \quad (1.11)$$

Так же следует отметить работы [19, 20] Ю.Н. Васильева, в которых принято, что в сечении запирания эжектора эпюры скоростей каждого из газовых потоков являются равномерными, а в распределении статического давления на границе струй имеется разрыв. В работах [19] и [20] были рассмотрены сверхзвуковые эжекторы с цилиндрической камерой смешения. Позднее и за рубежом появились аналогичные теории.

В работе Ю.Н. Васильева были сделаны следующие допущения:

- предполагается, что между сечениями 1—2 (рис. 1.3) газы не перемешиваются и потери полного давления отсутствуют;
- эпюры статического давления рабочего и эжектируемого газов в сечении запирания равномерны, но неравны по величине друг другу;
- закон распределения статического давления в сечении запирания заменяется ступенчатым с разрывом на границе струй.

Серьезным вкладом Васильева Ю.Н. [21] в эжекторную тематику является доказательство того, что наивыгоднейшим, т.е. обеспечивающим отсос заданного расхода низконапорного газа при минимальном расходе высоконапорного, является эжектор с расширяющимся рабочим соплом, работающий на режиме запирания камеры смешения.

Он обосновал существование максимума зависимости  $\varepsilon = f(\lambda_{p1})$  (рис. 1.9). По его методике изначально должны быть известны  $\sigma$  и  $U$ . Так же следует отметить, что давление рабочего и инжектируемого потоков в сечении 1-1 считались равными друг другу ( $P_{p1} = P_{i1}$ ).

Александров В.Ю. в работе [7] показал, что при  $\sigma = \text{var}$  зависимость  $\varepsilon(\lambda_{p1})$  не имеет максимума при  $P_{p1}/P_{i1} = 1$  (см. рис. 1.8).

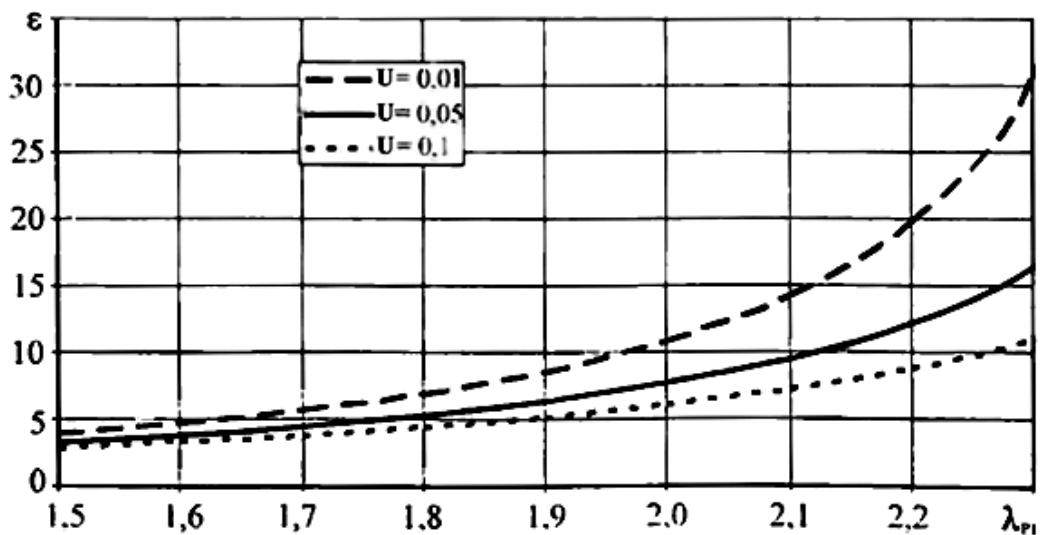


Рисунок 1.8 – Зависимость степени повышения полного давления  $\varepsilon$  от приведенной скорости  $\lambda_{p1}$  ( $k = 1,4$ ;  $\vartheta = 1.0$ ;  $U = \text{var}$ ;  $\sigma = \text{var}$ )

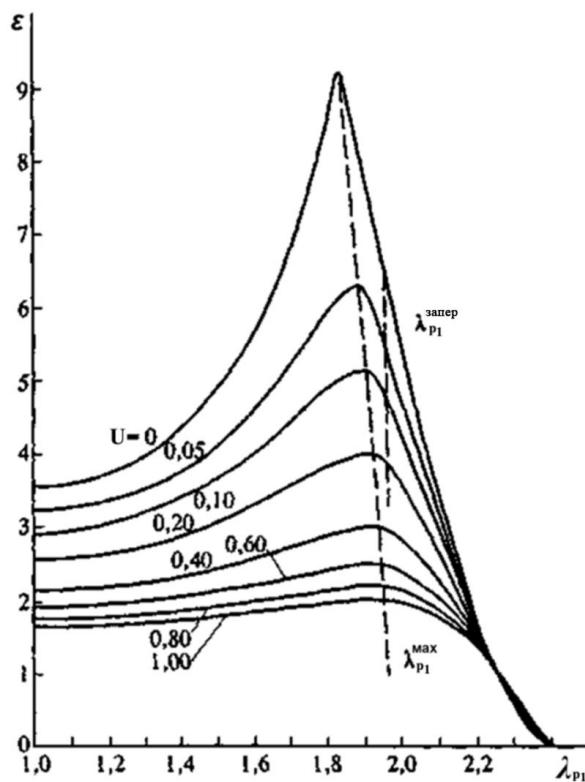


Рисунок 1.9 – Зависимости степени повышения давления эжектора ( $\varepsilon$ ) при работе его на критическом режиме от приведенной скорости в выходном сечении рабочего сопла  $\lambda_{p1}$  (при  $\sigma = 20$ ;  $\vartheta = 1$ ;  $k_i = k_p = 1,4$ )

Александров В.Ю. для определения наибольшей степени сжатия эжектора, избрал иной подход, нежели Васильев. Он определял максимальную степень сжатия по приведенной скорости инжектируемого газа  $\lambda_{i1}$ , а не по приведенной скорости рабочего ( $\lambda_{p1}$ ), как это сделал Васильев. Схема СА принятая в работе Александрова В.Ю. представлена на рисунке 1.10.

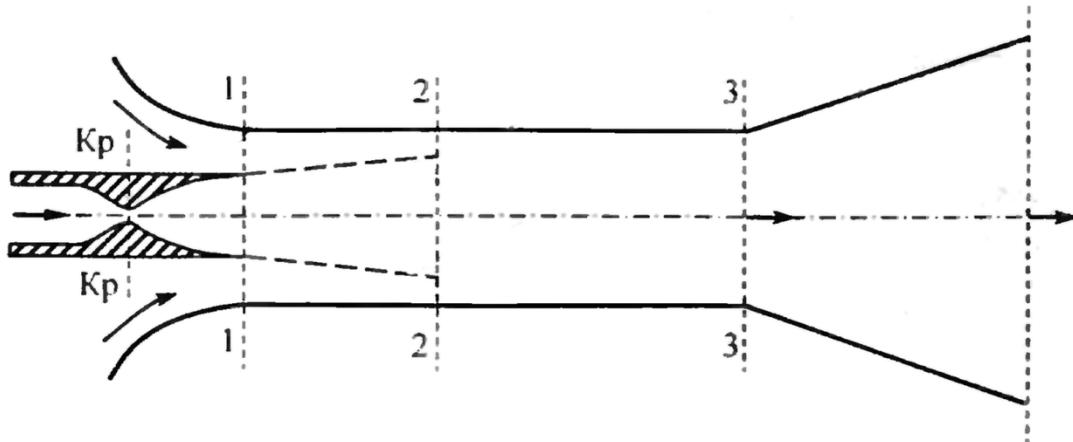


Рисунок 1.10. Схема эжектора принятая Александровым В.Ю. в работе [7]

Степень сжатия по методике Александрова В.Ю. находится из системы выражений (1.4) при условии, что давления рабочего и инжектируемого потоков в сечении 1-1 равны

$$\begin{cases} \varepsilon = A \frac{\lambda_{u1}\rho(\lambda_{u1})}{\lambda_{cm3}\rho(\lambda_{cm3})(\alpha+1)} \\ \alpha = \frac{1}{B} \frac{\lambda_{p1}\tau(\lambda_{u1})P_{p1}}{\lambda_{u1}\tau(\lambda_{p1})P_{u1}} \\ z(\lambda_{cm3}) = \frac{z(\lambda_{u1}) + Bz(\lambda_{p1})}{A} \\ q(\lambda_{p2}) = \frac{q(\lambda_{p1})}{1 + \alpha(1 - q(\lambda_{p1}))} \\ z(\lambda_{p2}) = \frac{1}{B}(z(\lambda_{u1}) - 2) + z(\lambda_{p1}) \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial \lambda_{u1}} = 0 \end{cases}, \quad (1.12)$$

где

$$\begin{aligned} A &= \frac{k_u}{Uk_{cm}} \sqrt{\frac{(k_{cm}^2 - 1)(U + 9)(U + 1)}{k_u^2 - 1}}, \\ B &= \frac{k_u}{Uk_p} \sqrt{\frac{(k_p^2 - 1)9}{k_u^2 - 1}}, \\ k_{cm} &= \frac{k_u \left( U + \frac{C_p^{p1}}{C_p^{u1}} \right)}{U + \frac{k_u}{k_p} \frac{C_p^{p1}}{C_p^{u1}}}, \\ \tau(\lambda) &= 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2, \\ \rho(\lambda) &= \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}, \\ z(\lambda) &= \lambda + \frac{1}{\lambda}, \\ q(\lambda_{p1}) &= \lambda_{p1} \rho(\lambda_{p1}) = \lambda_{p1} \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}. \end{aligned}$$

Т.к. число неизвестных ( $\lambda_{i1}, \lambda_{p1}, \lambda_{p2}, \lambda_{cm3}, \alpha, \varepsilon, P_{p1}/P_{i1}$ ) больше числа выражений в системе, автор предлагает приравнять разницу давлений в сечении 1-1 единице ( $P_{p1}/P_{i1} = 1$ ).

Он показал, что положение максимума функции  $\varepsilon = f(\lambda_{i1})$  зависит от значений ключевых параметров: коэффициента эжекции, теплофизического показателя и приведенной скорости рабочего потока (см. рис. 1.11, 1.12).

Александров В.Ю. сделал следующие допущения:

- на участке между сечениями 1 — 1 и 2—2 газы не смешиваются, потоки движутся без закрутки и сохраняют свои полные параметры, т.е.  $P_{p1}^* = P_{p2}^*$ ,

$$P_{i1}^* = P_{i2}^*, T_{p1}^* = T_{p2}^*, T_{i1}^* = T_{i2}^*;$$

- смешение газов начинается после сечения запирания;
- статические давления на границе струй в сечении 2—2 равны;
- статические давления рабочего и эжектируемого газов на срезе сопел равны ( $P_{p1} = P_{i1}$ ).

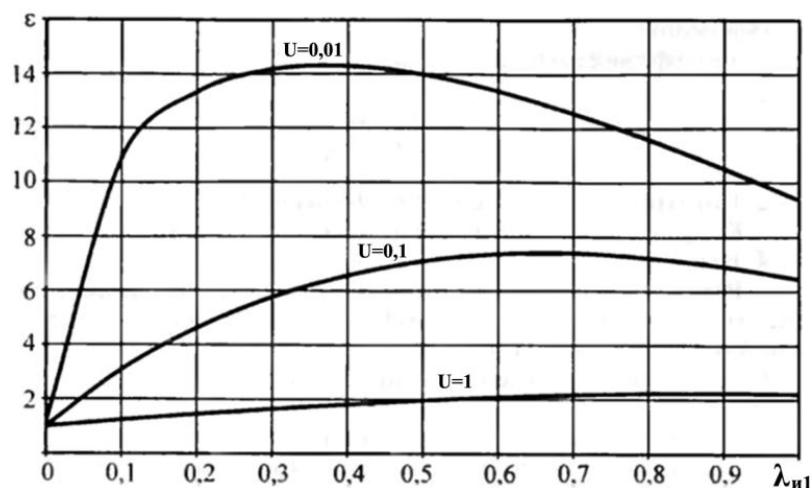


Рисунок 1.11 Зависимость степени сжатия ( $\varepsilon$ ) от приведенной скорости инжектируемого потока в сечении, соответствующем выходному сечению рабочего сопла ( $\lambda_{i1}$ ) при различных значениях коэффициента эжекции ( $\vartheta = 1$ ,

$$\lambda_{p1} = 2,1; U = \text{var});$$

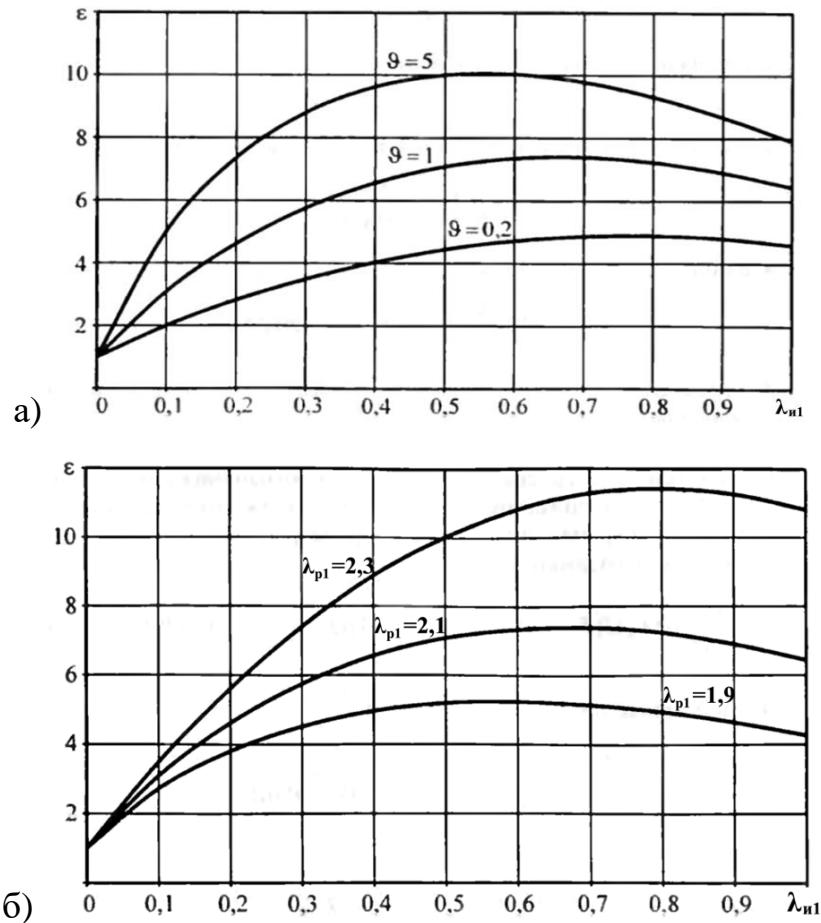


Рисунок 1.12 Зависимость степени сжатия ( $\epsilon$ ) от приведенной скорости инжектируемого потока в сечении, соответствующем выходному сечению рабочего сопла ( $\lambda_{u1}$ ) при различных значениях: а) теплофизического коэффициента ( $\theta = \text{var}$ ,  $\lambda_{p1} = 2,1$ ;  $U = 0,1$ ); б) приведенной скорости рабочего потока в том же сечении ( $\theta = 1$ ,  $\lambda_{p1} = \text{var}$ ;  $U = 0,1$ )

### 1.3.1.2 Камеры смешения с изобарическим или конфузорным участком

В 1935 году Баумен К. К. [13] разработал методику расчета СА с изобарическим участком КС. Принятая им схема СА представлена на рисунке 1.13. При составлении уравнения импульсов он не учел силу, действующую на поток газа со стороны торцевой стенки начального участка камеры смешения. Так же он пренебрег перемешиванием потоков между сечениями 1-1 и 2-2. Следует отметить, что Бауменом К. К. не было обосновано равенство статических давлений на срезах сопел и постоянство давления на начальном участке камеры смешения.

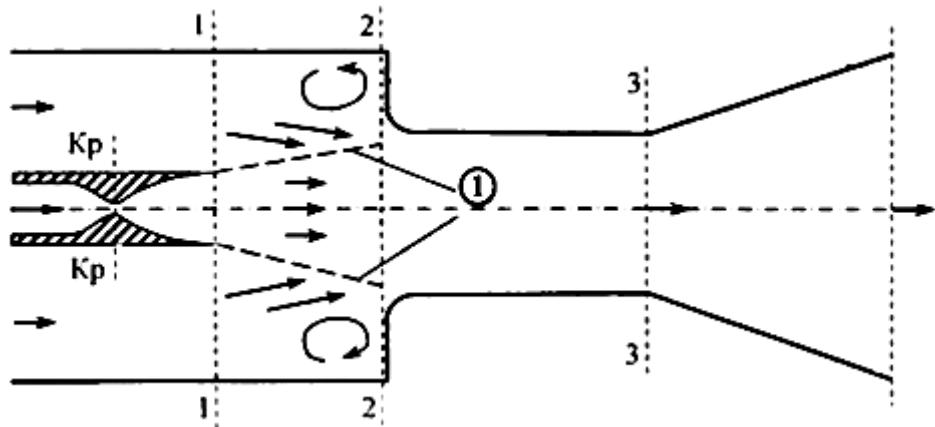


Рисунок 1.13 - Схема эжектора Баумена с изобарическим участком камеры смешения – от участка 1-1 до 2-2: ① — граница струй; 1-1, 2-2, 3-3 - характерные сечения эжектора;  $K_p$ - $K_p$  – критическое сечение рабочего сопла

За рубежом основой для одномерной теории эжектора послужила работа Keenan и Neumann [109]. Для прогнозирования производительности эжектора, они разработали методику, в которой использовались уравнения: неразрывности, импульса и энергии. Поток в сопле и диффузоре считался изоэнтропическим. Так же к принятым допущениям следует отнести равенство молекулярной массы и теплоемкости рабочего и инжектируемого газов. В связи с возникшими трудностями при выводе уравнений, для учета потерь при смешивании потоков, им пришлось ввести экспериментальный коэффициент.

В 1950 году Keenan и Neumann в работе [108] предварительно задавали форму комбинированной КС, что дало им возможность отказаться от использования экспериментальных коэффициентов. Они рассмотрели два варианта КС с изобарическим и цилиндрическим участками (ИЦКС) и с полностью цилиндрической камерой (ЦКС) (см. рис 1.14).

Они заметили, что эжектора с ИЦКС обладают большей производительностью в сравнении с эжекторами с ЦКС. Следует отметить, что в разработанных ими методиках расчета СА с ЦКС, а так же с КС имеющей ИУ и ЦУ, не учитывается запирание эжектора.

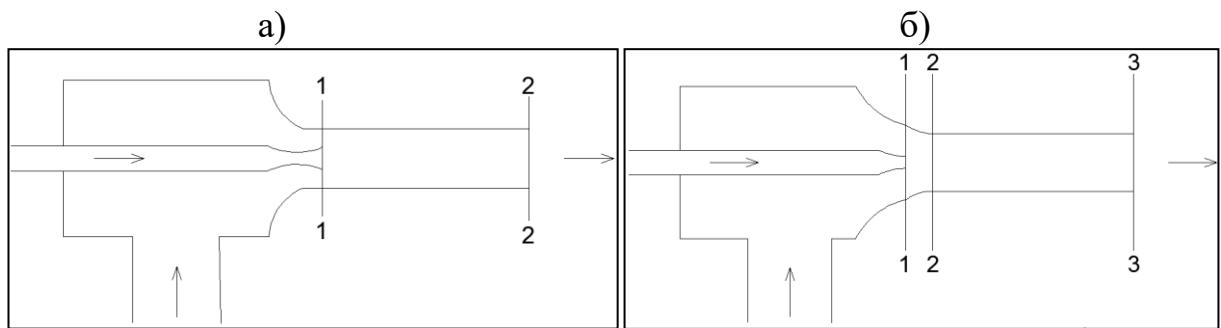


Рисунок 1.14 – Схемы струйных аппаратов принятых Keenan и Neumann в работе [108]: а) СА с КС состоящей из скругленного и цилиндрического участков; б) СА с КС состоящей из изобарического и цилиндрического участков

Режим запирания в СА с ИЦКС был учтен Дейчем М.Е. в [29]. В этих работах он обобщил результаты исследований эжекторов (см. рис. 1.15), выполненных в московском энергетическом институте [30, 32]. Теория, построенная Дейчем М.Е., базируется на предположении о том, что на режиме запирания эжектора скорость смеси газов на выходе из камеры смешения равна местной скорости звука ( $\lambda_3 = 1$ ). Так же следует отметить, что в уравнение количества движения введен коэффициент  $\varsigma$ , учитывающий осевую проекцию силы, действующую на поток со стороны стенки камеры смешения. Предполагалось, что  $\varsigma$  определяется исходя из экспериментальных данных в долях импульса рабочего газа исходящего из сверхзвукового сопла.

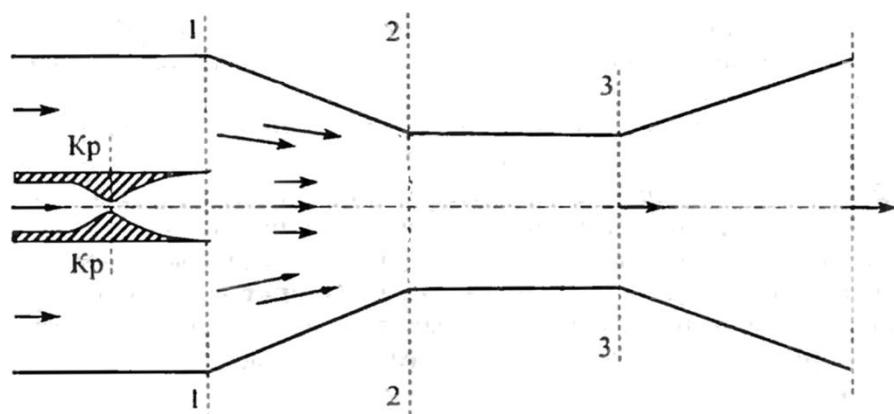


Рисунок 1.15 - Схема эжектора Дейча с изобарической камерой смешения:  
1—1, 2—2, 3—3 - характерные сечения эжектора; Кр - Кр – критическое сечение  
рабочего сопла

Позднее в работах [28, 43, 53, 56] было показано, что при углах сужения конфузора более  $20^\circ$ , процесс смешения близок к изобарическому. Однако в непосредственной близости к цилиндрической части данное условие не выполняется [28, 56]. Дейч [28] учел этот факт при помощи введения дополнительного слагаемого в уравнение импульса – удельного стеночного импульса. Как оказалось, переходный участок КС оказывает влияние на характеристики эжектора только при малых коэффициентах инжекции ( $U < 0,4$ ) [28].

Согласно работе Munday и Bagster [121] сечение запирания находится в начале камеры смешения (см. рис 1.13 сечение Y-Y). Они предположили, что в сечении Y-Y (см. рис 1.16) скорость инжектируемого потока становится равной местной скорости звука. При этом считается, что рабочий и инжектируемый потоки не смешиваются до сечения Y-Y.

Eames [89] модифицировал теорию Munday, а так же принял во внимание потери на трение в сопле, камере смешения и диффузоре.

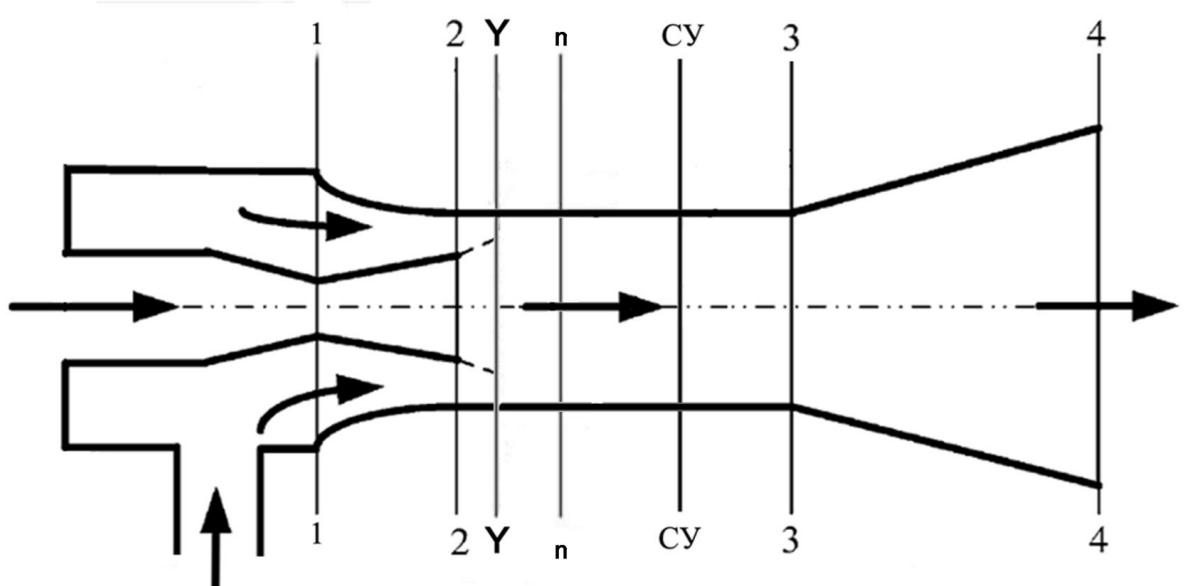


Рисунок 1.16 – Схема движения потоков в эжекторе принятая Munday и Bagster в работе [121]; Y-Y - скорость инжектируемого потока становится равной местной скорости звука; n – n – давления рабочего и инжектируемого потоков равны; СУ – скачок уплотнения

СУ – скачок уплотнения

В работе [89] были приняты следующие допущения:

- нет теплообмена с окружающей средой;
- скорость потоков на входе и выходе из эжектора равна нулю;
- рабочий и инжектируемый потоки начинают смешиваться при достижении равномерности эпюры давлений в некотором сечении камеры смешения;
- потери на трение в сопле и диффузоре были учтены путем введения изоэнтропической эффективности, а в камере смешения коэффициентом количества движения;
- процесс смешения потоков начинается с выходного сечения рабочего сопла, а заканчивается до возникновения в КС скачка уплотнения;
- скачок уплотнения находится в конце камеры смешения;
- смешиваемые потоки обладают свойствами идеального газа;
- камера смешения состоит из изобарического (см. рис. 1.17, участок между сечениями 1-1 и 2-2) и цилиндрического участков (2-2 – 3-3).

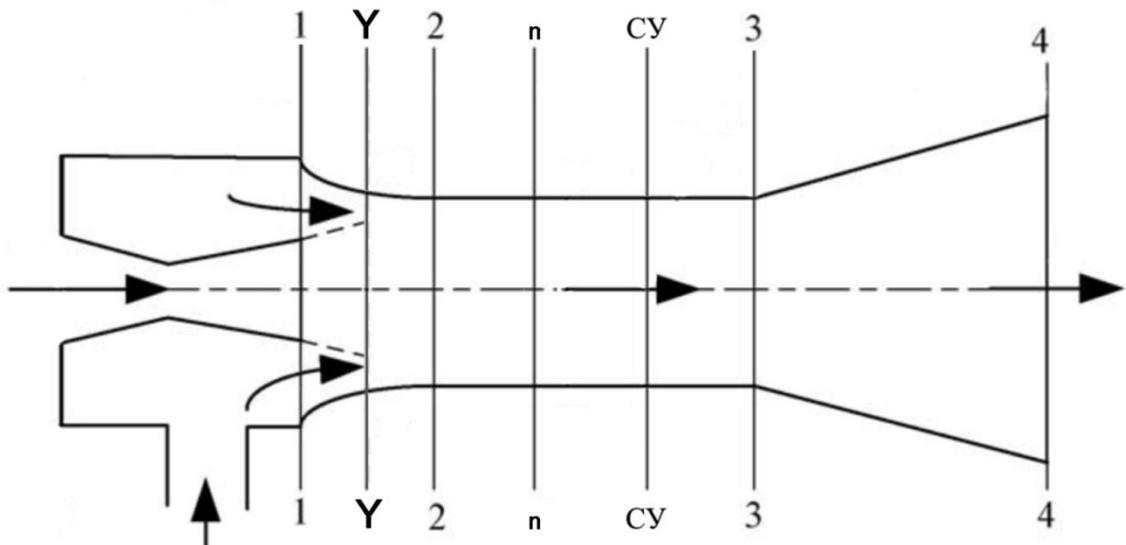


Рисунок 1.17 – Модель эжектора, используемая Eames и соавторами в работе [89];

Y-Y - скорость инжектируемого потока становится равной местной скорости звука; n –n – давления рабочего и инжектируемого потоков равны; СУ-СУ – скачок уплотнения

Основные выражения методики расчета Eames представлены ниже.

### Рабочее сопло.

Уравнение энергии:

$$\frac{w_{p1}^2}{2} = \Xi_{\text{соп}} (i_{p0}^* - i_{p1}), \quad (1.13)$$

где  $\Xi_{\text{соп}}$  - коэффициент учитывающий снижение энтальпии в рабочем сопле.

Число Маха в сечении 1-1:

$$M_{p1} = \sqrt{\Xi_{\text{соп}} \frac{2}{k-1} \left[ \left( \frac{P_{p0}^*}{P_{p1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}, \quad (1.14)$$

$$M_{u1} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[ \left( \frac{P_{u0}^*}{P_{u1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}. \quad (1.15)$$

### Камера смешения.

Уравнение количества движения:

$$\eta_{\text{кс}} (G_p w_{p1} + G_u w_{u1}) = (G_p + G_u) w_m, \quad (1.16)$$

где  $\Xi_{\text{кс}}$  - коэффициент учитывающий потерю количества движения в КС;

$w_m$  - скорость в сечении m-m.

Число Маха в сечении m-m:

$$M_m = \frac{M_{p1} + k M_{u1} \sqrt{T_{u0}/T_{p0}}}{(U+1)(1+UT_{u0}/T_{p0})}. \quad (1.17)$$

Число Маха в сечении 3-3:

$$M_{cm3} = \sqrt{\frac{\frac{2}{k-1} + M_n^2}{\frac{2k}{k-1} M_n^2 - 1}}. \quad (1.18)$$

Отношение давлений смеси в сечениях 3-3 и m-m:

$$\frac{P_{cm3}}{P_m} = \frac{1 + k M_{cm3}^2}{1 + k M_n^2}. \quad (1.19)$$

### Диффузор

Отношение давлений смеси в сечениях 4-4 и 3-3:

$$\frac{P_{cm4}}{P_{cm3}} = \left( \frac{(k-1)\Xi_{\text{диф}}}{2} M_{cm3}^2 + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.20)$$

где  $\Xi_{\text{диф}}$  - коэффициент учитывающий снижение энталпии в диффузоре.

Коэффициенты изоэнтропической эффективности рабочего сопла и диффузора, и коэффициент количества движения потока в камере смешения, Eames принял равными 0,85, 0,85 и 0,95 соответственно. Значительное расхождение результатов расчета и экспериментальных данных наблюдалось только на предельных режимах работы СА.

В 1999 году Али и др. в работе [73] представили математическую модель, основанную на теориях Munday и Bagster [121] и Eames и соавт. [89]. По методике Али можно определить значения скорости и плотности в основных сечениях эжектора (см. рис. 1.17). Математическое описание модели выглядит следующим образом.

### **Рабочее сопло.**

Уравнение энергии:

$$\frac{w_{p1}^2}{2} = \eta_{\text{соп}} (i_{p0}^* - i_{p1}). \quad (1.21)$$

### **Камера смешения.**

Уравнение импульса:

$$\Xi_{\text{кс}} G_p w_{p1} = (G_p + G_u) w_{cm2}. \quad (1.22)$$

Уравнение энергии:

$$(G_p + G_u) \left( i_{cm3} + \frac{w_{cm2}^2}{2} \right) = G_u i_u + G_p \left( i_{p1} + \frac{w_{p1}^2}{2} \right). \quad (1.23)$$

Скорость, энталпия и плотность потока в сечении 3-3 соответственно:

$$w_{cm3} = \sqrt{\frac{\frac{2}{k-1} + M_{cm2}^2}{\frac{2k}{k-1} M_{cm2}^2 + 1}} \times a_{cm3}, \quad (1.24)$$

$$i_{cm3} = i_{cm2} + \frac{w_{cm2}^2}{2} - \frac{w_{cm3}^2}{2}, \quad (1.25)$$

$$\rho_{cm3} = \rho_{cm2} \frac{w_{cm2}}{w_{cm3}}. \quad (1.26)$$

## Диффузор.

Уравнение энергии:

$$i_{\text{cm}4}^* = i_{\text{cm}3} + \frac{w_{\text{cm}3}^2}{2\Xi_{\text{диф}}}. \quad (1.27)$$

Расчет ведется в предположении, что коэффициент эжекции известен, а расширение в рабочем сопле происходит изоэнтропически.

В 1999 году Huang и др. [104] разработали модель расчета предельного режима работы эжектора. Она основана на теории Munday и Bagster [121], т.е. смешение рабочего и инжектируемого потоков происходит после сечения Y-Y (см. рис. 2) (в более ранних работах [89, 73] запирание инжектируемого потока не рассматривалось). В теории Huang для расчета параметров потока в КС было использовано условие равенства площадей (1.20) и уравнение энергии (1.21)

$$f_{p,Y} + f_{u,Y} = f_3, \quad (1.28)$$

$$G_p \left( c_p^p T_{p,Y} + \frac{w_{p,Y}^2}{2} \right) + G_u \left( c_p^u T_{u,Y} + \frac{w_{u,Y}^2}{2} \right) = \left( G_p + G_u \right) \left( c_p^{\text{cm}} T_{\text{cm}3} + \frac{w_{\text{cm}3}^2}{2} \right). \quad (1.29)$$

В исходные данные методики расчета входят:

- диаметр камеры смешения ( $d_{\text{кс}}$ ) и выходной сечения сопла ( $d_{p1}$ );
- температуры и давления торможения рабочего ( $T_{p0}^*; P_{p0}^*$ ) и инжектируемого потоков ( $T_{u0}^*; P_{u0}^*$ );
- критическое давление на выходе из эжектора ( $P_{\text{cm}4}^{\text{kp}}$ ).

Также следует упомянуть работу Соколова Е.Я. и Зингера Н.М [58]. Они описали методику расчета различных струйных аппаратов: (газо-) пароструйных компрессоров, газоструйных инжекторов и эжекторов, струйных насосов. Они разработали методику расчета основных размеров струйных аппаратов, в том числе описали метод определения геометрии, обеспечивающей наибольший коэффициент инжекции при заданных параметрах потока на входе и выходе из СА. Авторы вывели уравнения характеристик, описывающих работу струйных аппаратов при переменном режиме. Ими были рассмотрены СА с цилиндрической камерой смешения, как при одинаковом, так и при различном агрегатном состоянии рабочего и инжектируемого потоков.

К допущениям, сделанным в работе [58], следует отнести:

- струя, исходящая из рабочего сопла, не расширяется до входного сечения цилиндрического участка КС. Это равносильно совпадению выходного сечения сопла с входным сечением цилиндрического участка КС;
- отсутствует смешение рабочего и инжектируемого потоков между выходным сечением рабочего сопла и входным цилиндрическим участком камеры смешения;
- были введены полуэмпирические коэффициенты скорости потоков проточных частей струйного аппарата. Они представляют собой отношение действительной скорости потока к идеальной (т.е. скорости потока, в котором отсутствуют потери на трение и вихреобразование).

Следует отметить, что фактически наличие конфузора в СА было учтено только при расчете эжектора. Реакция стенок конфузора была учтена в уравнении импульса за счет введения линейного закона изменения давления по длине КС.

Используемые в работе [58] коэффициенты скорости и импульса не изменялись в зависимости от режима работы СА, что упрощает расчет, но не дает точных результатов. Поэтому Selvaraju и Mani [131] разработали методику расчета, в которой потери на трение и смешения потоков ( $\zeta_{\text{kc}}$ ) в КС рассчитываются по выражению

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta_{\text{kc}}}} = 2 \lg \left( Re_{\text{kc}} \sqrt{\zeta_{\text{kc}}} \right) - 0,8, \quad (1.30)$$

где  $\zeta_{\text{kc}}$  – коэффициент, учитывающий потери в камере смешения;

$Re$  – число Рейнольдса.

Принятая Selvaraju и Mani схема эжектора представлена на рисунке 1.18.

Основные уравнения, приведенные в работе Selvaraju и Mani, имеют вид:

Скорость потока в выходном сечении КС:

$$w_{\text{cm3}} = \frac{(G_p w_{p1} + G_i w_{i2}) + (P_{i2} - P_{\text{kc}}) f_{\text{kc}}}{G_{\text{cm}} \left( 1 + \frac{\zeta_{\text{kc}}}{2} \frac{L_{\text{kc}}}{d_{\text{kc}}} \right)}. \quad (1.31)$$

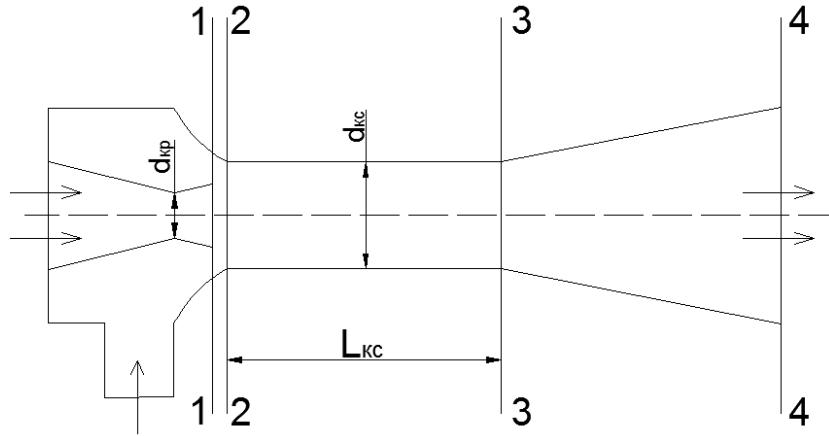


Рисунок 1.18 – Схема эжектора, используемая Selvaraju и Mani в работе [131]

Коэффициент эжекции:

$$U = \frac{w_{p1} - w_{cm3} - \frac{1}{2} w_{cm3} \zeta_{kc} \frac{l_{kc}}{D_{kc}}}{w_{cm3} - w_{i2} + \frac{1}{2} w_{cm3} \zeta_{kc} \frac{l_{kc}}{D_{kc}}}. \quad (1.32)$$

Характеристическое отношение площадей:

$$\frac{f_{kc}}{f_p^{kp}} = (1+U) \frac{\rho_{p0} w_p^{kp}}{\rho_{kc} w_{kc}} \quad (1.33)$$

### 1.3.1.3 Недостатки одномерной модели СА

При движении потока через СА происходит необратимый переход механической энергии потока в тепловую. Вследствие этого снижаются давление торможения и скорость потока. В одномерных моделях этот факт учитывают путем введения поправочных коэффициентов. К ним следует отнести коэффициенты: восстановления давления торможения, расхода, скорости, сопротивления. Все они получаются из экспериментальных данных, а их значения зависят от режима работы и геометрии СА [28]. От правильного выбора указанных коэффициентов зависит соответствие расчетных и экспериментальных данных.

В большинстве методик расчета СА коэффициенты принимаются постоянными, что может привести к значительной ошибке при рассмотрении большого диапазона параметров состояния потоков. Часто потери учитываются

не во всех элементах СА, так в работах [11, 22, 28] не учитываются потери в КС, а в работах [6, 72] коэффициент, учитывающий потери в КС, вводится в уравнение импульса, но при расчете им пренебрегают.

Следует отметить, что в большинстве случаев в методиках расчета СА не приводится способ нахождения коэффициентов. Можно предположить, что коэффициенты подбираются таким образом, чтобы обеспечить хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных. В таком случае коэффициент учитывает не только потери, но и не точность методики и принятые в ней допущения.

### **1.3.2 Двумерная модель**

Двумерная (2D) модель, в отличие от одномерных (термодинамических) моделей, более полно отражает процессы, происходящие в эжекторе, а так же дает более точные результаты. В тоже время двумерные модели имеют и свои недостатки:

- методика расчета в 2D моделях значительно сложнее, чем в одномерных;
- требуется более полное понимание процессов, происходящих в эжекторе;
- в значительной степени зависят от экспериментальных коэффициентов.

Впервые 2D модель для расчета эжекторов использовали Goff и Coogan [95]. В 1960 году Mikhail [119] развил теорию Goff и Coogan. В работе [119] он предложил использовать различные профили скоростей для каждого этапа расчета процесса смешения потоков в ЦКС. Чтобы решить интегральное линеаризованное уравнение импульса, он смоделировал профили скоростей для каждого участка течения в ЦКС, используя функцию косинуса. В итоге он получил распределение давления и скорости в камере смешения эжектора. Впоследствии Hill [103, 102] доработал его методику, используя большее число дифференциальных уравнений. Расчет параметров ЦКС, сужающихся и расширяющихся участков эжектора велся либо раздельно, либо совместно. Дальнейшее развитие методики продолжили Razinskye и Brighton [125]. Они разделили поток в ЦКС на четыре кольцевых потока, для каждого из которых

задали свой профиль скоростей. Однако они не учли влияние пограничного слоя на распределение давления в ЦКС и других участках эжектора. Впоследствии этот метод был доработан. В 1975 году Kurtz упростил эту 2D модель, разработав одномерную методику расчета в работах [112, 111].

В отечественной литературе также рассматривались двумерные методы расчета СА, к ним следует отнести работы [65, 64, 66], схожие работы были позже опубликованы и за рубежом [134, 135]. В них осуществлялся расчет дифференциальных уравнений сохранения энергии, массы, количества движения для каждого сечения КС и диффузора. В работах [41, 65] на критическом режиме работы эжектора определялось положение сечения запирания в КС по выражению, выведенному Бернштейном [17]

$$\sum_{i=1}^n \frac{f_i(1/M_i^2 - 1)}{k_i} = 0, \quad (1.34)$$

где  $k$  – показатель адиабаты,  $M$  – число Маха,  $F$  – площадь,  $n$  – число потоков (слоев).

Для осуществления расчета по двумерной модели необходимо было изначально задаться некоторыми полями скоростей, температур и давлений как минимум в одном сечении СА – во входном сечении КС. Для этого необходимо знать коэффициент инжекции. Решение обратной задачи, определения коэффициента инжекции по заданным значениям статических давлений потоков на входе и выходе из СА, весьма сложно. А расчет оптимального СА связан с еще большими трудностями.

В упомянутых ранее работах не учитываются пограничные слои на внешней и внутренней поверхностях рабочего сопла, а также конечная толщина кромки сопла, что заметно изменяет характер смешения [2]. Течения в КС предполагаются безотрывными, что не всегда выполняется.

В связи со значительной трудностью расчета, 2D модели в первое время не получили широкого распространения, но начиная с середины 1970-х все изменилось, так как ЭВМ стала более доступна, а её вычислительная способность значительно выросла. С этого момента не возникало необходимости использовать

изначально заданные профили скоростей, преобразовывать частичные дифференциальные уравнения в обыкновенные и ограничивать число используемых дифференциальных уравнений.

### 1.3.3 Динамическая модель

Одномерная модель, несмотря на ее долголетнее развитие, не способна описать полную картину течения потоков и подробно описать влияние геометрии на движение потоков в СА. Решить данную проблему можно за счет использования динамической модели, ее также называют вычислительной гидромеханикой (далее по тексту будет использоваться общепринятая аббревиатура CFD -Computational Fluid Dynamics). Хотя динамическая модель для осуществления расчета требует значительно большего времени по сравнению с одномерной моделью, она дает более детальную и достоверную информацию о потоке. С развитием информатики и математических методов, все больше и больше исследователей направляли свои усилия на совершенствование динамической модели.

В 1974 году Hedges и Hill [99] сделали первый шаг в направлении развития вычислительной гидродинамики, разработав разностную схему, предназначенную для моделирования процессов, происходящих в газовом эжекторе. В отличие от интегрального метода, конечно-разностная модель не накладывает ограничений на начальные условия, а необходимость указывать профили скорости и температур отпадает. Позднее Hill и Gilbert [94] пришли к выводу, что конечно-разностная схема является более точной и гибкой в сравнении с интегральным методом. Однако и у нее есть свои недостатки, например на создание сетки и на сам расчет требовалось гораздо больше времени, но с учетом быстрого развития компьютерных технологий этот недостаток не являлся решающим. В 1988 году Nilavalagan [122] разработал подобную конечно-разносную схему, но с возможностью определения оптимальной длины камеры смешения эжектора.

В ранних работах [132, 126, 127] с помощью модели CFD не могли точно определить положение скачка уплотнения в КС и его влияние на поток.

Результаты расчета плохо согласовывались с действительностью. Все изменилось в 2005 году, когда Rusly и соавт. [129], используя коммерческую программу «Fluent», применили модель реального газа. Они провели исследование влияния геометрии эжектора на его параметры. Полученные результаты хорошо согласовывались с экспериментальными данными, представленными в работе [104].

Bartosiewicz и др. в работе [75] осуществили расчет сверхзвукового эжектора с помощью CFD, используя различные модели турбулентности. В качестве рабочего и инжектируемого газа использовался воздух. В работе сравнению подверглись шесть моделей турбулентности:  $k-\varepsilon$ , реализуемая  $k-\varepsilon$  (realizable  $k-\varepsilon$ ), ренормированная группа (renormalizationgroup – RNG)  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$ , модель напряжений Рейнольдса (Reynolds stress model - RSM) и напряжения сдвига перемещения (shear-stress transport – SST)  $k-\omega$ .

Модели  $k-\varepsilon$ , RNG  $k-\varepsilon$  и  $k-\omega$  основаны на гипотезе Boussinesq [77], расчет по этим моделям проводится с относительно низкими вычислительными затратами. Однако основной недостаток этого подхода заключается в предположении изотропности турбулентных потоков. В то время как модель RSM не содержит подобного допущения, а связанные с этим затраты ресурсов на процесс расчета относительно невелики, Bartosiewicz и др. сравнили полученные результаты с экспериментальными данными, приведенными в работах [81, 82]. Они обнаружили, что RNG  $k-\varepsilon$  и SST  $k-\omega$  модели наиболее предпочтительны для анализа скачков уплотнения в эжекторе. Наиболее достоверную картину смешения потоков обеспечивает модель SST  $k-\omega$ .

В работе [75] Bartosiewicz, используя две представленных выше модели, более подробно рассмотрел процессы, происходящие в эжекторе (скакок уплотнения, отрыв пограничного слоя, отрыв и рециркуляцию потока на выходе из сопла и диффузора) на различных режимах работы. В результате он сделал вывод, что CFD является эффективным инструментом анализа процессов происходящих в эжекторе, а также проектирования и оптимизации производительности СА.

В работе [76] Bartosiewicz и др. улучшили ранее упомянутые модели, используя реальные свойства газа (R142b), полученные из NIST-REFPROP базы данных. Они рассмотрели косой скачок уплотнения, возникающий на выходе из рабочего сопла, а также влияние скачка на инжектируемый поток.

Zhu и др. [141] рассмотрели влияние угла раскрытия сходящейся камеры смешения и расстояния от сопла до начала камеры смешения, используя RNG  $k$ - $\varepsilon$  модель турбулентности. Было обнаружено, что положение рабочего сопла, обеспечивающее наибольшую производительность СА, пропорционально диаметру начального участка камеры смешения, а так же давлению рабочего потока. Угол раскрытия камеры смешения оказывает значительное влияние на коэффициент эжекции.

Pianthong [123] исследовал эжекторы ИКС и ЦКС, используя  $k$ - $\varepsilon$  модель турбулентности. Он показал, что используя CFD можно достаточно точно определить оптимальные, с точки зрения коэффициента эжекции, диаметры камер смешения для различных режимов работы эжектора. Исходя из проведенных исследований, он сделал вывод, что картина течения практически не зависит от зоны всасывания (конфузора).

Dvořák в работе [87] рассматривал оптимизацию дозвуковых эжекторов. Он сравнил экспериментальные данные с результатами, полученными с помощью коммерческой программы ANSYS при различных моделях турбулентности. Полного соответствия экспериментальных и численных результатов получено не было, но  $k$ - $\varepsilon$  оказалась наиболее достоверной при рассмотрении эжектора с осесимметричным смешением потоков.

Li [113] провел сравнение различных моделей турбулентности (SST  $k$ - $\sigma$ , стандартной  $k$ - $\sigma$  и стандартной  $k$ - $\varepsilon$ ) на примере жидкогазового эжектора. Наиболее достоверные результаты были получены при расчете по стандартной  $k$ - $\varepsilon$  модели. Hemidi [101] провел подобное исследование, но уже для газовых сверхзвуковых эжекторов. Лучшим образом себя также показала  $k$ - $\varepsilon$  модель. Особенности динамических моделей, рассмотренных в работе начиная с 2005 года, представлены в таблице 1.1.

В последние годы коммерческое программное обеспечение CFD привлекает все большее внимание. Связано это с тем, что подобные программы способны справиться со сложными задачами, к примеру, рассчитать сверхзвуковое обтекание тел или смешение сверхзвуковых потоков, при этом подробно показать изменение параметров течения в любом сечении аппарата.

### 1.3.4 Длина камеры смешения

Длину камеры смешения, соответствующую наиболее эффективной работе СА, в большинстве рассмотренных источников предполагается находить эмпирическим путем. Чаще всего авторы работ оперируют отношением длины цилиндрического участка КС к ее диаметру ( $L_{\text{КС}}/D_{\text{КС}}$ ), а не длиной КС в чистом виде. Эффективное отношение  $L_{\text{КС}}/D_{\text{КС}}$ , согласно рассмотренной литературе по газо-газовым СА (см. табл. 1.2), находится в диапазоне от 0,8 до 30 и в значительной степени зависит от диаметра и положения рабочего сопла.

Таблица 1.1 - Особенности динамических моделей, рассмотренных в настоящей работе начиная с 2005 года

Автор	Вид рабочего и инжектируемого газа	Свойства газа		Модель турбулентности	Вид камеры смешения	
		Идеальный газ	Реальный газ		ИКС	ЦКС
1	2	3	4	5	6	7
Rusly и др.[129]	фреон (R141b)	–	+	Realizable $k-\varepsilon$	+	–
Bartosiewicz и др. [75]	воздух	+	–	RNG $k-\varepsilon$ , SST, $k-\omega$	+	–
Bartosiewicz и др. [76]	фреон (R142b)	–	+	$k-\varepsilon$ , SST, $k-\omega$	+	–
Zhu и др. [141]	фреон (R141b)	–	+	RNG $k-\varepsilon$	+	–

*Продолжение таблицы 1.1*

1	2	3	4	5	6	7
Pianthong и др. [123]	пар	+	-	Realizable $k-\varepsilon$	+	+
Dvořák [87]	воздух	+	-	$k-\varepsilon$ и $k-\omega$	-	+
Li [113]	$N_2-H_2O$ Гелий - жидкий кислород	+	-	SST $k-\sigma$ , стандартная $k-\sigma$ , стандартная $k-\varepsilon$	-	+
Hemidi [101]	воздух	-	-	SST $k-\sigma$ , стандартная $k-\sigma$ , стандартная $k-\varepsilon$	-	+

Таблица 1.2 - Сводная таблица по эффективному отношению  $L_{kc}/D_{kc}$ 

Автор	Отношение длины камеры смешения к ее диаметру, $L_{kc}/D_{kc}$	Автор	Отношение длины камеры смешения к ее диаметру, $L_{kc}/D_{kc}$
Абрамович Г.Н. [1]	8 – 10	Elkady и соавт. [115]	7,5
Аверин С.И. [3]	6	Havelka и соавт. [98]	6

*Продолжение таблицы 1.2*

1	2	3	4
Байков В.С. [10], Шерстюк А.Н. [71]	14 – 18	Kastner и Spooner [105]	7 – 9
Баулин К.К. [13]	3,5 – 4	Keenan [108]	7
Бондаренко В.В. [18], Лапин Ю.Д. [42], Цыганков Г.Т. [68]	4 – 6	Keenan и Neumann [109]	7
Куканов Ф.А., Межиров И.И., Харитонов Е.Т. [40]	5	Kravath [110]	1
Соколов Е.Я., Зингер Н.М. [58]	6 – 10	Li [113]	5 – 7
Таганов Г.И., Межиров И.И. [60]	4 – 5	Mellanby [118]	4
Топерверх Н.И. [61]	0,8 – 3,6	Mitchell и London [120]	8
Успенский В.У. [62]	2,5 – 3,5	Royds и Johnson [128]	10
Шаманов Н.П., Мазилевский И.И. [48]	6,5	Watanabe [138]	6 – 8,5
Bando и соавт. [74]	20 – 30	Watson [139]	2
Dirix и Vanderwiele [79]	2 – 10		

**1.4 Постановка цели и задач исследования**

Из представленного выше обзора литературы можно сделать следующие выводы:

- 1) во всех рассмотренных одномерных моделях, кроме [131], коэффициенты скорости и импульса задаются постоянными, а метод их получения не указывается. Применение этих коэффициентов к иной геометрии струйного аппарата и параметрам газа, строго говоря, приведет к расхождению теоретических и экспериментальных результатов;
- 2) в связи с отсутствием данных для малоразмерных СА с дозвуковым

соплом трудно судить о точности представленных выше методик;

3) какие-либо данные и методики расчета касательно бездиффузорных СА отсутствуют;

4) все смещающие газы в рассмотренных работах принимались в чистом виде без примесей, при нулевой влажности.

В соответствии с приведенными выводами можно сформулировать следующие задачи настоящей работы.

1) Разработать методику расчета бездиффузорного СА при смешении в аппарате газовых смесей.

2) Разработать методику определения коэффициентов скорости потоков сред рабочего сопла и конфузора, а так же коэффициента импульса потока среды камеры смешения.

3) Исследовать влияние геометрии малоразмерных СА и давления рабочего газа на коэффициенты скорости и импульса.

4) Дать рекомендации по геометрии СА, обеспечивающим наибольшее давление смеси при фиксированном коэффициенте инжекции.

## Глава 2 Модель, методика, алгоритм и программа расчетов струйных аппаратов

### 2.1 Модель струйного аппарата

В диссертационной работе представлена разработанная математическая модель процесса работы дозвукового газо-газового струйного аппарата, как с диффузором, так и без него. В работе принято допущение, что диаметр рабочего сопла меньше диаметра камеры смешения. Особенностью разработанной модели является учет влажности смешиаемых потоков, а также возможность производить расчеты параметров смешиаемых сред как для вещества в чистом виде, так для смеси, при учете допущения об идеальности газовой среды.

Схема СА изображена на рисунке 2.1.

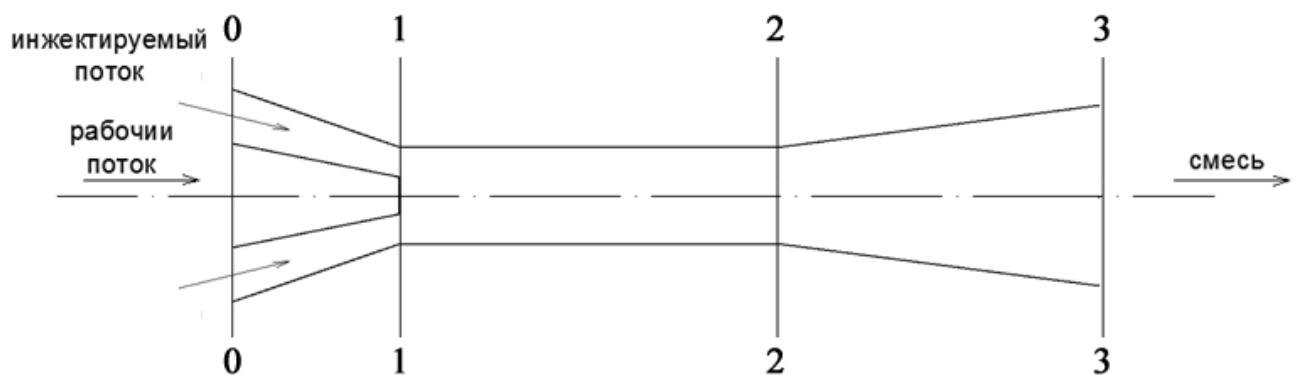


Рисунок 2.1 – Схема струйного аппарата с диффузором

В модели были приняты следующие **допущения**:

- газы рассматриваются как идеальные;
- процессы, происходящие в СА – адиабатные;
- струйный аппарат работает на стационарном режиме;
- кинетическая энергия инжектируемого и рабочего потоков перед СА, а также смеси за диффузором не учитывается в связи с их малой скоростью по сравнению со скоростями потоков в струйным аппарате;
- камера смешения цилиндрическая ( $f_{kc2} = f_{kc1}$ );
- давление рабочего потока в сечении 1-1 равно давлению инжектируемого потока перед СА ( $P_{p1} = P_{i0}$ );

- выпадение влаги в проточной части СА отсутствует;
- положение рабочего сопла соответствует нулевому положению ( $L_{\text{con}} = 0$ ), т.е. выходное сечение рабочего сопла совпадает с входным сечением цилиндрического участка камеры смешения.

Подобные допущения были также приняты в работе [58] и других работах, представленных в обзоре литературы (см. параграф 1.3.1).

## 2.2 Система уравнений

Для расчета параметров СА, как для прямой, так и для обратной задачи, использовались три основных уравнения: энергии, неразрывности и количества движения. Уравнение количества движения цилиндрического участка камеры смешения, имеет вид

$$\varphi^{\text{kc}}(G_p w_{p1} + G_i w_{i1}) - G_{\text{cm}} w_{\text{cm}2} = P_{\text{cm}2} f_{\text{kc}2} - P_{p1} f_{p1} - P_{i1} f_i, \quad (1.1)$$

где  $\varphi^{\text{kc}}$  - коэффициент импульса газовой среды камеры смешения, определяется экспериментальным путем. Согласно работе [58]  $\varphi^{\text{kc}}=0,975$ .

Расходы через инжектирующее (кольцевое) и рабочее сопла, а так же через диффузор определялись из частного уравнения Бернулли [1, 37], кг/сек.

$$G = \varphi f \sqrt{\frac{2k}{(k-1)} \frac{P_I}{v_I} \left[ \left( \frac{P_{II}}{P_I} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_{II}}{P_I} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (1.2)$$

Примечание к выражению 1.2 – индексы I и II при расчете расхода рабочего газа необходимо заменить на p0 и p1 следует учесть, что согласно ранее принятым допущениям  $P_{p1} = P_{i0}$ . Для инжектируемого сопла I и II - и0 и i1, для диффузора – см2 и см3.

Скорости потока определяются исходя из уравнения неразрывности. Температура в сечениях 1-1 и 2-2 может быть найдена по скорости потока [1], К.

$$T = T^* - \frac{w^2}{2c_p}. \quad (1.3)$$

Свойства рабочего и инжектируемого влажных газов рассчитывались по выражениям:

## 1. Давление насыщения, Па

$$P' = f(T). \quad (1.4)$$

Определяется по справочникам теплофизических свойств водяного пара. В программе для ЭВМ, написанной по алгоритму расчета СА (см. приложение А) давление насыщение находится с помощью процедуры из программы «PLMN» [39], написанной при помощи выражений, принятых международной ассоциацией по воде и водяному пару [4,5].

## 2. Парциальное давление водяного пара [37], Па

$$P^{\text{пар}} = \zeta P'. \quad (1.5)$$

## 3. Объемная доля газа и воды [37]

$$r^{\text{газ}} = \frac{P - P^{\text{пар}}}{P}, \quad (1.6)$$

$$r^{\text{пар}} = 1 - r^{\text{газ}}. \quad (1.7)$$

## 4. Массовая доля газа и воды [37]

$$m^{\text{газ}} = \frac{r^{\text{газ}} \mu_{\text{газ}}}{\sum_{i=1}^n m_i \mu_i} = \frac{r^{\text{газ}} \mu_{\text{газ}}}{r^{\text{газ}} \mu_{\text{газ}} + r^{\text{пар}} \mu_{\text{пар}}}, \quad (1.8)$$

$$m^{\text{пар}} = 1 - m^{\text{газ}}. \quad (1.9)$$

## 5. Удельная газовая постоянная влажного газа [37], Дж/(кг·К)

$$R = 8314 \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i} = 8314 \left( \frac{m^{\text{газ}}}{\mu_{\text{газ}}} + \frac{m^{\text{пар}}}{\mu_{\text{пар}}} \right). \quad (1.10)$$

## 6. Изобарная теплоемкость [37], Дж/(К·кг)

$$c_p = \sum_{i=1}^n c_p^i m^i = c_p^{\text{пар}} m^{\text{пар}} + c_p^{\text{газа}} m^{\text{газ}}. \quad (1.11)$$

## 7. Показатель адиабаты [37]

$$k = \frac{c_p}{c_p - R}. \quad (1.12)$$

Если в качестве рабочего и (или) инжектируемого потоков используются смеси газов предварительно необходимо определить их молекулярную массу и изобарную теплоемкость по выражениям [37], а. е. м.; Дж/(К·кг)

$$\mu = \sum_{i=1}^n m_i \mu_i, \quad (1.13)$$

$$c_p = \sum_{i=1}^n m_i c_p^i. \quad (1.14)$$

Для расчета удельного объема, входящего в уравнение (1.2), необходимо воспользоваться уравнением Клапейрона (уравнением состояния идеального газа) [37]. Если температура рабочего, инжектируемого потока или смеси неизвестна, она может быть определена по выражению [37] выведенному из первого закона термодинамики

$$T_{cm} G_{cm} c_p^{cm} = T_{p0} G_p c_p^p + T_{u0} G_u c_p^u. \quad (1.15)$$

Газовая постоянная, показатель адиабаты и теплоемкость смеси изначально могут быть неизвестны. Для их нахождения необходимо определить массовую долю газов и растворенной влаги в смеси по выражению (1.16), а затем  $R_{cm}$ ,  $k^{cm}$  и  $c_p^{cm}$  определяются по формулам (1.10-1.12).

$$m_{cm\_i}^j = \frac{G_i^j}{G_{cm}}, \quad (1.16)$$

где  $i$  – указывает на принадлежность параметра к рабочему или инжектируемому потоку;  $j$  - указывает на газовую или паровую составляющую параметра.

## 2.3 Методика расчета струйного аппарата

Исходные данные к обратной задаче (задаче статических характеристик) представлены в Таблице 2.1.

При решении задачи статических характеристик необходимо определить следующие параметры:

- зависимости коэффициентов инжекции от избыточного давления смеси;
- массовые расходы газов;
- параметры смеси (давление, температура, скорость (для бездиффузорного СА), относительная влажность, показатель адиабаты, теплоемкость, удельный объем).

Таблица 2.1 - Исходные данные (значения для газов указаны для поверочного расчета)

Название параметра	Обозначение	Значения параметра газа		
		Рабочий поток	Инжектируемый поток	Смесь газов
1	2	3	4	5
Избыточное давление, кПа	$P_{p0}; P_{i0}; P_{cm3}$	30	0	определяется
Относительная влажность газа, %	$\zeta_{p0}; \zeta_{i0}; \zeta_{cm3}$	10	28	определяется
Температура торможения, °C	$T_{p0}^*; T_{i0}^*; T_{cm3}^*$	25,5	25	определяется
Теплоемкость газа, кДж/(К·кг)	$c_p^{p, \text{газа}}; c_p^{i, \text{газа}};$ $c_p^{\text{см газа}}$	1,0095	1,0095	определяется
Теплоемкость водяного пара, кДж/(К·кг)	$c_p^{p, \text{пара}}; c_p^{i, \text{пара}};$ $c_p^{\text{см пары}}$	2,044	2,010	He определяется
Молекулярная масса газа, а. е. м.	$\mu_{p\text{газа}}; \mu_{i\text{газа}};$ $\mu_{cm\text{ газа}}$	28,96	28,96	He определяется
Молекулярная масса пара, а. е. м.	$\mu_{p\text{пара}}; \mu_{i\text{пара}};$ $\mu_{cm\text{ пары}}$	18,02	18,02	He определяется
Прочие параметры				
1	2	3		
Диаметр рабочего сопла, мм	$d_{p1}$	1,5		

*Продолжение таблицы 2.1*

1	2	3
Диаметр камеры смешения, мм	$d_{\text{кс}}$	3,2
Название параметра	Обозначение	Значения параметра газа
Коэффициент инжекции	$U$	0 ÷ 1,2 (максимальное значение ограничивает точность сходимости цикла)
Коэффициенты скорости:		
Рабочего сопла	$\Phi_{\text{р1}}^{\text{соп}}$	
Инжектируемого сопла (кольцевого сопла)	$\Phi_{\text{и1}}^{\text{соп}}$	В первом приближении коэффициенты могут быть заданы равными $\Phi_{\text{п1}}^{\text{соп}} = 0,95$ ; $\Phi_{\text{и1}}^{\text{соп}} = 0,95$ ; $\varphi^{\text{кс}} = 0,975$ ; $\varphi^{\text{диф}} = 0,9$ [58]. Более точно они могут быть определены только экспериментальным путем
Диффузора	$\varphi^{\text{диф}}$	
Коэффициент импульса камеры смешения	$\varphi^{\text{кс}}$	

Примечание – 1) Индексы 1, 2, 3 в обозначениях соответствуют номерам сечений СА, изображенного на рисунке 2.1; 2) при расчете бездиффузорного СА индексы «см3» необходимо заменить на «см2». 3) Под словом «определяется» подразумевается, что отмеченный параметр в разработанной методике распыливается, а под словами «не определяется» - в методике отсутствуют выражения для расчета отмеченного параметра.

Следует отметить, что без использования математических методов из выражения (1.2) давление  $P_{\text{i1}}$  вывести невозможно. Так как диапазон изменения давления в дозвуковом сопле известен – критическое давление ( $P^{\text{кр}}$ ) и давление

торможения ( $P^*$ ) [1], для решения этой проблемы можно воспользоваться методом золотого сечения МЗС [51]. МЗС, в отличие от других методов, является достаточно простым и обладает высокой скоростью нахождения значения параметра. Критическое давление потока может быть найдено по выражению [1]

$$P^{kp} = P^* \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \text{ Па.} \quad (1.17)$$

Алгоритм расчета обратной задачи для СА, как с диффузором, так и без него, представлен ниже. Все величины в алгоритме представлены в международных системных единицах. По представленному алгоритму, была создана программа для ЭВМ на алгоритмическом языке программирования «Delphi 2010». Программа была зарегистрирована в отделе регистрации программ для ЭВМ, баз данных и топологий ИМС федерального института промышленной собственности. Регистрационный номер 2015615507. Описание программы представлено в приложении А.

Разработанная методика была использована в процессе выполнения работ по договору № X-457-54/58-12 от 09.04.2012 «Создание средств рециркуляции водорода и кислорода, участие в подготовке и проведении ресурсных испытаний БТЭ ЭХГ» коллективом исполнителей «Санкт-Петербургского государственного морского технического университета». На основе результатов расчета, были изготовлены струйные аппараты системы рециркуляции водорода и кислорода для БТЭ мощностью 50кВт (БТЭ-50К). Испытания, проведенные в 2015 году филиалом «Центральный научно-исследовательский институт судовой электротехники и технологии» («ЦНИИ СЭТ») федерального государственного унитарного предприятия «Крыловский государственный научный центр», показали соответствие характеристик СА требованиям технического задания, а предлагаемая методика расчета рекомендована к внедрению при выполнении дальнейших научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. Акт внедрения разработанной методики представлен в приложении Б.

## 2.4 Алгоритм расчета

### Определение параметров рабочего газа.

1. Давление насыщения (определяется по справочникам теплофизических свойств водяного пара или по средствам специальных программ для ЭВМ [39]), Па:

$$P'_{p0} = f(T_{p0}). \quad (1.18)$$

2. Парциальное давление водяного пара, Па:

$$P_{p0}^{\text{пар}} = \zeta_p P'_{p0}. \quad (1.19)$$

3. Объемная доля газа и воды:

$$r_{p0}^{\text{газ}} = \frac{P_{p0} - P_{p0}^{\text{пар}}}{P_{p0}}, \quad (1.20)$$

$$r_{p0}^{\text{пар}} = 1 - r_{p0}^{\text{газ}}. \quad (1.21)$$

4. Массовая доля газа и воды:

$$m_{p0}^{\text{газ}} = \frac{r_{p0}^{\text{газ}} \mu_{\text{газ}}}{r_{p0}^{\text{газ}} \mu_{\text{газ}} + r_{p0}^{\text{пар}} \mu_{\text{пар}}}, \quad (1.22)$$

$$m_{p0}^{\text{пар}} = 1 - m_{p0}^{\text{газ}}. \quad (1.23)$$

5. Удельная газовая постоянная влажного газа, Дж/(кг·К):

$$R_p = \frac{8314}{r_{p0}^{\text{газ}} \mu_{\text{газ}} + r_{p0}^{\text{пар}} \mu_{\text{пар}}}. \quad (1.24)$$

6. Удельный объем рабочего потока перед СА, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_{p0} = \frac{R_p T_{p0}}{P_{p0}}. \quad (1.25)$$

7. Теплоемкость, Дж/(кг·К):

$$c_p^p = c_p^{\text{пар}} m_{p0}^{\text{пар}} + c_p^{\text{газа}} m_{p0}^{\text{газ}}. \quad (1.26)$$

8. Показатель адиабаты:

$$k_p = \frac{c_p^p}{c_p^p - R_p}. \quad (1.27)$$

9. Действительная скорость рабочего потока на выходе из рабочего сопла (сечение 1-1), м/с:

$$w_{p1} = \varphi_{p1}^{\text{кон}} \sqrt{\frac{2k_{p0}}{k_{p0}-1} P_{p0} v_{p0} \left[ 1 - \left( \frac{P_{u0}}{P_{p0}} \right)^{\frac{k_p-1}{k_p}} \right]}. \quad (1.28)$$

1. Площадь рабочего сопла, м<sup>2</sup>:

$$f_{p1} = \frac{\pi}{4} d_{p1}^2. \quad (1.29)$$

2. Массовый расход, кг/с:

$$G_p = \varphi_{p1}^{\text{соп}} f_{p1} \sqrt{\frac{2k_{p0}}{k_{p0}-1} \frac{P_{p0}}{v_{p0}} \left[ \left( \frac{P_{i0}}{P_{p0}} \right)^{\frac{2}{k_{p0}}} - \left( \frac{P_{i0}}{P_{p0}} \right)^{\frac{k_p+1}{k_p}} \right]}. \quad (1.30)$$

12. Массовый расход газа и пара, кг/с:

$$G_p^{\text{газ}} = m_{p0}^{\text{газ}} G_p, \quad (1.31)$$

$$G_p^{\text{пар}} = m_{p0}^{\text{пар}} G_p. \quad (1.32)$$

Пункты с 13 - 17 – для справки. Если относительная влажность потока на выходе из рабочего сопла близка к 100 % в СА возможно выпадение влаги, что противоречит принятому ранее допущению и как следствие дальнейшие результаты расчетов будут неверны.

13. Температура рабочего газа в сечении 1-1, К:

$$T_{p1} = T_{p0} - \frac{(w_{p1})^2}{2c_p^p}. \quad (1.33)$$

14. Объемная доля пара:

$$r_{p1}^{\text{пар}} = r_{p0}^{\text{пар}}. \quad (1.34)$$

15. Парциальное давление пара, Па:

$$P_{p1}^{\text{пар}} = P_{i0} r_{p1}^{\text{пар}}. \quad (1.35)$$

16. Давление насыщения, Па:

$$P'_{p1} = f(T_{p1}). \quad (1.36)$$

17. Относительная влажность в сечении 1-1:

$$\zeta_{p1} = \frac{P_{p1}^{\text{пар}}}{P'_{p1}}. \quad (1.37)$$

**Определение параметров инжектируемого потока.**

18. Давление насыщения, Па:

$$P'_{i0} = f(T_{i0}). \quad (1.38)$$

19. Парциальное давление водяного пара, Па:

$$P_{i0}^{\text{пар}} = \zeta_i P'_{i0}. \quad (1.39)$$

20. Объемная доля газа и воды:

$$r_i^{\text{пар}} = \frac{P_{i0}^{\text{пар}}}{P_{i0}}, \quad (1.40)$$

$$r_i^{\text{газ}} = 1 - r_i^{\text{пар}}. \quad (1.41)$$

21. Массовая доля газа и пара:

$$m_i^{\text{пар}} = \frac{r_i^{\text{пар}} \mu_{\text{пар}}}{r_i^{\text{газ}} \mu_{\text{газ}} + r_i^{\text{пар}} \mu_{\text{пар}}}, \quad (1.42)$$

$$m_i^{\text{газ}} = 1 - m_i^{\text{пар}}. \quad (1.43)$$

22. Удельная газовая постоянная влажного газа, Дж/(кг·К):

$$R_i = \frac{8314}{r_i^{\text{газ}} \mu_{\text{возд}} + r_i^{\text{пар}} \mu_{\text{пар}}}. \quad (1.44)$$

23. Теплоемкость, Дж/(кг·К):

$$c_p^i = c_p^{\text{пар}} m_i^{\text{пар}} + c_p^{\text{газ}} m_i^{\text{газ}}. \quad (1.45)$$

24. Показатель адиабаты:

$$k_i = \frac{c_p^i}{c_p^i - R_i}. \quad (1.46)$$

25. Удельный объем рабочего потока перед СА, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_{i0} = \frac{R_i T_{i0}}{P_{i0}}. \quad (1.47)$$

26. Площадь камеры смешения в сечении 1-1, м<sup>2</sup>:

$$f_{\text{кс}} = \frac{\pi d_{\text{кс}}^2}{4}. \quad (1.48)$$

27. Площадь инжекционного сопла, м<sup>2</sup>:

$$f_{i1} = f_{\text{кс}} - f_{p1}. \quad (1.49)$$

28. Для каждого значения  $U$  из заданного диапазона с шагом  $\Delta U$  найдем параметры газа по представленным выражениям.

28.1. Массовый расход инжектируемого потока, кг/с:

$$G_i = U G_p. \quad (1.50)$$

28.2. Массовый расход смеси, кг/с:

$$G_{\text{см}} = G_p + G_i. \quad (1.51)$$

28.3. Массовый расход газа и пара, кг/с:

$$G_i^{\text{газ}} = m_i^{\text{газ}} G_i, \quad (1.52)$$

$$G_i^{\text{пар}} = m_i^{\text{пар}} G_i. \quad (1.53)$$

28.4. Давление инжектируемого потока в сечении 1-1 (методом последовательных приближений), Па:

$$G_i = \varphi_{i1}^{\text{коп}} f_{i1} \sqrt{\frac{2k_i}{k_i - 1} \frac{P_{i0}}{v_{i0}} \left[ \left( \frac{P_{i1}}{P_{i0}} \right)^{\frac{2}{k_i}} - \left( \frac{P_{i1}}{P_{i0}} \right)^{\frac{k_i + 1}{k_i}} \right]} \xrightarrow{\text{находим}} P_{i1}. \quad (1.54)$$

Значение  $P_{i2}$  может быть найдено по методу золотого сечения, т.к.  $P_{i1}$  находится между величинами  $P_{i1}^{\text{kp}}$  и  $P_{i0}$ , Па:

$$P_{i1}^{\text{kp}} = P_{i0} \left( \frac{2}{k_i + 1} \right)^{\frac{k_i}{k_i - 1}}. \quad (1.55)$$

Решение уравнения (1.54) по  $P_{i1}$  состоит в следующем:

1) задаются начальные границы отрезка поиска  $P_{i1} - z = P_{i0}$ ,  $q = P_{i1}^{\text{kp}}$  и точность ( $\chi$ ). В программе расчета СА, написанной по представленной в этом параграфе алгоритму, точность принята равной  $10^{-18}$ ;

2) рассчитать начальные точки деления отрезка поиска, Па:

$$P_{i1}^1 = q - \frac{(q-z)}{\delta}, \quad P_{i1}^2 = z + \frac{(q-z)}{\delta}. \quad (1.56)$$

где  $\delta$ - пропорция золотого сечения:

$$\delta = \frac{1 + \sqrt{5}}{2} \approx 1,618; \quad (1.57)$$

3) определить значения функции  $G_i^1$  и  $G_i^2$  (1.54) при  $P_{i1}^1$  и  $P_{i1}^2$ ;

4) определить значения модулей разницы действительного и рассчитано значения расхода, кг/с:

$$\Delta G_i^1 = |G_i^1 - G_i|, \quad (1.58)$$

$$\Delta G_i^2 = |G_i^2 - G_i|; \quad (1.59)$$

5) если  $\Delta G_i^1 \geq \Delta G_i^2$  тогда то  $z = P_{i1}^1$ , иначе  $q = P_{i1}^2$ ;

6) если  $|z - q| < \chi$ , то  $P_{i1} = \frac{z + q}{2}$  и, следовательно, расчет  $P_{i1}$  закончен, если

же выражение не выполняется, то необходимо продолжить расчет, т.е. вернутся к пункту 2.

28.5. Действительная скорость инжектируемого потока в сечении 1-1, м/с:

$$w_{i1} = \varphi_{i1}^{\text{коп}} \sqrt{\frac{2k_i}{k_i - 1} P_{i0} v_{i0} \left[ 1 - \left( \frac{P_{i1}}{P_{i0}} \right)^{\frac{k_i - 1}{k_i}} \right]}. \quad (1.60)$$

### Определение параметров смеси.

28.6. Массовая доля газа, пара рабочего и инжектируемого газов в смеси:

$$m_{\text{см\_п}}^{\text{газ}} = \frac{G_p^{\text{газ}}}{G_{\text{см}}}, \quad (1.61)$$

$$m_{\text{см\_п}}^{\text{пар}} = \frac{G_p^{\text{пар}}}{G_{\text{см}}}, \quad (1.62)$$

$$m_{\text{см\_и}}^{\text{газ}} = \frac{G_i^{\text{газ}}}{G_{\text{см}}}, \quad (1.63)$$

$$m_{\text{см\_и}}^{\text{пар}} = \frac{G_i^{\text{пар}}}{G_{\text{см}}}, \quad (1.64)$$

28.7. Теплоемкость смеси, Дж/(кг·К):

$$c_p^{\text{см}} = c_p^{\text{пар}} m_{\text{см\_п}}^{\text{пар}} + c_p^{\text{газ}} m_{\text{см\_п}}^{\text{газ}} + c_p^{\text{и газ}} m_{\text{см\_и}}^{\text{пар}} + c_p^{\text{и газ}} m_{\text{см\_и}}^{\text{газ}}. \quad (1.65)$$

28.8. Объемная доля газа и пара:

$$r_{\text{см\_и}}^{\text{пар}} = \frac{m_{\text{см\_и}}^{\text{пар}} / \mu_{\text{см\_и}}^{\text{пар}}}{m_{\text{см\_и}}^{\text{газ}} / \mu_i^{\text{газ}} + m_{\text{см\_и}}^{\text{пар}} / \mu_i^{\text{пар}} + m_{\text{см\_п}}^{\text{газ}} / \mu_p^{\text{газ}} + m_{\text{см\_п}}^{\text{пар}} / \mu_p^{\text{пар}}}, \quad (1.66)$$

$$r_{\text{см\_и}}^{\text{газ}} = \frac{m_{\text{см\_и}}^{\text{газ}} / \mu_{\text{см\_и}}^{\text{газ}}}{m_{\text{см\_и}}^{\text{газ}} / \mu_i^{\text{газ}} + m_{\text{см\_и}}^{\text{пар}} / \mu_i^{\text{пар}} + m_{\text{см\_п}}^{\text{газ}} / \mu_p^{\text{газ}} + m_{\text{см\_п}}^{\text{пар}} / \mu_p^{\text{пар}}}, \quad (1.67)$$

$$r_{\text{см\_п}}^{\text{пар}} = \frac{m_{\text{см\_п}}^{\text{пар}} / \mu_{\text{см\_п}}^{\text{пар}}}{m_{\text{см\_и}}^{\text{газ}} / \mu_i^{\text{газ}} + m_{\text{см\_и}}^{\text{пар}} / \mu_i^{\text{пар}} + m_{\text{см\_п}}^{\text{газ}} / \mu_p^{\text{газ}} + m_{\text{см\_п}}^{\text{пар}} / \mu_p^{\text{пар}}}, \quad (1.68)$$

$$r_{\text{см\_п}}^{\text{газ}} = \frac{m_{\text{см\_п}}^{\text{газ}} / \mu_{\text{см\_п}}^{\text{газ}}}{m_{\text{см\_и}}^{\text{газ}} / \mu_i^{\text{газ}} + m_{\text{см\_и}}^{\text{пар}} / \mu_i^{\text{пар}} + m_{\text{см\_п}}^{\text{газ}} / \mu_p^{\text{газ}} + m_{\text{см\_п}}^{\text{пар}} / \mu_p^{\text{пар}}}. \quad (1.69)$$

28.9. Удельная газовая постоянная смеси, Дж/(кг·К):

$$R_{\text{см}} = \frac{8314}{r_{\text{см\_п}}^{\text{газ}} \mu_p^{\text{газ}} + r_{\text{см\_п}}^{\text{пар}} \mu_p^{\text{пар}} + r_{\text{см\_и}}^{\text{газ}} \mu_i^{\text{газ}} + r_{\text{см\_и}}^{\text{пар}} \mu_i^{\text{пар}}}. \quad (1.70)$$

28.10. Показатель адиабаты смеси на выходе из СА:

$$k^{\text{см}} = \frac{c_p^{\text{см}}}{c_p^{\text{см}} - R^{\text{см}}}. \quad (1.71)$$

28.11. Для **бездиффузорного** струйного аппарата.

28.11.1. Температура смеси за СА, К:

$$T_{\text{cm}2} = \frac{T_{\text{p}0}G_{\text{p}}c_p^{\text{p}} + T_{\text{i}0}G_{\text{i}}c_p^{\text{i}}}{G_{\text{cm}}c_p^{\text{cm}}}. \quad (1.72)$$

28.11.2. Давление смеси в сечении 2-2 (в приложении В представлен подробный вывод выражения (1.73) со всеми промежуточными выкладками), Па:

$$\left. \begin{array}{l} \varphi^{\text{kc}}(G_{\text{p}}w_{\text{p}1} + G_{\text{i}}w_{\text{i}1}) - G_{\text{cm}}w_{\text{cm}2} = P_{\text{cm}2}f_{\text{kc}2} - P_{\text{p}1}f_{\text{p}1} - P_{\text{i}1}f_{\text{i}} \\ f_{\text{kc}} = f_{\text{kc}2} = f_{\text{kc}1}, \text{ м}^2 \\ P_{\text{p}1} = P_{\text{i}0}, \text{ Па} \\ w_{\text{cm}2} = \frac{G_{\text{cm}}v_{\text{cm}2}}{f_{\text{kc}}}, \text{ м/с} \\ v_{\text{cm}2} = \frac{R_{\text{cm}}T_{\text{cm}2}}{P_{\text{cm}2}}, \text{ м}^3/\text{кг} \\ P_{\text{cm}2}^2a + P_{\text{cm}2}b - c = 0 \\ a = -f_{\text{kc}} \\ b = \varphi^{\text{kc}}(G_{\text{p}}w_{\text{p}1} + G_{\text{i}}w_{\text{i}1}) + P_{\text{i}0}f_{\text{p}1} + P_{\text{i}2}f_{\text{i}1} \\ c = -\frac{G_{\text{cm}}^2 R_{\text{cm}} T_{\text{cm}2}}{f_{\text{kc}}} \end{array} \right\} P_{\text{cm}2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}. \quad (1.73)$$

28.11.3. Парциальное давление водяного пара, Па:

$$P_{\text{cm}2}^{\text{пар}} = (r_{\text{cm\_p}}^{\text{пар}} + r_{\text{cm\_и}}^{\text{пар}})P_{\text{cm}2}. \quad (1.74)$$

28.11.4. Давление насыщения, Па:

$$P'_{\text{cm}2} = f(T_{\text{cm}2}). \quad (1.75)$$

28.11.5. Относительная влажность:

$$\zeta_{\text{cm}2} = \frac{P_{\text{cm}2}^{\text{пар}}}{P'_{\text{cm}2}}. \quad (1.76)$$

28.11.6. Действительная скорость смеси в сечение 2-2, м/с:

$$w_{\text{cm}2} = \frac{G_{\text{cm}}v_{\text{cm}2}}{f_{\text{kc}}}. \quad (1.77)$$

### 28.12. Для струйного аппарата с диффузором.

28.12.1. В связи с тем, что на прямую вывести выражение для  $P_{cm2}$  не представляется возможным,  $P_{cm2}$  необходимо находить методом последовательных приближений, для этого необходимо:

- начальное значение  $P_{cm3}$  принять равным  $P_{i0}$ ;
- рассчитать пункты 28.12.2-28.12.10;
- рассчитать модуль разницы между  $P_{cm3}$  и  $P_{cm3}^{нов}$ . Если модуль больше точности расчета (в программе точность равна  $10^{-15}$ ), то необходимо повторять расчет до выполнения условия сходимости.

28.12.2. Парциальное давление водяного пара, Па:

$$P_{cm3}^{\text{пар}} = (r_{cm\_p}^{\text{пар}} + r_{cm\_и}^{\text{пар}}) P_{cm3}. \quad (1.78)$$

28.12.3. Температура смеси за СА, К:

$$T_{cm3} = \frac{T_{p0} G_p c_p^p + T_{i0} G_i c_i^i}{G_{cm} c_p^{cm}}. \quad (1.79)$$

28.12.4. Давление насыщения, Па:

$$P'_{cm3} = f(T_{cm3}). \quad (1.80)$$

28.12.5. Относительная влажность:

$$\zeta_{cm3} = \frac{P_{cm3}^{\text{пар}}}{P'_{cm3}}. \quad (1.81)$$

28.12.6. Удельный объем рабочего потока перед СА, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_{cm3} = \frac{R_{cm} T_{cm3}}{P_{cm3}}. \quad (1.82)$$

28.12.7. Давление смеси в сечении 2-2 (методом последовательных приближений), Па:

$$G_{cm} = \frac{f_{kc}}{v_{cm3}} \frac{1}{\Phi_{\text{диф}}} \sqrt{\frac{2k_{cm}}{k_{cm}-1} P_{cm2} v_{cm3} \left[ \left( \frac{P_{cm3}}{P_{cm2}} \right)^{\frac{k_{cm}-2}{k_{cm}}} - \left( \frac{P_{cm3}}{P_{cm2}} \right)^{-\frac{1}{k_{cm}}} \right]} \xrightarrow{\text{находим}} P_{cm2}. \quad (1.83)$$

Давление  $P_{cm2}$  может быть найдено по методу золотого сечения по аналогии с пунктом 28.4, т.к.  $P_{cm2}$  находится между  $P_{cm2}^{kp}$  и  $P_{cm3}$ , Па:

$$P_{cm2}^{kp} = P_{cm3} \left( \frac{2}{k_{cm} + 1} \right)^{\frac{k_{cm}}{k_{cm}-1}}. \quad (1.84)$$

28.12.8. Действительная скорость смеси в сечение 2-2, м/с:

$$w_{cm2} = \frac{1}{\varphi_{dif}} \sqrt{\frac{2k_{cm}}{k_{cm}-1} P_{cm2} v_{cm3} \left[ \left( \frac{P_{cm3}}{P_{cm2}} \right) - \left( \frac{P_{cm3}}{P_{cm2}} \right)^{\frac{1}{k_{cm}}} \right]}. \quad (1.85)$$

### Камера смешения.

28.12.9. Давление смеси перед диффузором, Па:

$$\left. \begin{aligned} \varphi^{kc} (G_p w_{p1} + G_u w_{u1}) - G_{cm} w_{cm2} &= P_{cm2} f_{kc2} - P_{p1} f_{p1} - P_{u1} f_{u1} \\ f_{kc} = f_{kc1} = f_{kc2} \\ P_{cm2} &= \frac{\varphi^{kc} (G_p w_{p1} + G_u w_{u1}) - G_{cm} w_{cm2} + P_{p1} f_{p1} + P_{u1} f_{u1}}{f_{kc2}}. \end{aligned} \right\} \quad (1.86)$$

28.12.10. Новое значение давления смеси на выходе из СА, Па:

$$P_{cm3}^{\text{нов}} = P_{cm2} \left( \frac{T_{cm3}}{T_{cm2}} \right)^{\frac{k_{cm}}{k_{cm}-1}}. \quad (1.87)$$

## 2.5 Расчет геометрии СА при помощи программы для ЭВМ

Для расчета геометрии СА (диаметра камеры смешения и рабочего сопла), т.е. для решения прямой задачи, необходимо:

1) Рассчитать диаметр рабочего сопла при заданном коэффициенте скорости ( $\varphi_{p1}^{\text{коп}} = 0,95-0,98$ ) по формуле из работы [37]

$$\left. \begin{aligned} G_p &= \varphi_{p1}^{\text{коп}} f_{p1} \sqrt{2 \frac{k_p}{k_p - 1} \frac{P_{p0}}{v_{p0}} \left[ \left( \frac{P_{atm}}{P_{p0}} \right)^{\frac{2}{k_p}} - \left( \frac{P_{atm}}{P_{p0}} \right)^{\frac{k_p+1}{k_p}} \right]} \\ f_{p1} &= \frac{\pi d_{p1}^2}{4} \end{aligned} \right\} . \quad (1.88)$$

$$d_{p1} = \sqrt{\frac{2G_p}{\pi \varphi_{p1}^{\text{коп}} \sqrt{2 \frac{k_p}{k_p - 1} \frac{P_{p0}}{v_{p0}} \left[ \left( \frac{P_{atm}}{P_{p0}} \right)^{\frac{2}{k_p}} - \left( \frac{P_{atm}}{P_{p0}} \right)^{\frac{k_p+1}{k_p}} \right]}}} \quad (1.88)$$

2) При расчете СА для системы рециркуляции реагентов известно давление смеси или коэффициент инжекции. К примеру, необходимо определить диаметр камеры смешения, обеспечивающий наибольший коэффициент инжекции ( $U$ ) при давлении смеси равном 5 кПа. Для этого необходимо задать некоторый диапазон диаметров камеры смешения с некоторым шагом. После осуществления расчета, программа построит график вида представленного на рисунке 2.9.

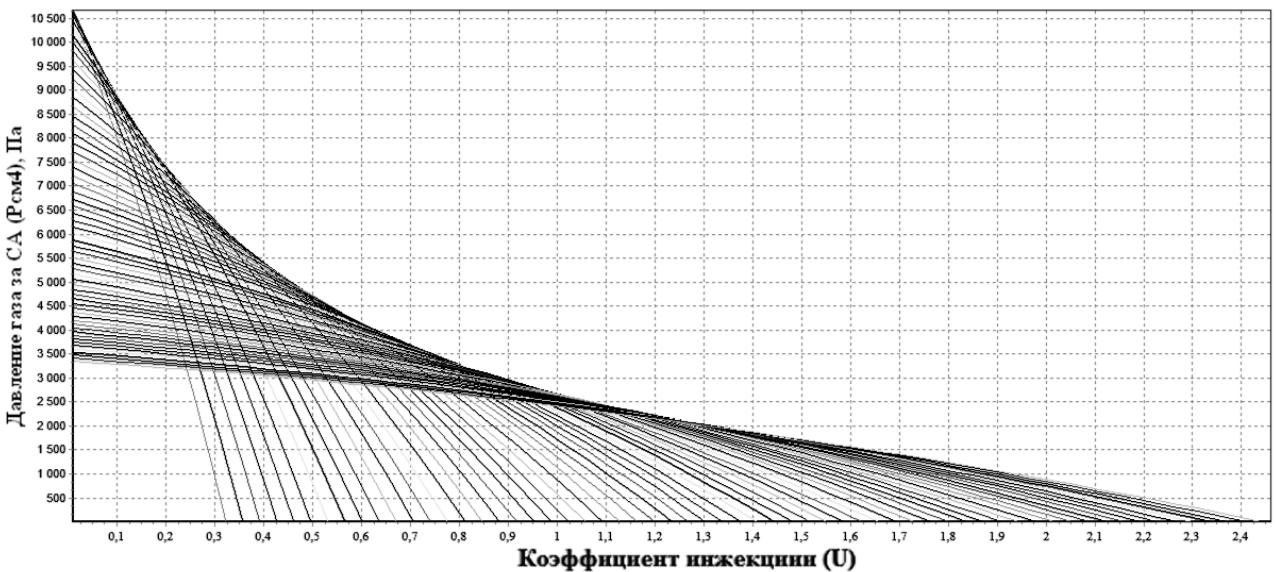


Рисунок 2.9 - График результатов расчета нескольких вариантов струйных аппаратов с различными диаметрами камер смешения

Далее необходимо отмасштабировать график, используя окно «настройка графика». Затем навести мышь на кривую, обеспечивающую наибольшее значение  $U$  при заданном  $P_{\text{см}}$ . Название выбранной кривой автоматически выделится в списке «Список значений». Каждое название содержит в себе принятые значения исходных данных, в том числе и значение диаметра. Таким образом, графическим путем может быть решена обратная задача.

## 2.6 Выводы по главе 2

Приведена математическая модель и методика расчета геометрических и статических параметров для газо-газовых дозвуковых струйных аппаратов, как с диффузором, так и без него. Основной особенностью модели является учет

влажности смешиаемых потоков, а так же возможность в качестве смешиемых сред использовать как вещества в чистом виде, так и смеси. Предполагается что диаметр рабочего сопла меньше диаметра камеры смешения. По описанному алгоритму расчета разработана программа на ЭВМ.

## Глава 3 Экспериментальные исследования струйных аппаратов

Испытания макетных образцов струйных аппаратов производились с целью:

- определения корректности вычислений, выполненных в соответствии с разработанными алгоритмами расчетов параметров струйных аппаратов;
- определения геометрии СА, обеспечивающей большее давление смеси и коэффициент инжекции;
- уточнения коэффициентов, используемых в алгоритме расчета;
- разработки и совершенствования типовой программы и методики испытаний макетных образцов струйных аппаратов.

### 3.1 Описание испытательного стенда

Экспериментальные исследования струйных аппаратов проводились на стенде «КРЦ» («Контур Рециркуляции»). Контрольно-измерительный комплекс «КРЦ» предназначен для проведения экспериментальных исследований по проверке: методик расчетов струйных аппаратов контуров рециркуляции водород-кислородных и водород-воздушных БТЭ, изучения основных характеристик струйных аппаратов с различными геометрическими характеристиками проточных частей, испытаний оборудования систем рециркуляции. На стенде могут быть произведены работы по определению влияния физических параметров рабочих сред на процессы функционирования контура рециркуляции, исследования совместной работы струйных аппаратов и системы автоматического поддержания давления на БТЭ. Оборудование контрольно-измерительного комплекса было сертифицировано в ФБУ «Ростест-Москва», регистрационный номер МЦ0000560867. Внешний вид испытательного стенда представлен на рисунке 3.1.

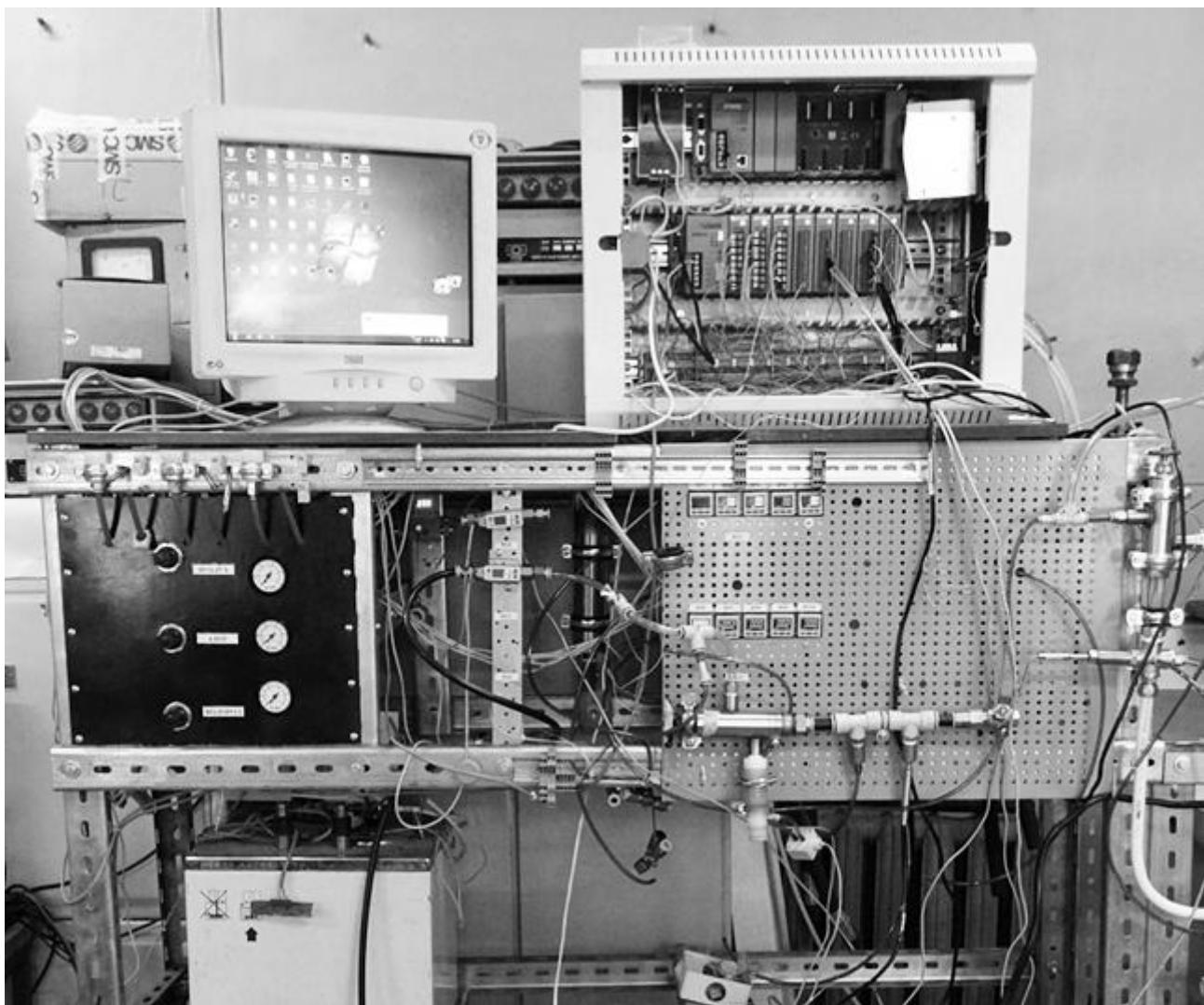


Рисунок 3.1 – Внешний вид испытательного стенда

Испытываемый струйный аппарат устанавливался на перфорированную переднюю консоль посредством кронштейнов. В качестве трубопроводов применялись полиуретановые и нейлоновые трубы с диаметрами 8, 16 и 50 мм. Подвод рабочего газа к СА осуществлялся по 8 мм трубам, инжектируемого через 50 мм трубы, а отвод смеси по 16 мм. Трубы с большим диаметром устанавливались для снижения гидравлического сопротивления, что давало возможность рассмотреть зависимость  $(P_{\text{см}} - P_{\text{и}})/P_{\text{и}} = f(U)$  при давлении смеси равном атмосферному. Применение столь больших труб для инжектируемого потока обусловлено необходимостью обеспечения постоянства расхода через рабочее сопло. Были использованы быстроразъемные соединения трубопроводов,

что позволяет без специальных инструментов снимать и устанавливать СА с различной геометрией.

Для обеспечения проведения испытаний на стенде собирается пневматическая схема, приведенная на рисунке 3.2.

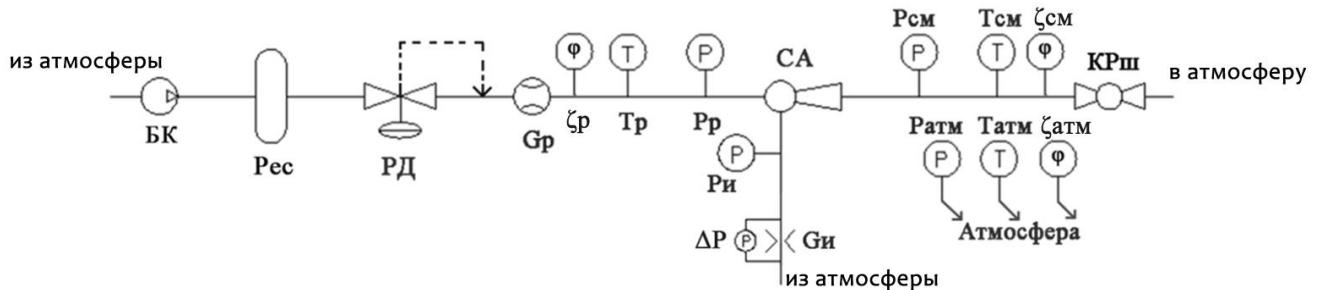


Рисунок 3.2 - Пневматическая схема для исследования СА. БК – безмасляный компрессор; Рес – ресивер; РД – регулятор давления «после себя»; СА – струйный аппарат; КРш – шаровой кран; Gp – датчик массового расхода газа PFM711S-F02-D; Gi – шайба расходомерная;  $\zeta_p$ ,  $\zeta_{\text{см}}$  – датчик относительной влажности и температуры ДВТ-0.3ТЭ-Н1-80; Тр, Тсм – преобразователь термоэлектрический ТП-2488/2 ХК; Рр, Рсм, Ри – прецизионный датчик давления/разряжения ZSE 30AF-01-28;  $\Delta P$  – датчик дифференциального давления PSE550-28; Ратм – датчик атмосферного давления Testo 511;  $\zeta_{\text{атм}}$ , Татм – датчик относительной влажности и температуры Testo 410-2

Принцип работы схемы состоит в следующем:

Атмосферный воздух поступает от безмасляного компрессора на вход регулятора давления «после себя» (РД), с выхода которого поступает на расходомерное устройство (Gp). К выходу клапана посредством соединительного трубопровода, оборудованного отводами для измерения давления (Рр), а также термопарой (Тр), подключен объект исследования – струйный аппарат (СА). Инжектируемый поток в СА самопроизвольно подается из атмосферы через расходомерную шайбу (Gi). Разница давлений на шайбе измеряется при помощи датчика перепада давлений ( $\Delta P_i$ ). Использование шайбы обусловлено необходимостью минимизации сопротивления трубопровода инжектируемого

потока. Выходной патрубок струйного аппарата соединен с шаровым краном (КРш) посредством соединительного трубопровода. К трубопроводу так же подсоединены отвод для снятия давления (Рсм) и термопара (Тсм).

Для обеспечения достоверности значений расхода инжектируемого газа при исследовании струйных аппаратов, поток газа через расходомерную шайбу шел непосредственно из стендового помещения, как и в ходе ее тарирования (см. параграф 3.5). Температура газа в помещении в ходе исследований струйных аппаратов изменялась незначительно, в пределах 24,5-28 °C, в то время как при тарировании шайбы она была равна 26 °C.

Испытательный стенд снабжен автоматизированной системой сбора и обработки результатов информации, построенной на основе распределенных систем ADAM-5000 (Advantech Inc.) (см. рис. 3.3). Данная система обеспечивает отображение и регистрацию параметров испытаний в реальном времени. Регистрация параметров и запись осуществляется с интервалом один раз в секунду. В процессе проведения испытаний формируется электронный журнал эксперимента.

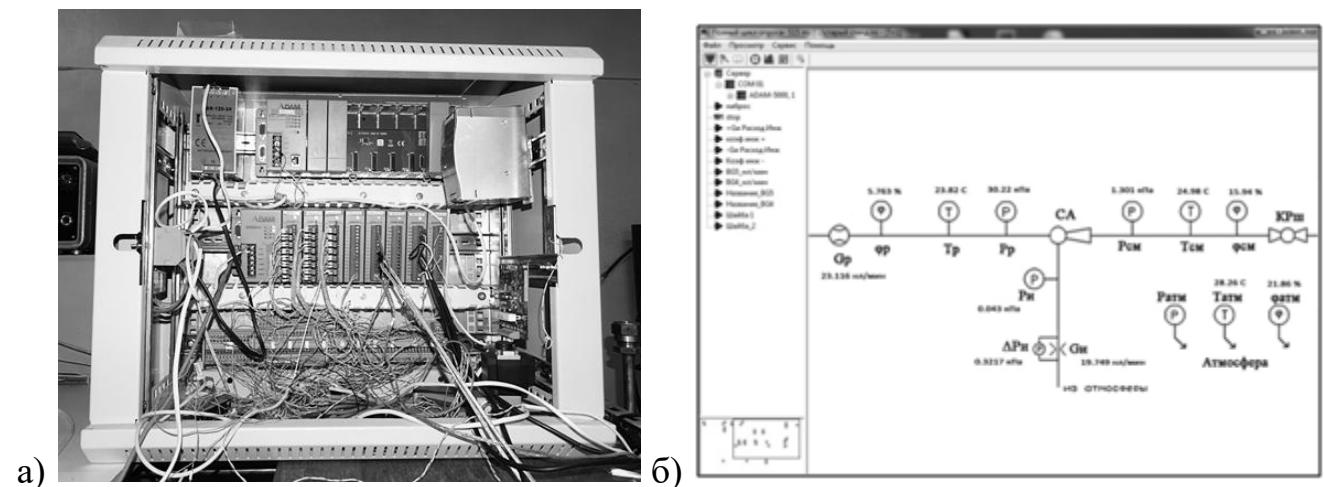


Рисунок 3.3 – Распределенная система сбора и обработки информации а) - блок преобразователей ADAM-5000, б)- мнемосхема АРМ

Передняя консоль снабжена информационными блоками датчиков давления и расхода газов, подключаемых к испытуемой схеме посредством быстроразъемных соединений (см. рис 3.4).

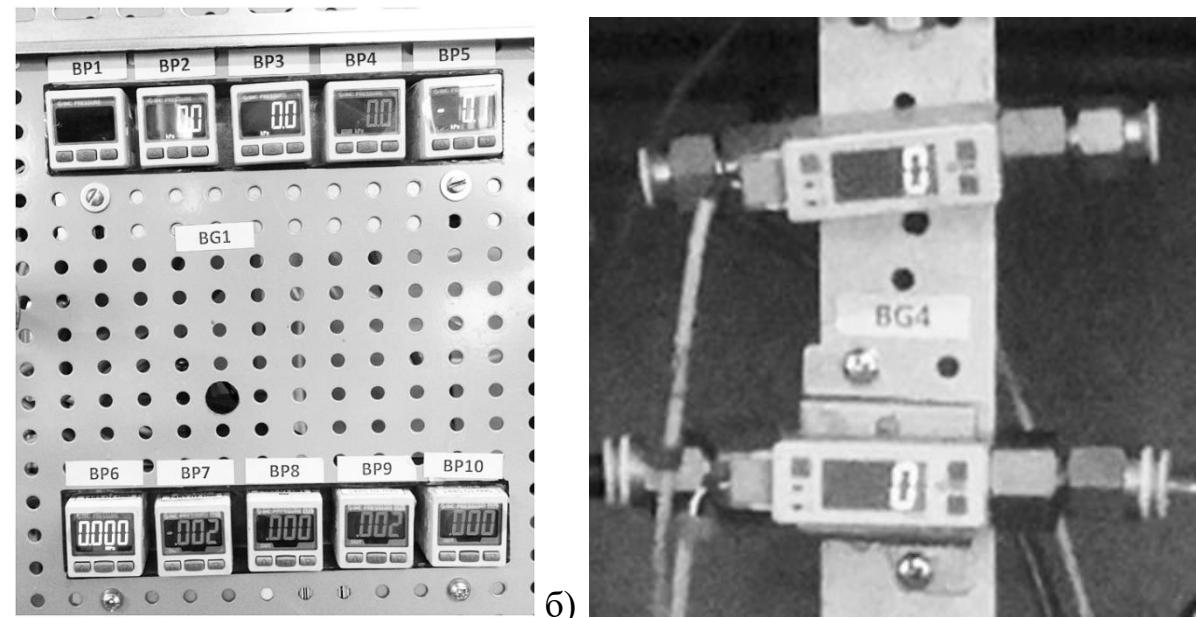


Рисунок 3.4 – Информационные блоки датчиков. а) датчики давления б) массовые расходомеры

Основные технические данные и характеристики испытательного стенда приведены в приложении Г.

### 3.2 Описание объекта испытаний

Объектами испытаний являлись макетные образцы струйных аппаратов, изготовленные в соответствии с гидравлическими требованиями к системам рециркуляции реагентов блока топливных элементов с твердым полимерным электролитом. Конструктивное исполнение объекта испытаний приведено на рисунке 3.5.

Струйный аппарат состоит из следующих элементов: корпуса 1, снабженного патрубками подачи рабочего газа и инжектируемой среды, выполненного из нержавеющей стали аустенитного класса 08Х18Н10Т, гайки 2, предназначенный для крепления камеры смешения 3 и рабочего сопла 4, которые изготовлены посредством 3D-печати из ABS пластика, каретки 5, в которую установлено рабочее сопло 4, пластины 6, обеспечивающей фиксацию штока 8 с маховиком 9 и гайки 7 с регулирующей положение штока резьбой.

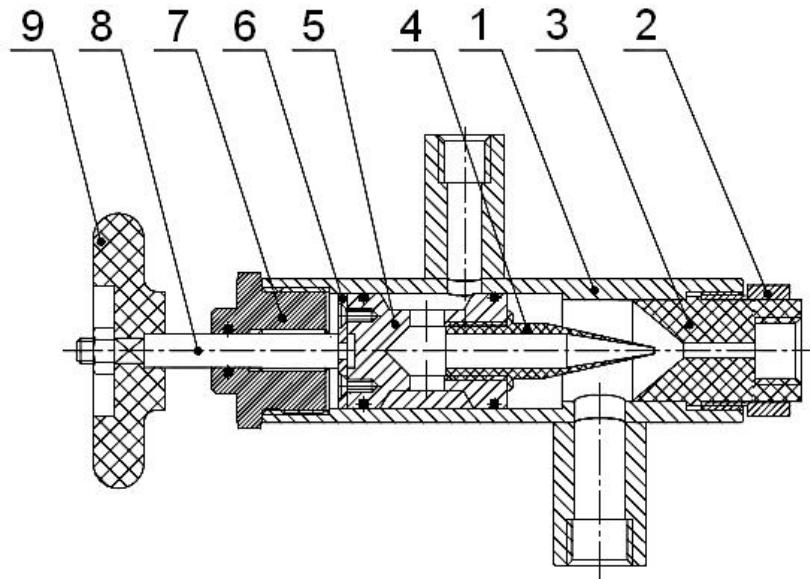


Рисунок 3.5 - Конструктивное исполнение объекта испытаний. 1 - корпус, 2 – фиксатор камеры смешения, 3 - камера смешения, 4 - рабочее сопло, 5 - каретка, 6 - пластина, фиксатор штока, 7 – гайка\_с регулирующей положения штока резьбой, 8 - шток, 9 - маховик

Камера смешения и рабочее сопло в разработанном аппарате съемные, и легко заменяемые, что позволяет проводить исследования в широком диапазоне сочетаний геометрических параметров проточных частей СА.

Присоединительная резьба патрубков аппарата выполнена в соответствии с конструктивными особенностями быстроразъемных соединений KQG (SMC Inc.), что обеспечивает простоту монтажа объекта на испытательном стенде.

Перемещаемое рабочее сопло позволяет обеспечивать исследования по оптимизации взаимного расположения сопла и камеры смешения.

Внешний вид объекта испытания приведен на рисунке 3.6.

### 3.2.1 Геометрические размеры объекта испытания

В качестве прототипа объекта исследования был использован струйный аппарат рециркуляции водорода для БТЭ мощностью 10 кВт, с диаметром камеры смешения ( $d_{kc}$ ) равным 3,2 мм и диаметром рабочего сопла ( $d_{p1}$ ) равным 1,5 мм.



Рисунок 3.6 - Внешний вид объекта испытаний

В целях повышения эффективности струйного аппарата были проведены исследования по влиянию следующих геометрических параметров на работу струйного аппарата:

- длины камеры смешения  $L_{\text{кс}}$  (5, 10, 15 и 20 мм);
- вида профилирования образующей конфузор приемной камеры. Были исследованы конфузоры конической формы (с углами раскрытия 40, 60, 80 и 160 градусов) и профилированные – часть лемнискаты Бернулли и четверть круга (рисунок 3.7);
- положение сопла ( $L_{\text{соп}}$ ) – расстояние между выходным сечением рабочего сопла и входным сечением цилиндрического участка камеры смешения. Конструкция струйного аппарата позволяла изменять положение сопла в диапазоне от 0 до 15 мм. В ходе исследований положение рабочего сопла изменялось с шагом в 1 мм.

В таблице 3.1 представлены сочетания геометрических параметров СА рассмотренных в ходе исследования.

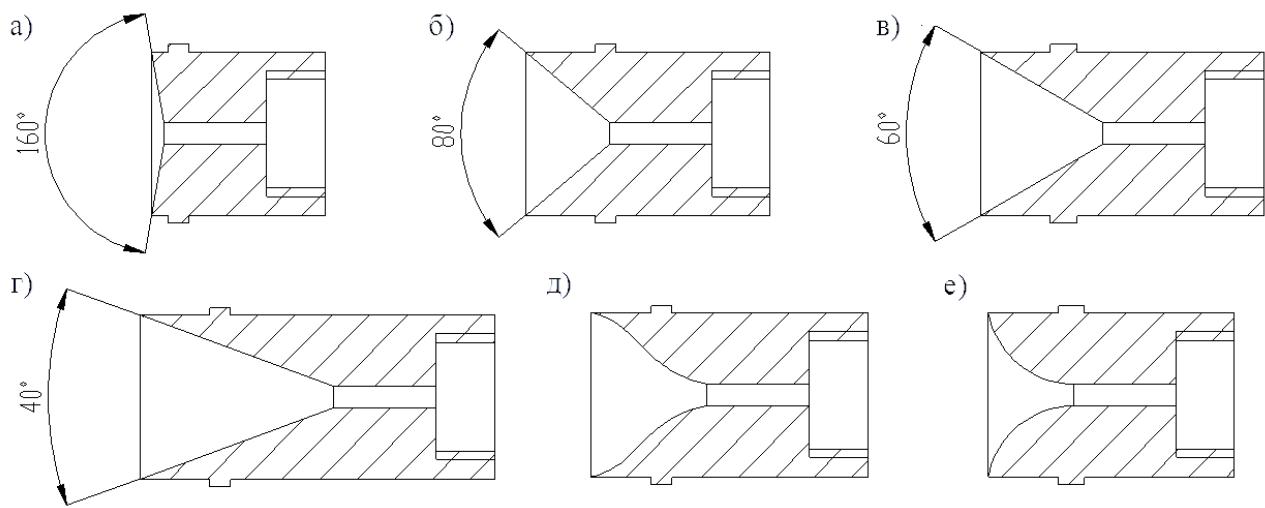


Рисунок 3.7 – Схематическое изображение исследуемых камер: а) – угол 160 градусов; б) – угол 80 градусов; в) – угол 60 градусов; г) – угол 40 градусов; д) – часть лемнискаты Бернулли; е) – четверть круга

Таблица 3.1 – Сочетания геометрических параметров СА рассмотренных в ходе исследования (шаг изменения положения рабочего сопла - 1 мм)

Вид конфузора	Положение сопла, мм				
	$L_{kc}=5$	$L_{kc}=10$	$L_{kc}=15$	$L_{kc}=20$	$L_{kc}=25$
1	2	3	4	5	6
Конус 40 °		1 – 9	0 – 9		
Конус 60 °	1 – 11	2 – 9	2 – 9	0 – 9	
Конус 80 °	2 – 11		2 – 8		1 – 6
Конус 160 °			2 – 9		
1	2	3	4	5	6
Четверть круга	0 – 8	0 – 9	0 – 9		
Лемниската Бернулли		0 – 9	0 – 9	0 – 7	

Примечание - Здесь и далее положительные значения  $L_{\text{соп}}$  свидетельствуют о смещении сопла в направлении противоположном

направлению потока рабочего газа, при  $L_{\text{соп}} = 0$  выходное сечение рабочего сопла соответствует входному сечению цилиндрического участка камеры смешения.

Таким образом, в рамках исследования было рассмотрено 144 варианта исполнения проточной части струйного аппарата.

### **3.3 Методика и схема измерений геометрических размеров струйных аппаратов**

Все линейные размеры струйных аппаратов, кроме диаметра и положения рабочего сопла, замерялись при помощи двухстороннего штангенциркуля с глубиномером.

К замеряемым линейным размерам струйного аппарата относятся:

- диаметр камеры смешения ( $d_{\text{кс}}$ );
- диаметр рабочего сопла ( $d_{\text{п1}}$ );
- положение сопла ( $L_{\text{соп}}$ );
- длина камеры смешения ( $L_{\text{кс}}$ ).

Двухсторонний штангенциркуль с глубиномером имеет следующие характеристики:

- диапазон измерения 0-250 мм;
- цена деления шкалы нониуса - 0,1 мм;
- класс точности прибора – 2 (точность прибора - 0,10 мм).

Положение сопла замерялось при помощи шпильки диаметром 2 мм и длиной 150 мм. На шпильку начиная с конца, были нанесены деления равные длинам исследованных камер смешения - 5, 10, 15, 20, 25 мм. Методика установки сопла струйного аппарата на нулевое положение ( $L_{\text{соп}} = 0$ ) состоит в следующем.

Шток 8 максимально выдвигался из детали 7. Затем сопло при помощи штока постепенно перемещалось по направлению к камере смешения, периодически осуществлялся замер положения сопла при помощи шпильки. Процесс осуществлялся до тех пор, пока шкала не совпадет с выходным сечением КС.

Диаметр рабочего сопла замерялся при помощи измерительной лупы фирмы «PEAK» со следующими характеристиками:

- увеличение – 30 кратное
- диапазон измерительной шкалы – 5 мм
- цена деления – 0,05 мм

Фотография выходного сечения рабочего сопла при 30 кратном увеличении представлена на рисунке 3.8.

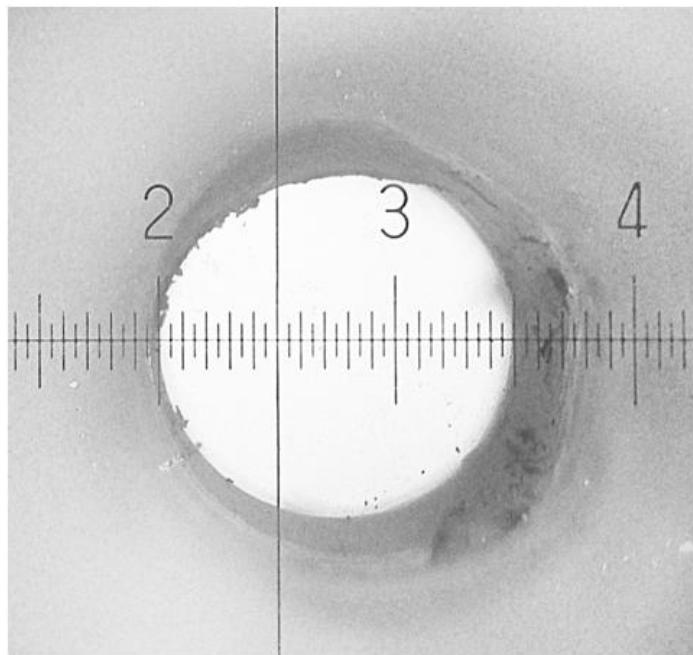


Рисунок 3.8 – Фотография выходного сечения рабочего сопла при 30 кратном увеличении

### **3.4 Изготовление макетных образцов струйных аппаратов**

Создание опытного образца является обязательным этапом в процессе разработки любого нового изделия. Изготовить качественный прототип, максимально похожий на будущее изделие - весьма непростая задача. Приходится решать проблему точного повторения геометрической формы, собираемости, внешнего вида и поиска материалов, максимально похожих на заданные. В последнее время стала популярной технология быстрого прототипирования (RP - rapid prototyping), то есть создание модели за счет последовательного нанесения слоев материала. Использование RP-технологий способно на 50-80% сократить

сроки подготовки производства, практически полностью исключить длительный и трудоемкий этап изготовления опытных образцов вручную, или на станках с ЧПУ<sup>1</sup>.

Изготовление проточных частей макетных аппаратов (камеры смешения и сопла) осуществлялось посредством 3D печати на 3D принтере «Wanhao duplicator» типа послойного наплавления (FDM - Fused Deposition Modeling). Принципиальная схема принтера типа FDM представлена на рисунке 3.9. Для создания G кода использовалась программа «MakerBot Desktop 3.3».

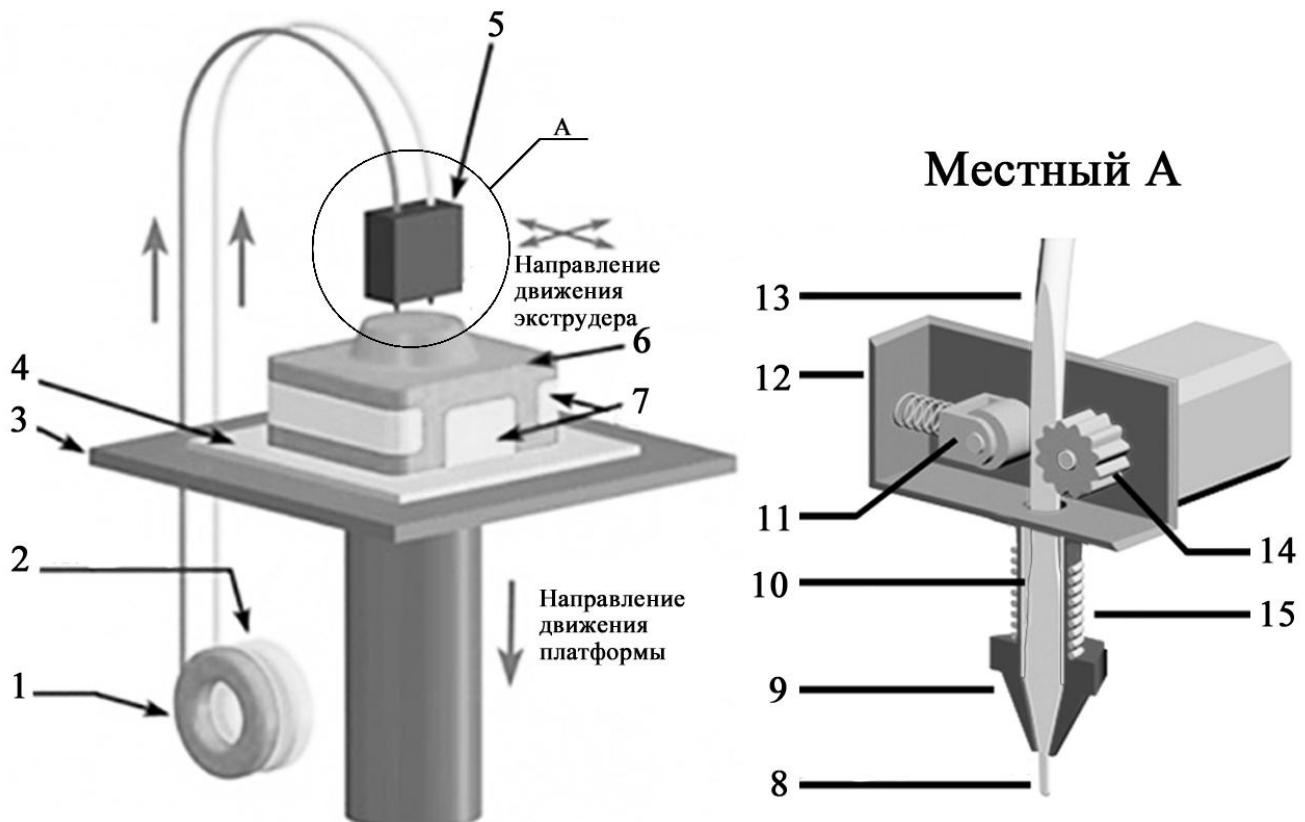


Рисунок 3.9 - Принципиальная схема принтера типа послойного наплавления (FDM). 1 – картридж с основным материалом, 2 – картридж с поддерживающим материалом, 3 – подогреваемый столик, 4 – специальное покрытие, предназначенное для предотвращения отлипания модели, 5 – экструдер, 6 – модель, 7 – поддержка (удаляется после изготовления модели), 8 – нить, выдавленная из сопла, 9 – сопло экструдера, 10 – пластиковая трубка, 11 – прижимной ролик, 12 – корпус экструдера, 13 – нить, 14 – подающая шестерня, 15 – нагревающий элемент

<sup>1</sup> Технологии быстрого прототипирования. URL: [http://www.vzrt.ru/rp\\_tec.php](http://www.vzrt.ru/rp_tec.php) (дата обращения: 8.03.2014).

### 3.4.1 Доработка конструкции 3D принтера

При работе с принтером выяснилось, что технология 3D печати является не до конца проработанной, а приобретенный принтер имеет ряд технических недоработок. Так была выявлена возможность повышения скорости печати за счет улучшения сцепления нити подаваемой в экструдер с устройством подачи, при помощи изменения механизма подачи пластика в экструдер (см. рис. 3.10).

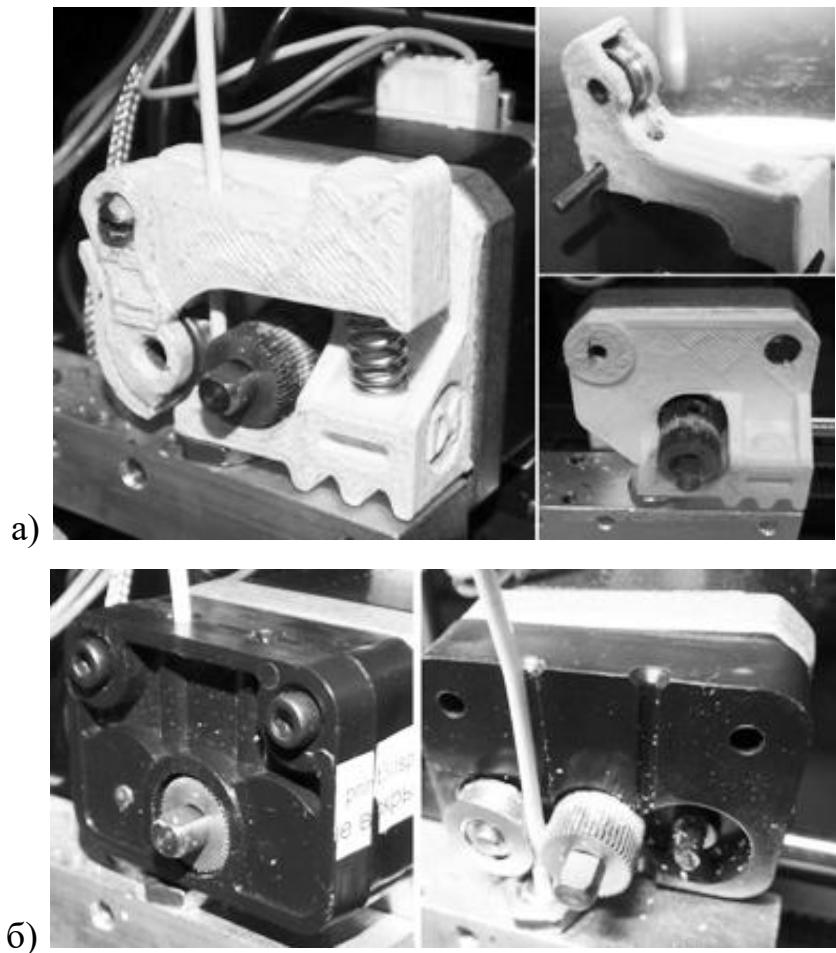


Рисунок 3.10 - Фотографии подающего устройства а) нового; б) изначального

Подобная конструкция позволила увеличить скорость печати с 50 до 70 мм/сек. Небольшое увеличение скорости печати значительно снизило общее время печати моделей. Более подробно данный вопрос был рассмотрен в работе [46].

При создании сопел возникла проблема недостатка охлаждения. Она возникает при печати слоя быстрее, чем за 15 секунд. В таких случаях на еще не

застывший пластик кладется следующий слой горячего пластика. В конечном итоге неправильное слипание и стекание пластика приводит к полному нарушению формы модели. Эта проблема была решена путем установки дополнительного вентилятора. Для обеспечения достаточного охлаждения не требуется установка мощного вентилятора, достаточно установить специальные направляющие на каретку 3D принтера для подачи газа к месту печати (см. рис. 3.11).

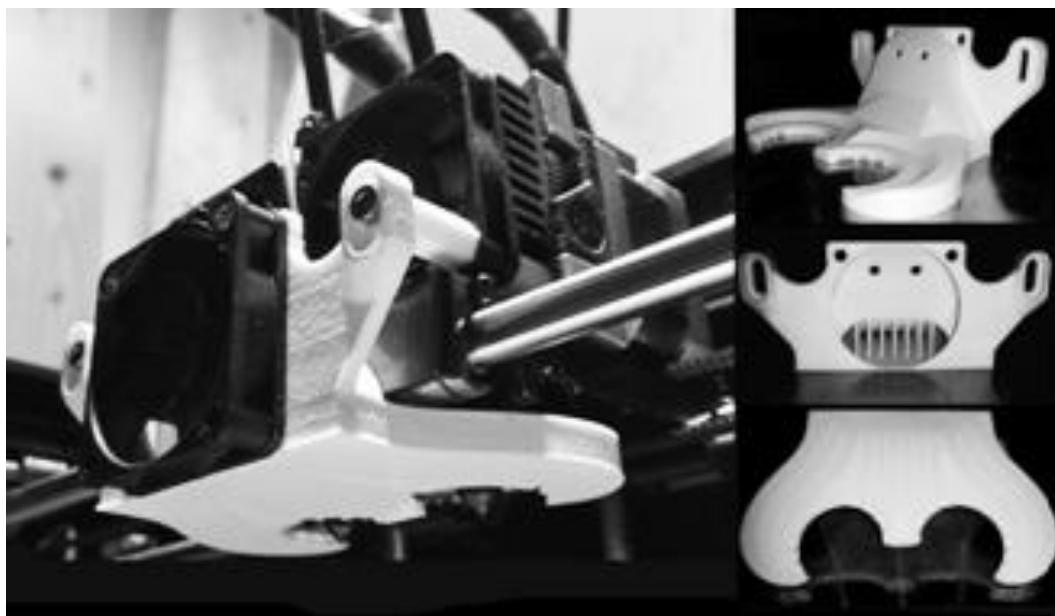


Рисунок 3.11 - Направляющий воздуховод и вентилятор, предназначенные для осуществления дополнительного охлаждения модели

Как показывает практика, необходимое охлаждение обеспечивает вентилятор 4x4 см 12 Вт, с частотой вращения  $6000 \text{ мин}^{-1}$  и расходом  $0,19 \text{ м}^3/\text{мин}$ . Следует отметить, что пластик ABS требует большего охлаждения, нежели PLA, т.к. ABS при расплавлении изменяет свое фазовое состояние. Более подробно данный вопрос рассмотрен в работе [46].

В ходе тестирования принтера при различных параметрах печати, предлагаемых программой «MakerBot Desktop 3.3», были выявлены значения, обеспечивающие требуемое качество изготавливаемых моделей (см. табл. 3.2).

Таблица 3.2 – Значения параметров печати программы MakerWare

Плотность заливки, %	Кол-во периметров	Высота слоя, мм	Температура экструдера, °C	Температура стола, °C	Скорость перемещения экструдера при печати, мм/с	Скорость перемещения экструдера без печати, мм/с
99	2	0,2	230	110	70	120

### 3.4.2 Герметизация элементов струйного аппарата

В процессе гидравлических испытаний изготовленных СА выявились проблемы низкой герметичности моделей. Для большей наглядности камера смешения, подсоединенная к корпусу СА, была опущена в воду. Как видно из рисунка 3.12 просачивание газа осуществляется через неплотности между слоями и в точках смыкания периметров каждого слоя. На рисунке четко видно расположения точек смыкания периметров, выраженного в виде вертикального ряда пузырьков.

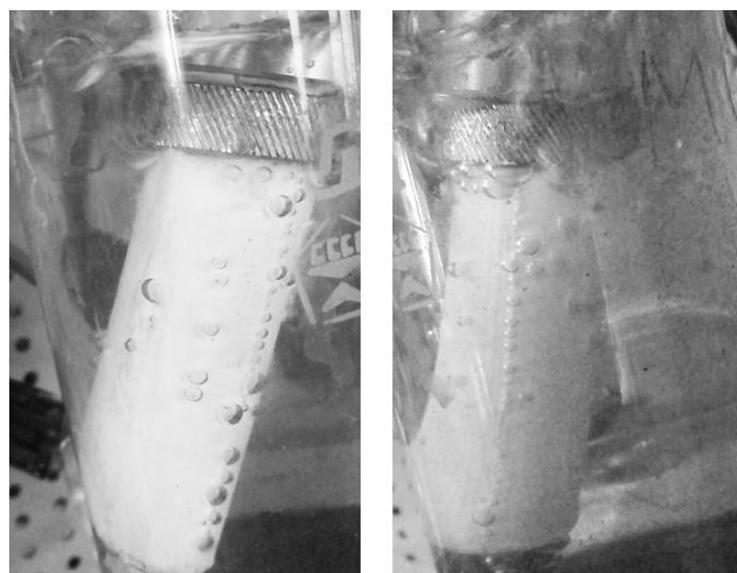


Рисунок 3.12 - Проверка СА на герметичность при давление 2кПа(и)

Данная проблема была решена путем обработки наружной поверхности аэрозольным грунтом по пластику Crafts spray real colors, с последующим покрытием аэрозольной эмалью на алкидной основе Crafts spray primer в три слоя с промежуточной просушкой. Такое покрытие обеспечило герметичность макетных образцов СА при избыточных давлениях до 100 кПа.

Примеры изготовленных образцов проточных частей макетных аппаратов приведены на рисунке 3.13.



Рисунок 3.13 – Образцы проточной части струйного аппарата изготовленные посредством быстрого прототипирования

### **3.4.3 Применение технологии быстрого прототипирования для создания элементов струйного аппарата**

К основным достоинствам и недостаткам использования технологии 3D печати для создания частей струйного аппарата относятся.

#### **Достоинства:**

- на порядок более высокая скорость изготовления моделей по сравнению с традиционными методами при мелкосерийном производстве. Изготовление

бездиффузорного струйного аппарата на принтере типа FDM осуществлялось за 1,5 часа, с диффузором же значительно дольше - 5 часов. Это связано с тем, что диффузор составляет примерно половины всей длины струйного аппарата.

- с помощью 3D принтера может быть создана проточная часть абсолютно любой формы, это дало возможность исследовать конфузор в виде лемнискаты и доказать ее эффективность;
- скорость печати не зависит от сложности модели, а зависит только от ее объема;
- производство СА, как и любой другой модели, не требует участия человека на этапе послойного создания модели. Инженеру только необходимо создать требуемую модель на ЭВМ и задать необходимые параметры печати в специальной программе для работы с 3D принтером.

#### **Недостатки:**

- на принтерах FDM невозможно напечатать сопла круглого сечения при диаметрах сечения сужающегося участка меньше 2,2 мм. Для получения подобных диаметров приходится производить сверление на станке;
- модели, полученные с помощью технологии FDM, не герметичны. Герметичность модели можно придать путем нанесения специальных средств. Следует отметить, что модели, произведенные по технологии стереолитографии, не имеют такого недостатка;
- FDM принтер неспособен сделать плавное соединение периметров печатаемого слоя, что приводит к появлению на модели видимого шва. Подобные образования внутри камеры смешения могут отрицательно сказаться на процессе смешения потоков;
- изготавливаемые при помощи FDM модели имеют внутреннюю шероховатость в виде колец. Сглаживание поверхности может быть осуществлено посредством механических или химических методов<sup>2</sup>. Наиболее целесообразно в данном случае обрабатывать модель парами ацетона или при помощи развертки.

---

<sup>2</sup> Полировка и обработка изделий из PLA, ABS, HIPS. URL: <http://rusabs.ru/blogs/blog/polirovka-i-obrabortka-izdelyi-iz-pla-abs-hips> (дата обращения: 21.07.2015).

Примечание - Принтеры FDM не отличаются высокой точностью производимых моделей в отличие, к примеру, от принтеров, работающих по принципу стереолитографии (SLA, CLIP, DLP, SGC, Polyjet<sup>3</sup>). Что касается времени изготовления, то принтер типа CLIP опережает все существующие на данный момент типы принтеров, использующих в качестве рабочего материала различного рода пластики и смолы, в 25-100 раз<sup>4</sup>.

### 3.5 Градуировка расходомерной шайбы

В целях определения зависимости массового расхода, прошедшего через шайбу от выходного тока (mA) датчика перепада давлений, была собрана схема, представленная на рисунке 3.14. Внутренний диаметр шайбы составлял 8 мм.

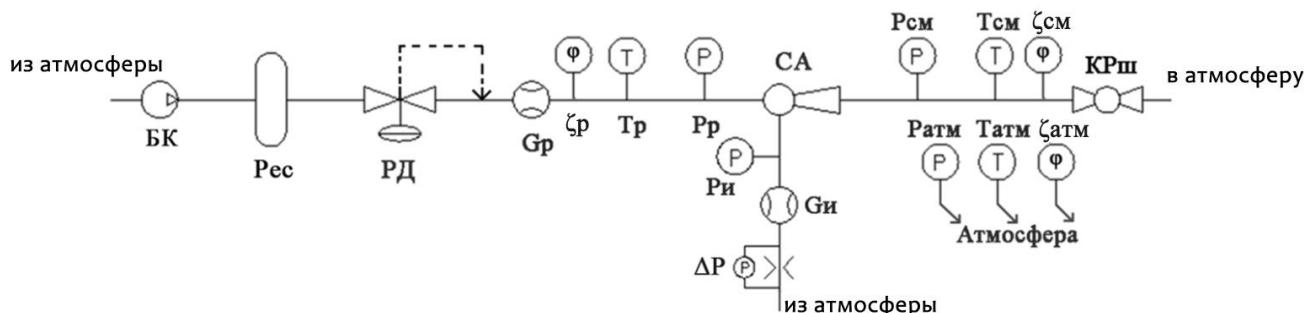


Рисунок 3.14 - Схема стенда для тарирования расходомерной шайбы. БК – без масляный компрессор, Рес – ресивер, РД – регулятор давления, G – масовый расходомер, СА – струйный аппарата, Т – термопара, Р – датчик избыточного давления

Представленная схема отличается от схемы, изображенной на рисунке 3.2, расходомерным устройством, установленном на всасе в СА. Расходомер не устанавливался в штатную схему в связи с его значительным сопротивлением, а одной из главных задач при проектировании контура рециркуляции является снижения сопротивления для улучшения условий работы СА. Был использован струйный аппарат со следующей геометрией:

<sup>3</sup> Энциклопедия 3D-печати. URL: <http://3dtoday.ru/wiki/> (дата обращения: 21.07.2015).

<sup>4</sup> CLIP Technology: URL: <http://carbon3d.com/> (дата обращения: 21.07.2015).

- диаметр камеры смешения ( $d_{kc}$ ) – 4,2 мм;
- диаметр рабочего сопла ( $d_{pl}$ ) – 1,5 мм;
- положение сопла ( $L_{con}$ ) – 4мм;
- длина камеры смешения ( $L_{kc}$ ) – 15 мм;
- форма конфузора - часть лемнискаты Бернулли.

Как будет показано далее, СА с такой геометрией обеспечивает наибольший коэффициент инжекции, а, следовательно, и расход инжектируемого газа.

Все измерительные приборы были подготовлены к испытаниям в соответствии с их паспортами и инструкциями по их эксплуатации. Монтаж измерительной аппаратуры на испытательный стенд осуществлялся таким образом, чтобы исключить воздействие на нее любых факторов, влияющих на показания.

Перед началом испытаний была проведена проверка стенда:

- на отсутствие загрязнений трубопроводов;
- на отсутствие неплотностей в соединениях трубопроводов и регулирующей арматуре;
- на правильность монтажа объектов испытаний;
- на работоспособность электрооборудования и герметичность контура.

В целях повышения достоверности результатов исследования каждый эксперимент проводился трижды. Изменяемые в ходе эксперимента параметры задавались приблизительно равными (разброс значений параметра всегда находился в пределах точности прибора), с целью в дальнейшем использовать более простые методы математической обработки экспериментальных данных.

Методика тарирования расходомерной шайбы состоит в следующем: избыточное давление рабочего газа перед СА устанавливалось при помощи регулятора «после себя» равным 80 кПа – наибольшее давление, принятое в ходе исследований СА. Шаровой кран переводился в положение - закрыт. Производилась запись в журнал. Осуществлялось открытие крана, обеспечивающее снижение давления смеси на 1/15 – 1/20 часть от давления при

полностью закрытом кране. Для обеспечения установившегося режима промежуток времени между этапами, как показала практика, необходим порядка 20÷30 секунд. При достижении  $U = 0$  производится запись в электронный журнал. После полного открытия крана также записывалось текущее значение  $U$ , затем кран закрывался, и осуществлялась запись в электронный журнал.

Температура в помещении в ходе эксперимента составляла 26 °С.

Согласно ГОСТ 8.586.1.2005 массовый расход через диафрагму рассчитывается по выражению

$$G_u = F_{\text{диаф}} CE \varepsilon \sqrt{2\rho_1(\Delta P)}, \quad (3.1)$$

где  $F_{\text{диаф}}$  - площадь проходного сечения диафрагмы, м<sup>2</sup>,  $C$  - коэффициент истечения,  $E$  - коэффициент скорости входа,  $\varepsilon$  - коэффициент расширения,

$\rho_1$  - плотность среды на входе в диафрагму, кг/м<sup>3</sup>,

$\Delta P$  - перепад давления на расходомерном устройстве, Па.

Коэффициенты  $C$ ,  $E$  и  $\varepsilon$  могут быть получены либо экспериментальным путем, либо при помощи эмпирических формул. В целях повышения точности расчетной формулы произведение коэффициентов было определено по средствам обработки результатов тарирования шайбы. График зависимости массового расхода ( $G_u$ ) от  $\sqrt{2\rho_1(\Delta P)}$  имеет следующий вид.

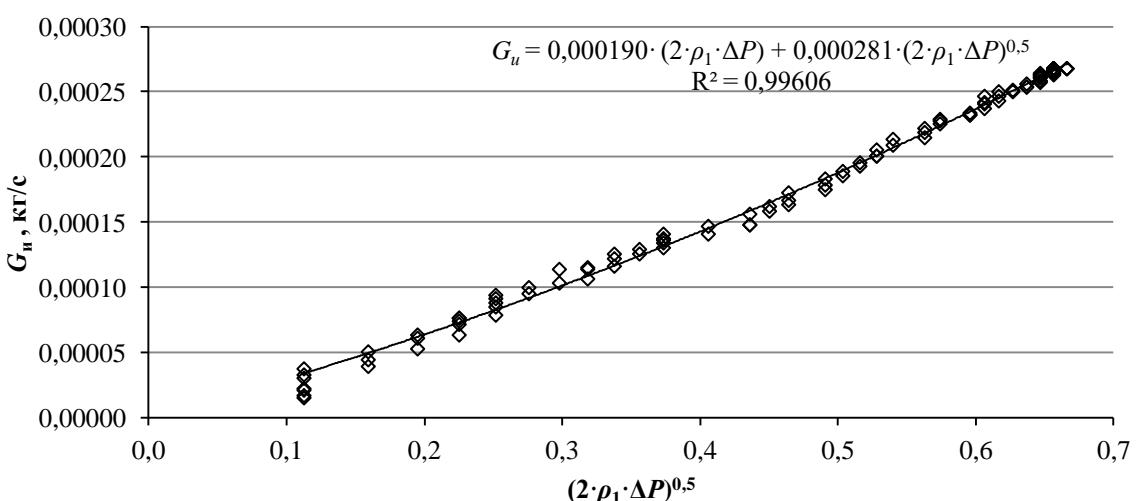


Рисунок 3.15 – График зависимости массового расхода  $G_u$  от  $(2 \cdot \rho_1 \cdot \Delta P)^{0.5}$

Исходя из выражения (3.1) и полинома второго порядка представленного на рисунке, выражения для определения произведения коэффициентов имеет следующий вид

$$\left. \begin{aligned} G &= CE\varepsilon \cdot F_{\text{диаф}} \sqrt{2\rho_1(\Delta P)} \\ G &= 0,000190 \cdot 2\rho_1(\Delta P) + \\ &\quad + 0,000281 \sqrt{2\rho_1(\Delta P)} \end{aligned} \right\}, \quad (3.1)$$

$$CE\varepsilon = 0,000190 \cdot \frac{2\rho_1 \Delta P}{F_{\text{диаф}} \sqrt{2\rho_1(\Delta P)}} + \frac{0,000281}{F_{\text{диаф}}}$$

где  $F_{\text{диаф}} = 5,0265 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ .

Таким образом, при помощи выражений 3.1 и 3.2 по значению перепада давления на шайбе может быть определен массовый расход инжектируемой среды в исследованном диапазоне расходов.

### 3.6 Программа испытаний

Перед началом испытаний были проведена подготовка стенда, проведенные действия представлены в предыдущем параграфе. Программу испытаний можно разделить на два этапа (программа и методика второго этапа испытаний, разработанная автором диссертационной работы, представлена в приложении Д).

#### 1) Первый этап.

Первый этап испытаний подразумевал определение коэффициента скорости газового потока рабочего сопла ( $\varphi_{p1}^{\text{коп}}$ ) исследуемого струйного аппарата. Согласно работам [1, 58, 37]  $\varphi_{p1}^{\text{коп}}$  составляет 0,95-0,99. Он может быть уточнен путем продувки сопла на атмосферу при условии регистрации массового расхода давления и температуры газа. Для реализации данного этапа на испытательном стенде собирается пневматическая схема согласно рисунку 3.2.

Перед началом проведения исследования производилось измерение атмосферного давления ( $P_{\text{атм}}$ , кПа). Снятие параметров с датчиков установленных на испытательном стенде осуществлялось автоматизированной системой сбора и обработки информации АСОИ Viewex. Регистрация и запись данных эксперимента осуществлялась в электронный журнал с интервалом в одну

секунду. Продувка рабочего сопла осуществляется на атмосферу. В процессе испытания, регулятором устанавливались величины избыточного давления в диапазоне от 0 до 100 кПа.

Расчетное выражение  $\varphi_{p1}^{\text{сон}}$  имеет вид:

$$\varphi_{p1}^{\text{сон}} = \frac{G_p}{F_{\text{сон}} \sqrt{2 \frac{k_p}{k_p - 1} \frac{P_{p0}}{v_{p0}} \left[ \left( \frac{P_{\text{атм}}}{P_{p0}} \right)^{\frac{2}{k_p}} - \left( \frac{P_{\text{атм}}}{P_{p0}} \right)^{\frac{k_p + 1}{k_p}} \right]}}, \quad (3.2)$$

где  $G_p$  - массовый расход, кг/с,  $F_{\text{сон}}$  - площадь выходного сечения сопла, м<sup>2</sup>,  $k$  - показатель адиабаты,  $P_{p0}$  - давление газа перед соплом, Па,  $v_{p0}$  - удельный объем газа перед соплом, м<sup>3</sup>/кг,  $P_{\text{атм}}$  - атмосферное давление, Па.

Так как подвод рабочей среды к рабочему соплу осуществляется через сложную систему каналов, то целесообразнее осуществлять продувку совместно со СА. Таким образом, в коэффициенте скорости также будут учтены потери возникающие в тракте СА до подвода рабочего газа в камеру смешения. Во избежание влияния стенок корпуса на результаты испытаний, сопло максимально выдвигалось из корпуса. Расстояние от выходного сечения рабочего сопла до конца корпуса составляло 1 мм. Для снижения эффекта подсасывания, патрубок инжектируемого потока закупоривался.

## 2) Второй этап.

Перед проведением второго этапа испытаний, изготовленная и прошедшая инструментальный контроль камера смешения, а также исследованное на первом этапе рабочее сопло, устанавливаются в корпус 1 и каретку 5 соответственно (см. рис. 3.5), образуя, таким образом, макетный образец исследуемого СА. Собранный макетный образец подвергался гидравлическим испытаниям на плотность путем подачи избыточного давления на входной патрубок рабочего сопла, при заглушенных патрубках инжектируемого газа и смеси.

Производилась регистрация параметров рабочего давления ( $P_p$ ), рабочей температуры ( $T_p$ ), давления смеси ( $P_{\text{см}}$ ), температуры смеси ( $T_{\text{см}}$ ), температуры и

влажности атмосферного газа ( $T_{\text{атм}}$ ,  $\zeta_{\text{атм}}$ ), а также значения массовых расходов рабочего и инжектируемых потоков ( $G_p$ ;  $G_u$ ). По текущим значениям  $G_p$  и  $G_u$  определялся коэффициент инжекции по выражению (3.3)

$$U = \frac{G_u}{G_p}, \quad (3.3)$$

где  $G_p$  и  $G_u$  - массовые расходы рабочего и инжектируемого газа соответственно.

Пневматическая схема для исследования СА представлена на рисунке 3.2.

Контроль параметров датчиков производится в автоматическом режиме с периодом опроса в одну секунду, данные записываются в электронный журнал испытаний.

В целях исследования влияния давления рабочего газа на характеристику СА ( $U = f([P_{\text{см}} - P_u]/P_u)$ ), был проведен ряд испытаний струйных аппаратов различной геометрии (см. табл. 3.1) при давлениях равных 30, 50 и 80 кПа, что соответствовало массовым расходам рабочего газа 23, 29 и 36 Нл/мин. Для снижения числа проводимых экспериментов после выявления некоторой тенденции (см. параграф 4.3) было решено ограничить диапазон исследуемых давлений (см. табл. 3.3).

Таблица 3.3 - Перечень давлений рабочего газа, рассмотренных в ходе исследований струйных аппаратов с различной геометрией

Название конфузора	Длина камеры смешения ( $L_{\text{кс}}$ ), мм				
	5	10	15	20	25
1	2	3	4	5	6
часть лемнискаты	–	30,50,80 кПа	30,50,80 кПа	30 кПа	–
Бернулли					
четверть круга	30 кПа	30,50,80 кПа	30,50,80 кПа	–	–
Конус 40°	–	30,50,80 кПа	30,50,80 кПа	–	–
Конус 60°	30 кПа	30 кПа	30,50,80 кПа	30 кПа	–

*Продолжение таблицы 3.3*

1	2	3	4	5	6
Конус 80°	30,50 кПа	–	30,50,80 кПа	–	30,50,80 кПа
Конус 160°	–	–	30,50,80 кПа	–	–

Методика исследования СА (пояснения к методике в графическом виде представлены на рисунке 3.16) состоит в следующем: посредством маховика 9 управляющего штоком 8 (рисунок 3.5) производился подъем сопла в положение  $L_{\text{соп}} = 0$ . Избыточное давление рабочего газа перед СА устанавливалось при помощи регулятора «после себя» равном 30 кПа (в ходе испытаний также были исследованы давления 50 и 80 кПа). Шаровой кран переводился в положение - закрыт. Производилась запись в журнал о начале испытания СА с текущей геометрией проточной части. Осуществлялось открытие крана, обеспечивающее снижение давления смеси ( $P_{\text{см}}$ ) на  $1/15 - 1/20$  часть от давления при полностью закрытом кране (направления снятия характеристик СА на рисунке 3.16 показаны пунктирными стрелками). Для обеспечения установившегося режима промежуток времени между соответствующими положениями крана, должен был составлять порядка 40÷60 секунд. Как показала практика, по истечению 20-30 секунд изменение показаний не превышает значения точности приборов. Остальное время работы на режиме предназначено для повышения точности расчета среднеарифметического значения регистрируемых параметров, более подробно этот вопрос будет рассмотрен в параграфе 3.7. При достижении  $U = 0$  производится запись в электронный журнал текущего значения давления смеси (см. рис. 3.16 - «старт струйного аппарата»). После полного открытия крана также записывается текущее значение коэффициента инжекции (см. рис. 3.16 - горизонтальная жирная черная линия с надписью «Кран открыт»). Кран закрывался, и в электронный журнал осуществлялась запись об окончании исследования СА с текущим положением сопла. Сопло при помощи маховика смешалось на один миллиметр против направления течения. Шаг резьбы – один

миллиметр, таким образом, полный поворот маховика соответствует изменению положения сопла на один миллиметр. Процесс повторялся до тех пор, пока положение сопла не будет на 4÷5 мм дальше точки, соответствующей максимальным значениям  $P_{cm}$  при  $U = 0$ , и  $U$  при полностью открытом кране, в сравнении с другими положениями сопла (см. рис. 3.16 - кривая (3)). Затем производилась замена камеры смешения, и процесс испытания повторялся.

На основании проведенных исследований строились рабочие характеристики  $U = f([P_{cm} - P_a]/P_a)$  исследуемого струйного аппарата, для последующего анализа и сравнения с расчетными величинами.

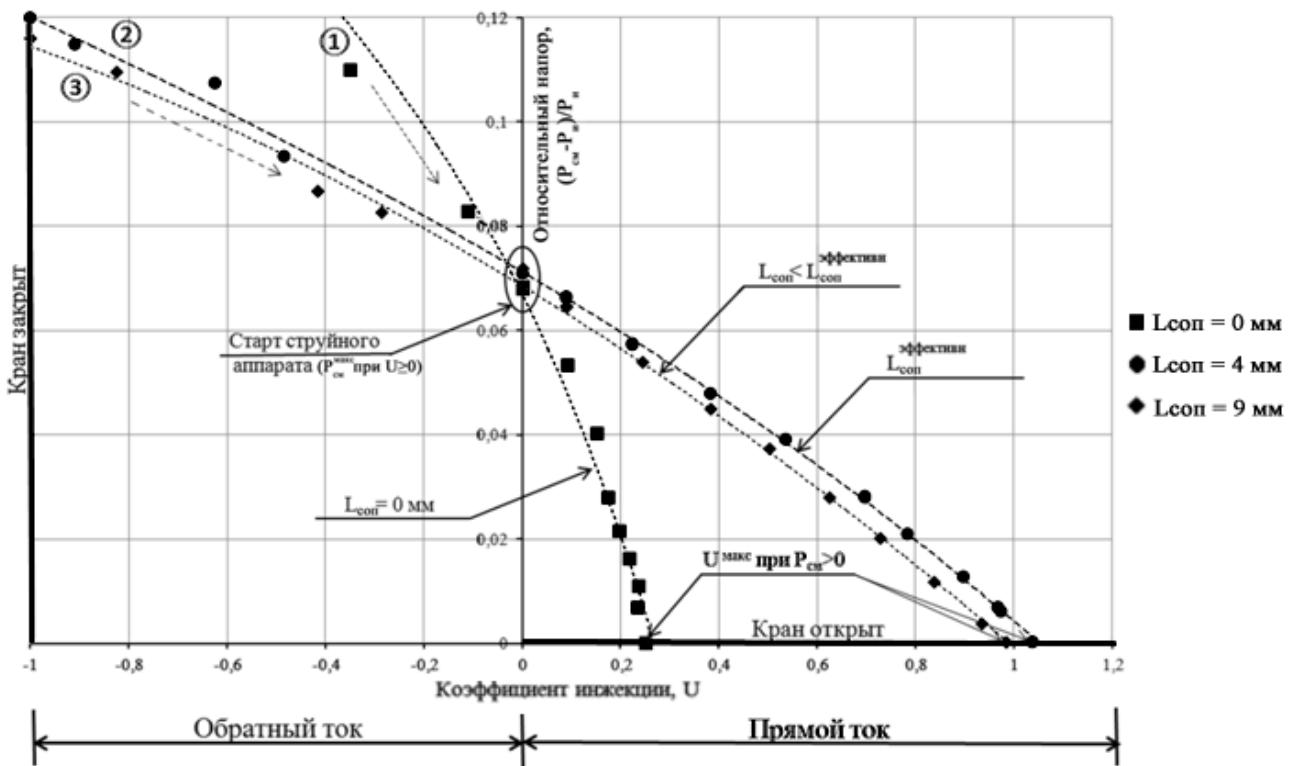


Рисунок 3.16 - Зависимость коэффициента инжекции от относительного напора при  $P_p = 30$  кПа и  $L_{con}$  равном 0, 4 и 9 мм. (1) - линия тренда характеристики СА при  $L_{con} = 0 \text{ mm}$ ; (2) -  $L_{con} = 4 \text{ mm}$ ; (3) -  $L_{con} = 9 \text{ mm}$

### 3.7 Обработка экспериментальных данных

Как упоминалось выше, все эксперименты проводились по три раза, а время регистрации параметров на стационарном режиме составляло порядка 20-30

секунд, таким образом было снято порядка 60-90 значений. Снятие столь большого количества данных необходимо для достоверного определения математического ожидания, а так же дисперсии ( $\sigma$ ) и среднего квадратического отклонения. В качестве примера на рисунке 3.18 представлено изменение избыточного давления смеси во времени.

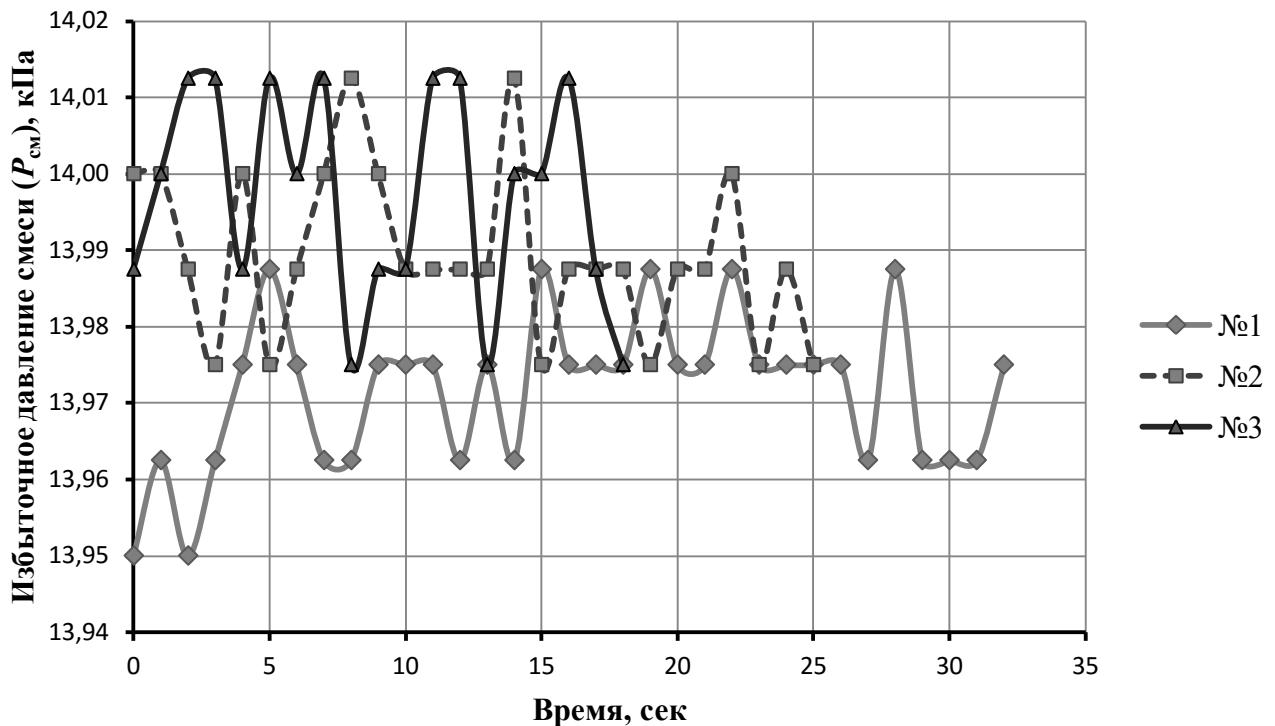


Рисунок 3.18 – Изменение избыточного давления смеси во времени при  $P_p = 80$  кПа, со следующей геометрией СА:  $d_{kc} = 4,2$  мм;  $d_{p1} = 1,5$  мм;  $L_{con} = 4$  мм;  $L_{kc} = 15$  мм; форма конфузора - часть лемнискаты Бернулли

Как видно из рисунка, колебания параметра во времени не выходят за границы точности прибора (точность прибора составляет  $\pm 1$  кПа). В связи с этим процесс можно считать стационарным.

Методика определения среднего арифметического значения (СрАр), а также  $\sigma$  и СКО состоит в следующем:

- удалить вылеты из диапазона точности прибора;
- найти СрАр,  $\sigma$  и СКО для трех параллельных экспериментов для каждого промежутка времени;
- определить их общее СрАр,  $\sigma$  и СКО для всего промежутка времени.

Описанный выше метод обработки экспериментальных данных был применен ко всем исследуемым струйным аппаратам, а также к результатам исследования рабочего сопла (методика эксперимента описана ранее в параграфе 3.6). Плотность газа при пересчете массового расхода, регистрируемого расходомерным устройством из Нл/мин в кг/с, принятая равной  $1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Характеристики СА, полученные в ходе исследования, при положении сопла, обеспечивающем наибольшее значение давления смеси ( $P_{\text{см}}$ ) при фиксированном коэффициенте инжекции ( $U$ ) (далее называемой «наиболее эффективной характеристикой») приведены на рисунках 3.19 – 3.24 [47] (цветом обозначена различная длина камеры смешения: голубой – 5 мм; красный – 10 мм; зеленый – 15 мм; синий – 20 мм; коричневый – 25 мм, давление рабочего газа обозначено фигурами:  $\square$  – 30 кПа;  $\circ$  – 50 кПа;  $\Delta$  – 80 кПа).

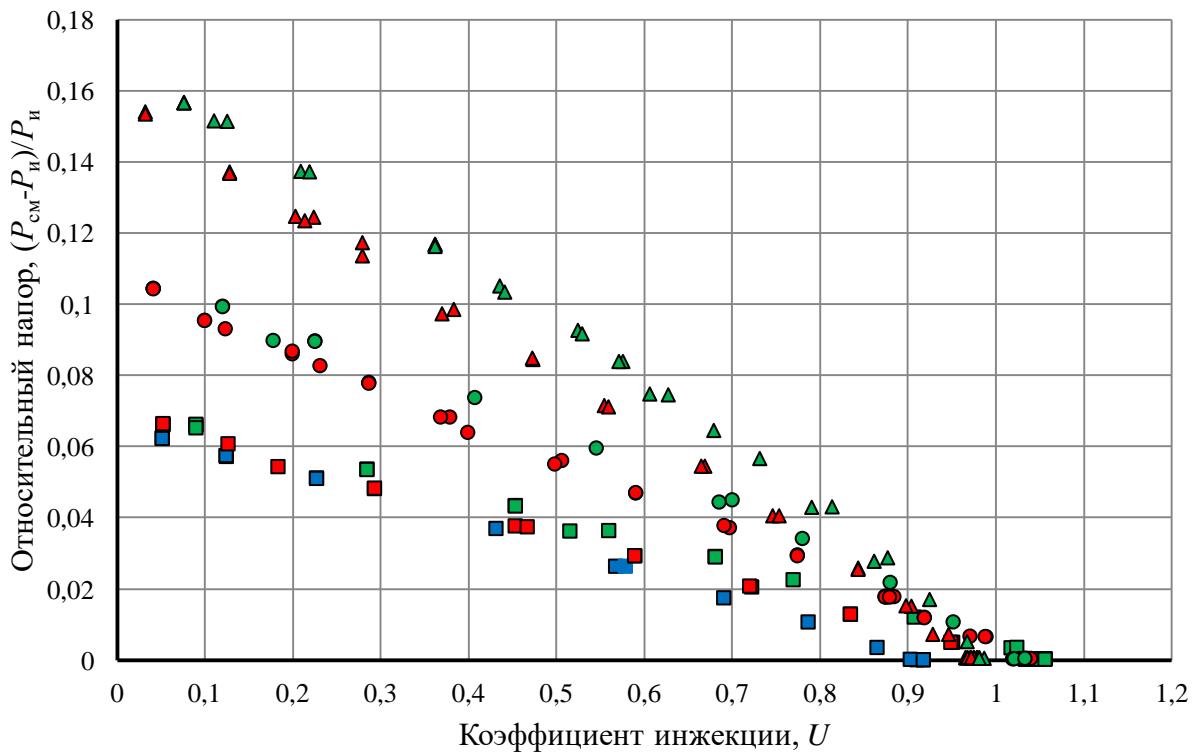


Рисунок 3.19 - Характеристики струйных аппаратов при диаметре камеры смешения 3,2 мм и диаметре рабочего сопла 1,5 мм, конфузор выполнен в форме лемнискаты Бернулли

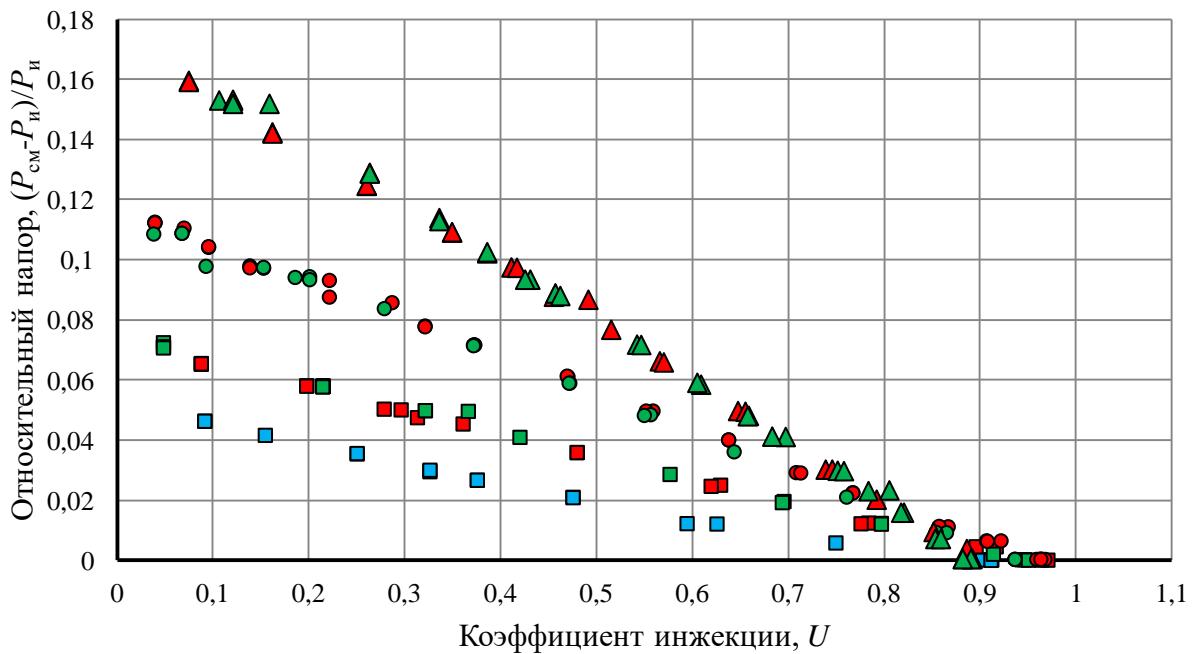


Рисунок 3.20 - Характеристики струйных аппаратов при диаметре камеры смешения 3,2 мм и диаметре рабочего сопла 1,5 мм, конфузор выполнен в форме четверти круга

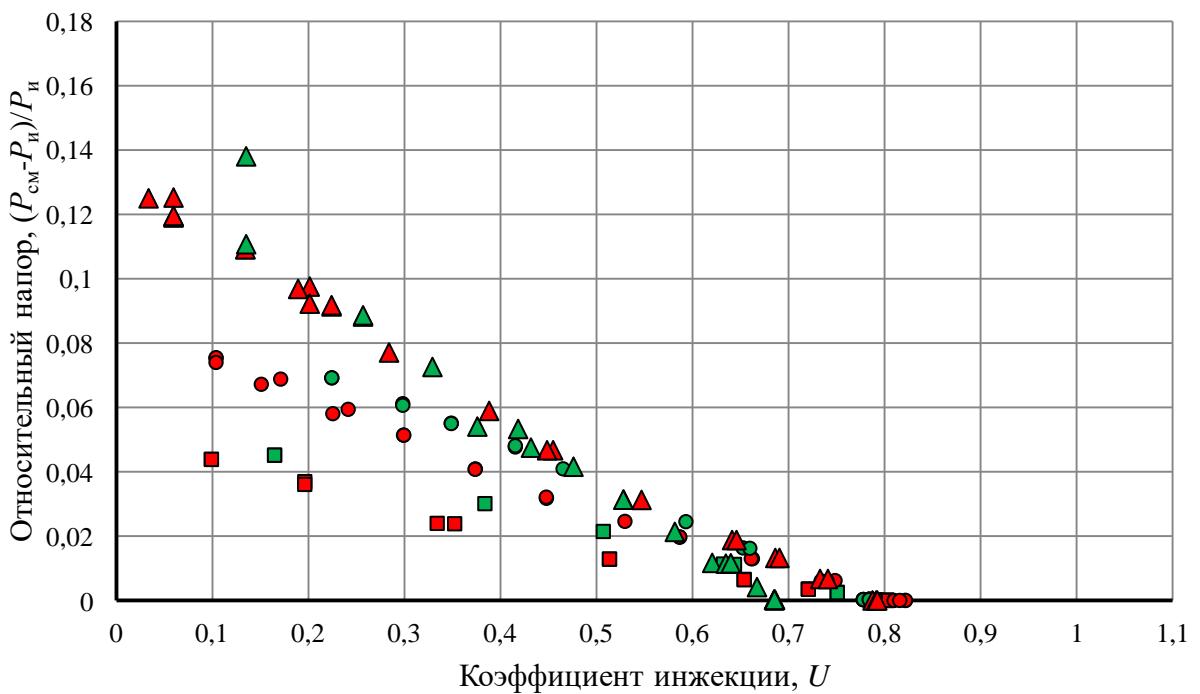


Рисунок 3.21 - Характеристики струйных аппаратов при диаметре камеры смешения 3,2 мм и диаметре рабочего сопла 1,5 мм, конфузор выполнен в форме конуса с углом раскрытия 40°

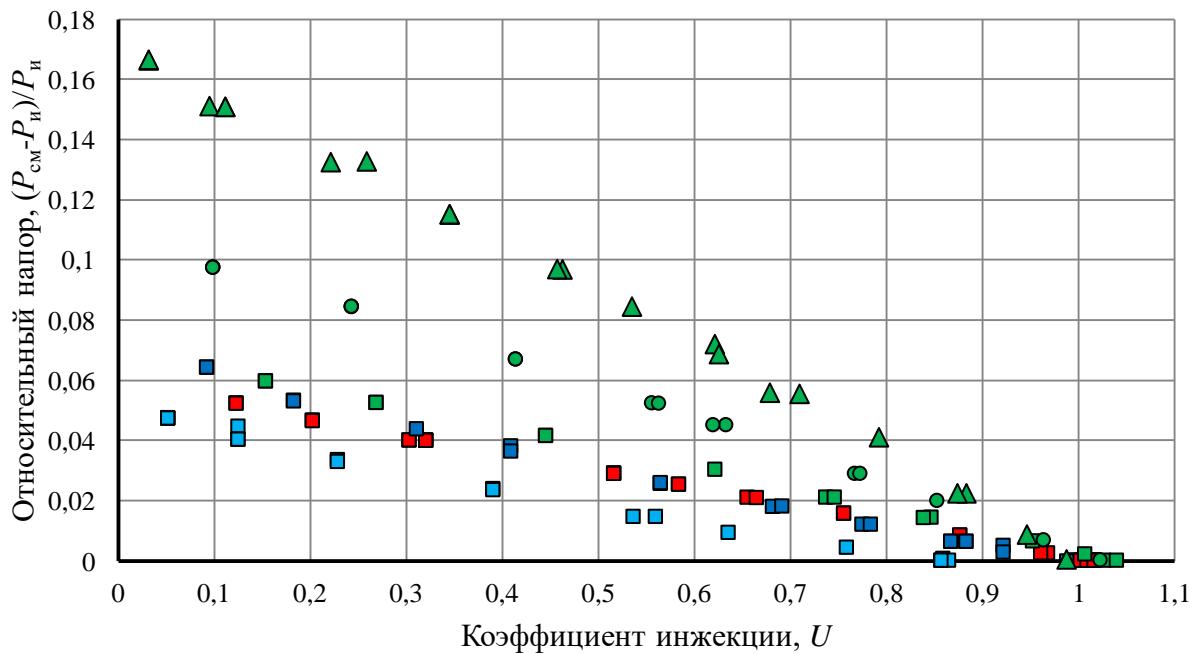


Рисунок 3.22 - Характеристики струйных аппаратов при диаметре камеры смешения 3,2 мм и диаметре рабочего сопла 1,5 мм, конфузор выполнен в форме конуса с углом раскрытия  $60^\circ$

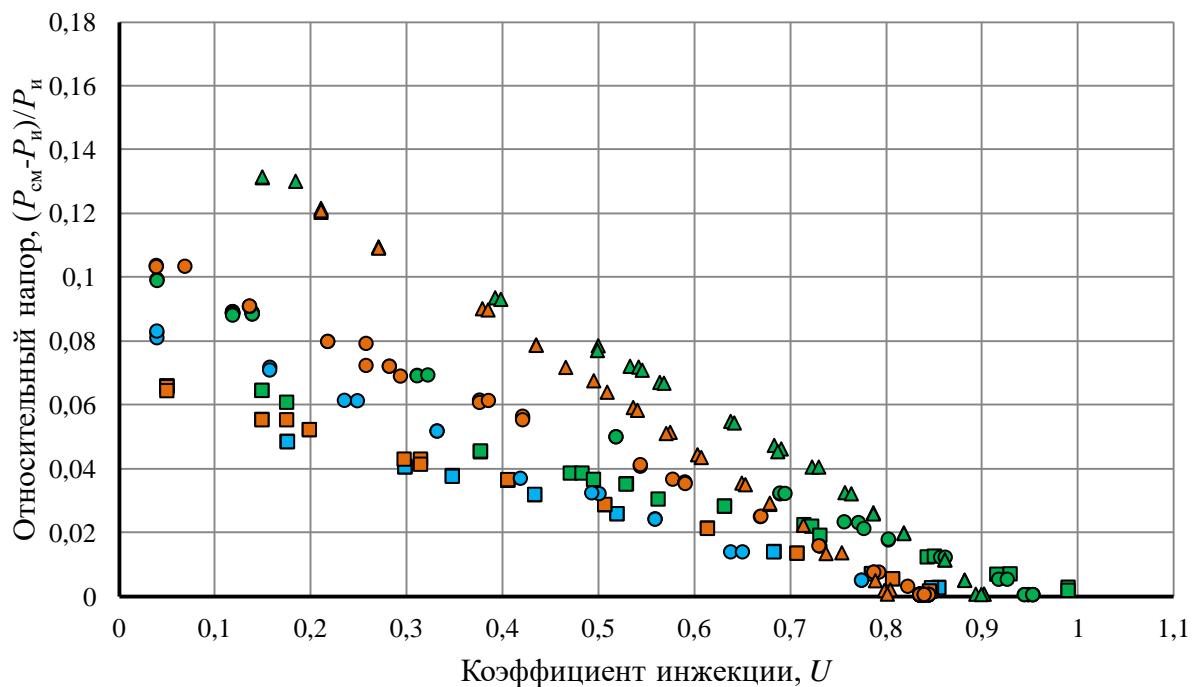


Рисунок 3.23 - Характеристики струйных аппаратов при диаметре камеры смешения 3,2 мм и диаметре рабочего сопла 1,5 мм, конфузор выполнен в форме конуса с углом раскрытия  $80^\circ$

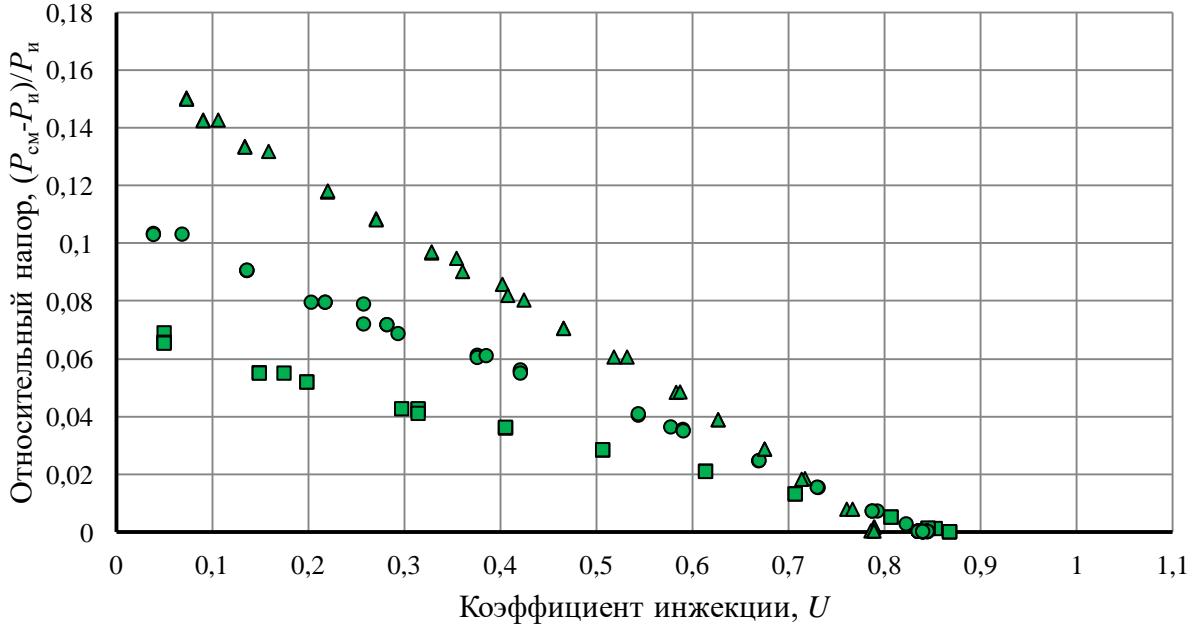


Рисунок 3.24 - Характеристики струйных аппаратов при диаметре камеры смешения 3,2 мм и диаметре рабочего сопла 1,5 мм, конфузор выполнен в форме конуса с углом раскрытия 160°

Из представленных в приложении графиков видно, что:

- независимо от вида конфузора, длина камеры смешения, равная 15 мм, обеспечивает наилучшую характеристику СА. Таким образом, 15 мм камера смешения в рассмотренных условиях является компромиссным решением с точки зрения передачи импульса рабочего потока инжектируемому, выравнивания поля скоростей, а так же влияния сил трения;
- конфузоры начиная с наилучшего можно разместить в следующем порядке: часть лемнискаты Бернулли, угол 60°, четверть круга, угол 80°, угол 160°, угол 40°. На эффективность работы конфузора оказывают влияния потери на удар и трение. Для конических конфузоров компромиссным решением является угол 60°. Но наиболее эффективной формой является часть лемнискаты Бернулли, так как плавный переход благоприятно влияет на эффективность работы конфузора [62]. Форма конфузора четверть круга является менее эффективным решением в связи с повышенным влиянием потерь на удар. При

коэффициентах инжекции меньших 0,25 более эффективным по сравнению с остальными является конфузор в виде четверти круга;

- положение сопла, равное  $2,7d_{p1}$  (4 мм), практически во всех случаях обеспечивает наилучшую характеристику СА. К исключениям следует отнести конические конфузоры с углом раскрытия 80 и 160°. При угле раскрытия выше 80° градусов наиболее эффективное положение сопла начинает зависеть от длины камеры смешения;

- с ростом рабочего давления наблюдается увеличение давления смеси и смещение характеристики в сторону низких коэффициентов инжекции. Подобный вывод может быть выведен из уравнения импульса (1.1) при рассмотрении предельных случаев: первый – при коэффициенте инжекции равном нулю, а второй – при избыточном давлении смеси также равном нулю.

Наиболее эффективную характеристику СА, независимо от рабочего давления, обеспечивает конфузор в форме части лемнискаты Бернулли при положении сопла 4 мм и длине камеры смешения 15 мм.

### **3.8 Выводы по главе 3**

На экспериментальном стенде «КРЦ» было проведено исследование влияния геометрических параметров (длины камеры смешения, положения рабочего сопла и формы конфузора), а так же давления рабочего газа на характеристики СА с целью повышения его эффективности. Диаметры рабочего сопла и камеры смешения, взят из полученных ранее данных для БТЭ мощностью 10кВт, были приняты равными 1,5 и 3,2 мм соответственно. Из полученных результатов следует, что наибольшую эффективность СА независимо от давления рабочего газа обеспечивает конфузор в форме части лемнискаты Бернулли при положении сопла равном 4 мм и длине камеры смешения 15 мм.

## Глава 4 Результаты исследования струйных аппаратов

### 4.1 Методика вычисления коэффициентов

Согласно работе [23] критерием вычисления коэффициентов обеспечивающих наименьшее отклонение расчетных и экспериментальных кривых является обеспечение минимума функции

$$\sum_{i=1}^n (P_{\text{см}^4}^{\text{эксп}} - P_{\text{см}^4}^{\text{расч}})^2, \quad (4.1)$$

где  $n$  – число экспериментальных точек,  $P_{\text{см}^4}^{\text{эксп}}$  – давление смеси, полученное экспериментальным путем, кПа,  $P_{\text{см}^4}^{\text{расч}}$  – давление смеси, полученное расчетным путем, кПа.

Поиск минимума функции в программе для ЭВМ был реализован двумя методами:

- 1) метод золотого сечения;
- 2) метод последовательных приближений.

Так как диапазон возможных значений коэффициентов известен –  $0 \div 1$ , то при подборе коэффициентов можно использовать МЗС. Из существующих методов МЗС обладает высокой скоростью, а так же простотой реализации. МЗС не предназначен для решения уравнения с несколькими переменными, поэтому подходит для подбора только одного коэффициента.

Так как ЭВМ в настоящее время обладает высокой производительностью, подбор коэффициентов может быть реализован МПП. Как будет показано в параграфе 4.2, методом подбора могут быть определены только два коэффициента. Блок схема алгоритма расчета коэффициентов скорости и импульса представлена на рисунке 4.1.

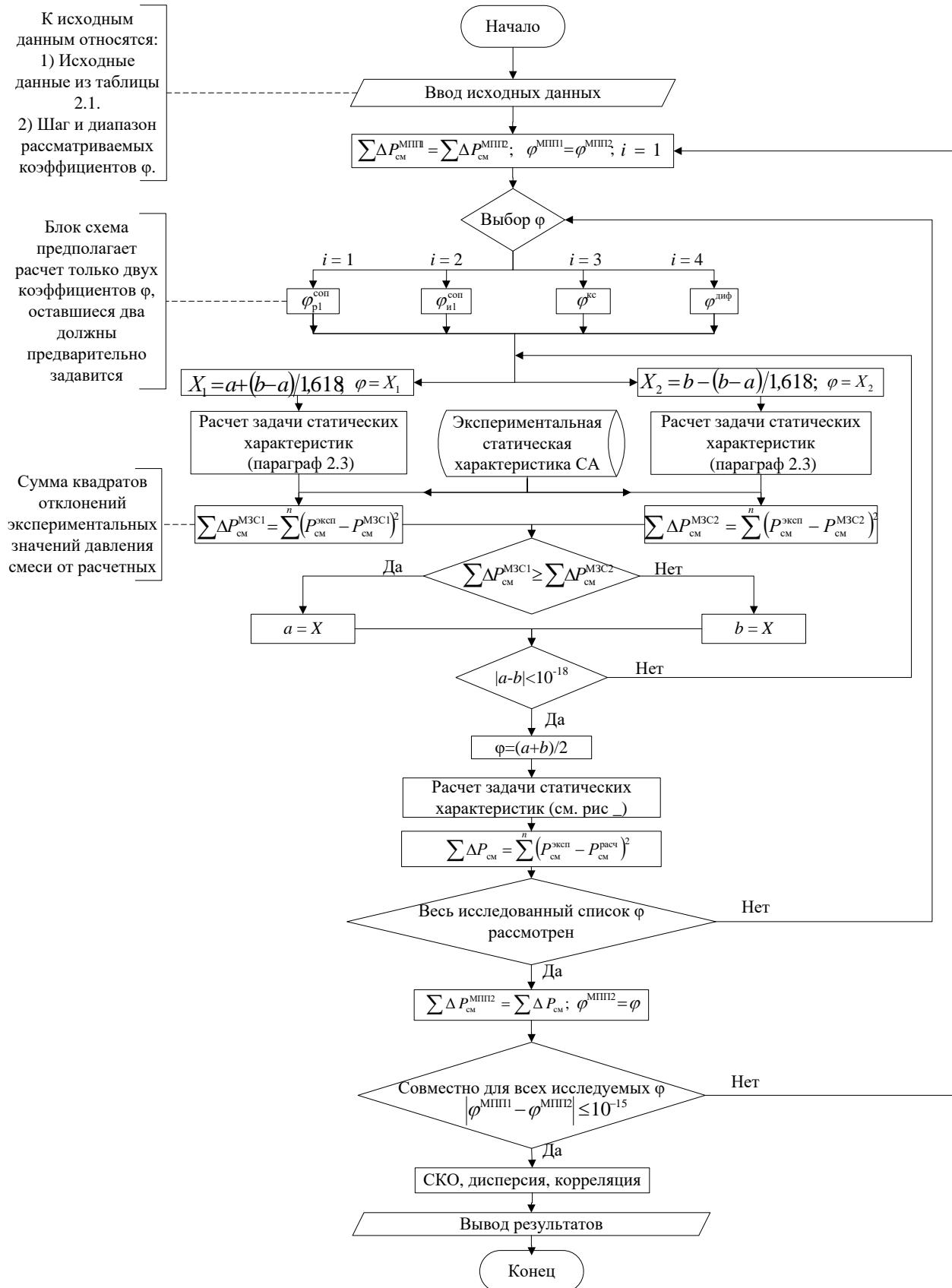


Рисунок 4.1 – Блок-схема алгоритма расчета коэффициентов скорости и импульса

Время расчета на ЭВМ с процессором Intel(R) Core(TM) i3 CPU (3.06 GHz) и оперативной памятью, равной 4 ГБ, составляла  $10 \div 40$  секунд. В приложении Е представлены экспериментальные и расчетные характеристики СА с различной геометрией проточной части при положении сопла, обеспечивающем наибольшие значения  $(P_{\text{см}} - P_{\text{и}})/P_{\text{и}}$  при фиксированном коэффициенте инжекции ( $U$ ).

## 4.2 Ограничения метода определения коэффициентов

Для обеспечения совпадения характеристик СА, полученной экспериментальным путем, и при помощи описанного ранее алгоритма, необходимо вручную подбирать коэффициенты скорости и импульса до достижения удовлетворительного наложения графиков. В ходе исследований было рассмотрено порядка 150 вариантов струйного аппарата при различных давлениях рабочего газа. Расчет коэффициентов для столь большого числа экспериментов достаточно трудоемкая задача, при этом полученные результаты не будут отличаться высокой точностью. В связи с чем, для подбора коэффициентов в описанной ранее программе предусмотрен алгоритм подбора коэффициентов.

Изначально предполагалось, что программа обеспечит определение всех четырех коэффициентов ( $\varphi_{\text{p1}}^{\text{соп}}, \varphi_{\text{i2}}^{\text{соп}}, \varphi^{\text{диф}}, \varphi^{\text{кc}}$ ). Однако, после рассмотрения влияния коэффициентов на характеристику СА (см. рис. 4.1-4.4, значения фиксированных коэффициентов были приняты следующие  $\varphi_{\text{p1}}^{\text{соп}} = 0,9, \varphi_{\text{i2}}^{\text{соп}} = 0,86, \varphi^{\text{кc}} = 0,98, \varphi^{\text{диф}} = 0,95$ ) выяснилось, что программно можно подобрать только два коэффициента, остальные необходимо задавать предварительно. Исходные данные, принятые при расчете характеристик, приведены в таблице 2.1.

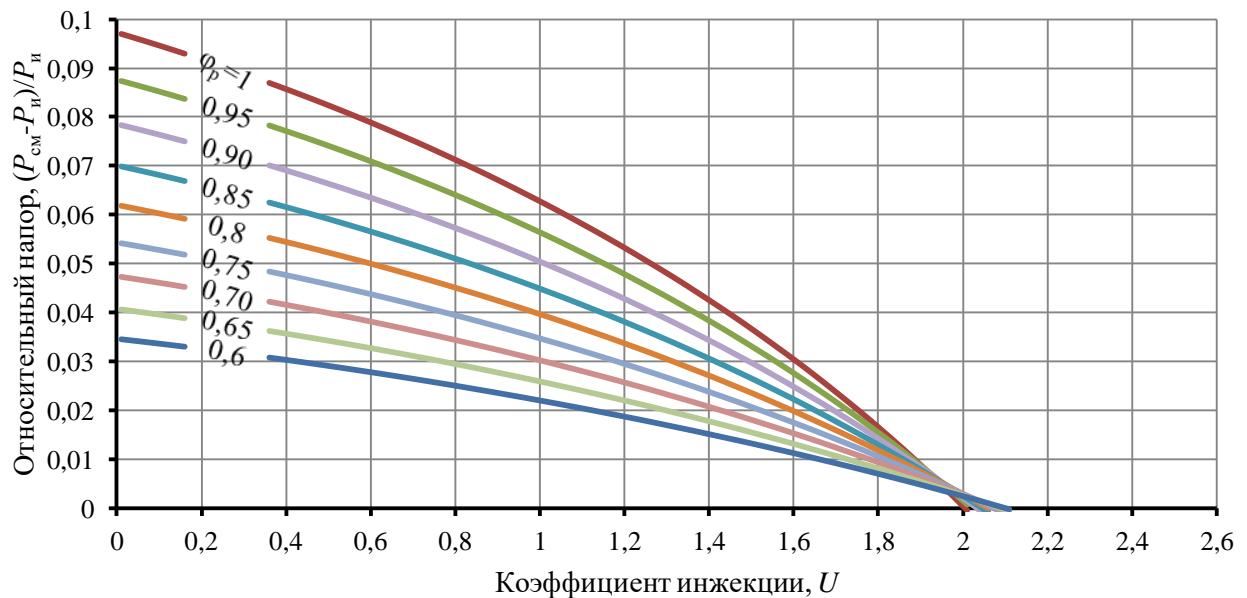


Рисунок 4.1 – Зависимости относительного напора  $((P_{\text{cm}} - P_i)/P_i)$  от коэффициента инжекции при различном коэффициенте  $\varphi_{p1}^{\text{соп}} = 0,6 \div 1$  с шагом 0,05

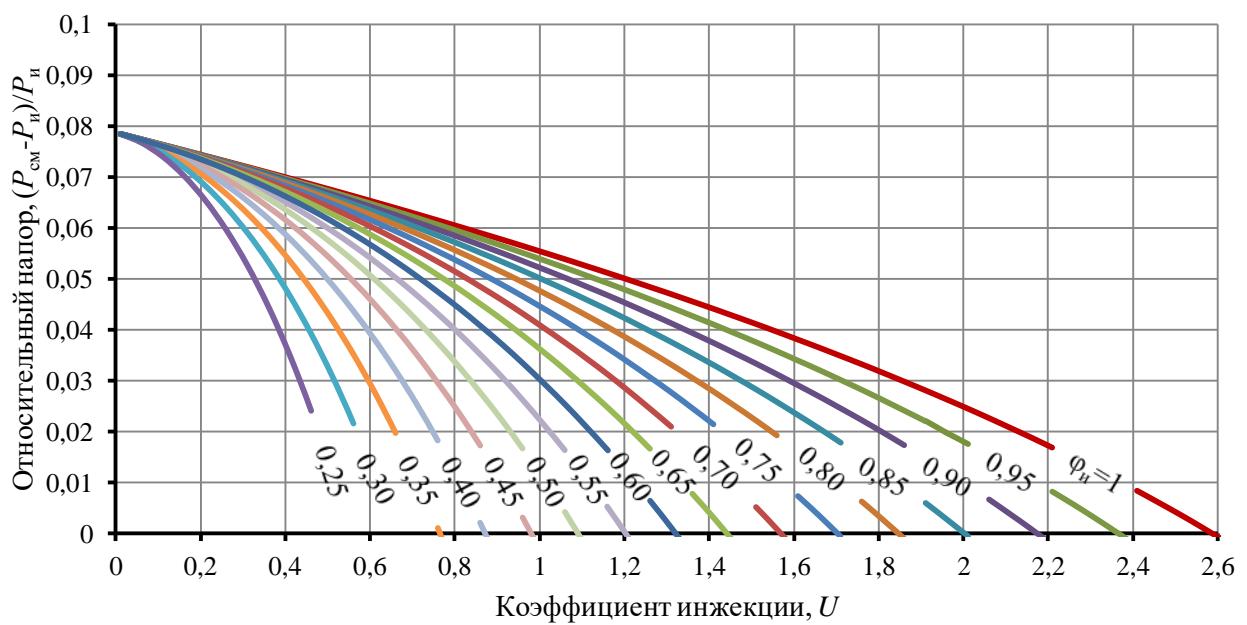


Рисунок 4.2 – Зависимости относительного напора  $((P_{\text{cm}} - P_i)/P_i)$  от коэффициента инжекции при различном коэффициенте  $\varphi_{u2}^{\text{соп}} = 0,25 \div 1$  с шагом 0,05

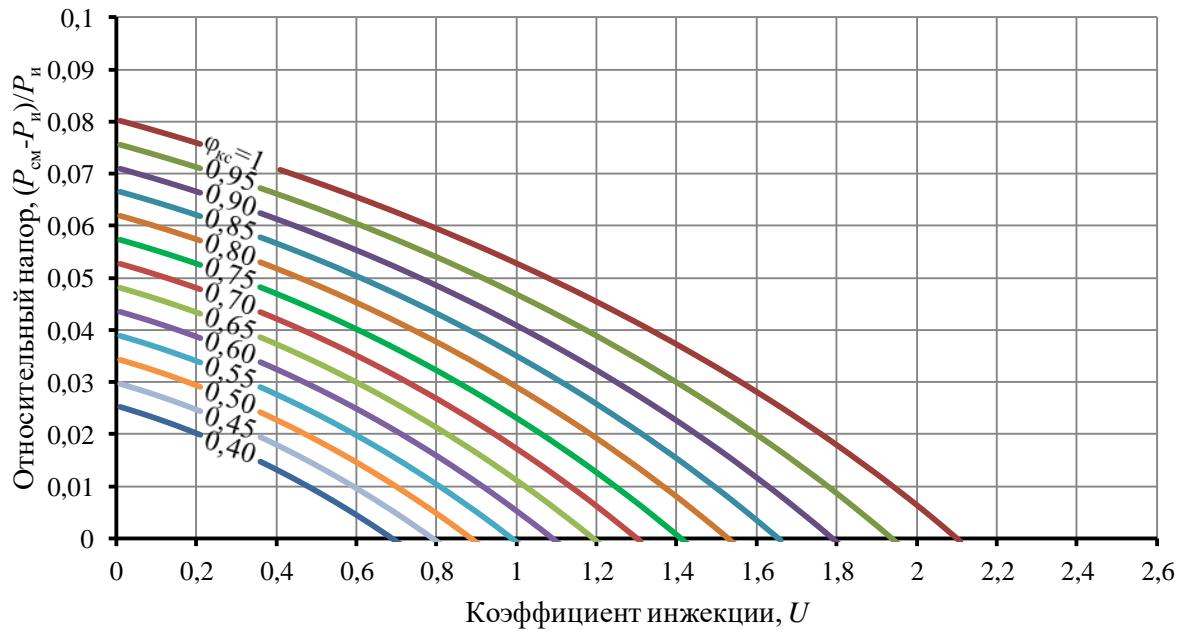


Рисунок 4.3 – Зависимости относительного напора  $((P_{\text{см}} - P_i)/P_i)$  от коэффициента инжекции при различном коэффициенте  $\varphi^{\text{кc}} = 0,15 \div 1$  с шагом 0,05

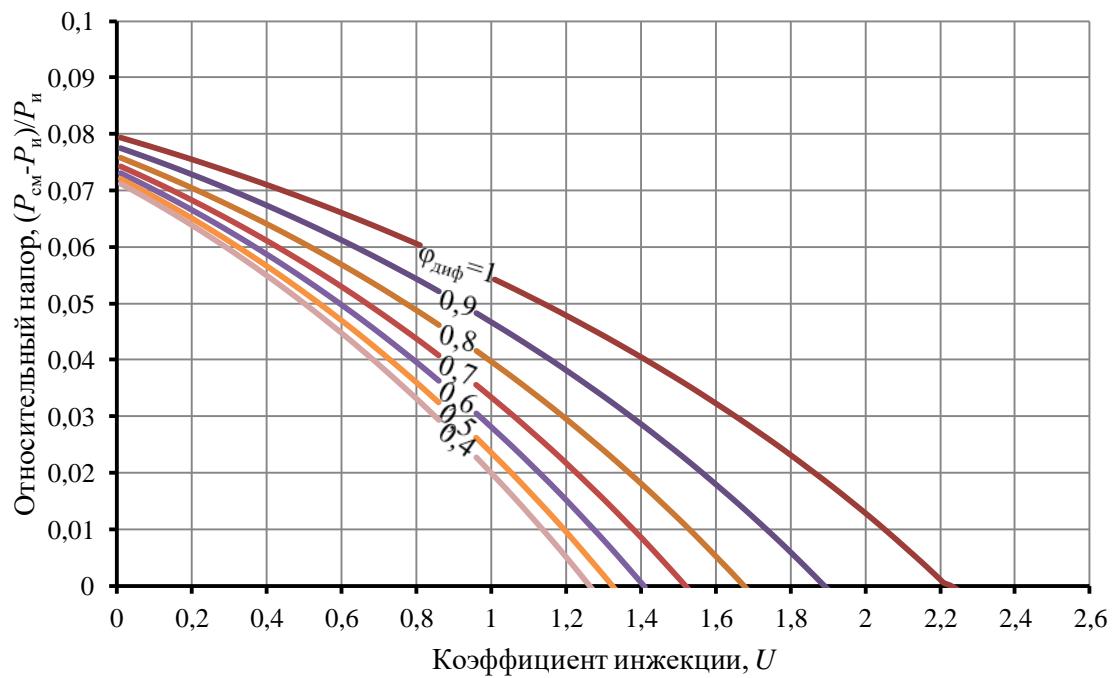


Рисунок 4.4 – Зависимости относительного напора  $((P_{\text{см}} - P_i)/P_i)$  от коэффициента инжекции при различном коэффициенте  $\varphi^{\text{диф}} = 0,05 \div 1$  с шагом 0,1

Для бездиффузорного СА целесообразнее фиксировать коэффициент скорости газового потока рабочего сопла ( $\varphi_{p1}^{\text{коп}}$ ), т.к. в остальных частях СА происходят сложные процессы смешения. Методика определения  $\varphi_{p1}^{\text{коп}}$  представлена в параграфе 3.6.

В результате продувки рабочего сопла, присоединенного к СА (конструкция СА представлена на рисунке 3.5) с диаметром выходного отверстия 1,5 мм, была получена зависимость  $\varphi_{p1}^{\text{коп}}$  от давления потока перед соплом (см. рис. 4.5). Расхождение с работами [1, 58, 37] предположительно связано с учетом в коэффициенте не только потерь в сопле, но и в каналах СА, подводящих газ в сопло.

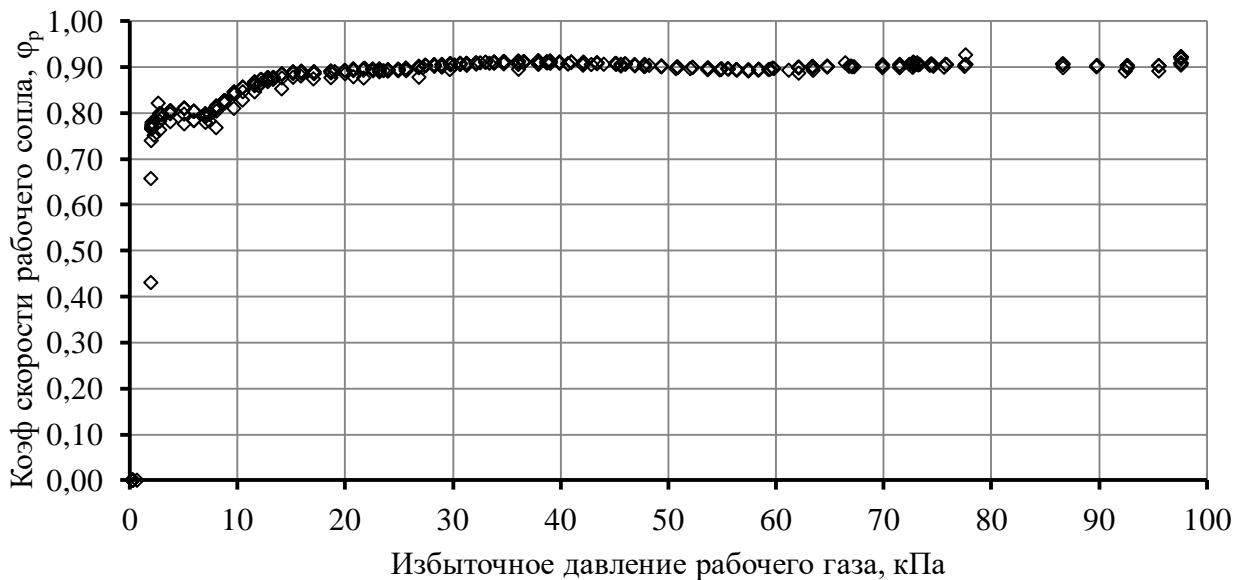


Рисунок 4.5 - График зависимости коэффициента скорости газового потока рабочего сопла от избыточного давления газа перед соплом

### 4.3 Оценка корреляции между экспериментальными и теоретическими характеристиками струйных аппаратов

Для количественной оценки отклонения теоретической и экспериментальной характеристик СА согласно работе [54] необходимо рассчитать индекс корреляции (ИК). ИК предназначен для оценки нелинейной

связи теоретической и экспериментальной зависимостей. Значение ИК находятся в диапазоне  $0 \div 1$ . Выражение для расчета ИК имеет вид

$$\theta_y = \sqrt{1 - \left( \frac{S_y}{\sigma_y} \right)^2}, \quad (4.3)$$

где  $y$  – условное обозначение зависимости:

$$(P_{\text{см}} - P_i)/P_i = f(U). \quad (4.4)$$

$S_y$  - среднее квадратическое отклонение экспериментальных и расчетных точек, определяется по выражению:

$$S_y = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i^{\text{эксп}} - y_i^{\text{теор}})^2}{n-1}}, \quad (4.5)$$

где  $n$  – количество точек,  $i$  – порядковый номер точки, эксп – экспериментальное значение выражения  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  рассматриваемой точки, теор – теоретическое значение выражения  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  рассматриваемой точки.

$\sigma_y$  - среднее квадратическое отклонение всех величин  $y_i^{\text{теор}}$  от их общего математического ожидания, определяется по выражению

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i^{\text{эксп}} - m_y^{\text{эксп}})^2}{n-1}}, \quad (4.6)$$

где  $m_y^{\text{эксп}}$  - общее математическое ожидание всех величин  $y_i^{\text{теор}}$ .

Из выражения (4.3) видно, что максимальное значение индекса корреляции достигается при условии  $S_y = \min$ , т.е. подбор эмпирической зависимости из условия минимума квадратов невязок обеспечивает наибольшее значение ИК. В большинстве рассмотренных случаев ИК был более 0,980. Пример графика с высоким ИК представлен на рисунке 4.6.

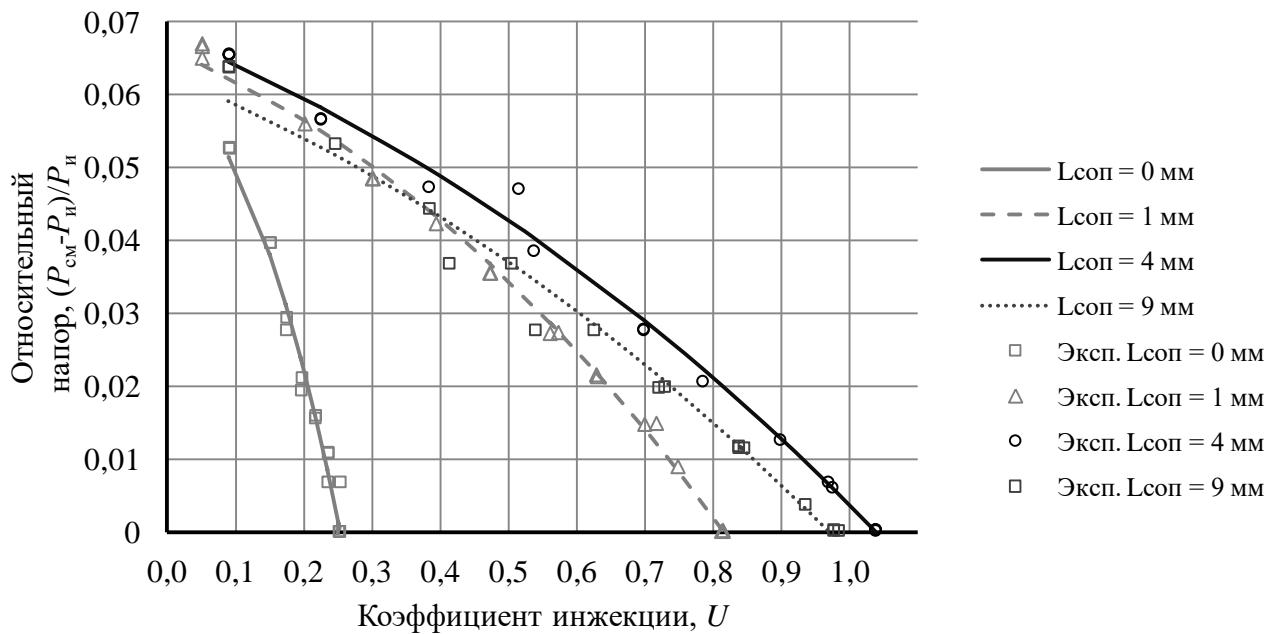


Рисунок 4.6 – Характеристика струйного аппарата со следующей геометрией:

$L_{kc} = 15$  мм;  $L_{con} = 0, 1, 4, 7, 9$  мм; конфузор – часть лемнискаты Бернулли;

$$P_p = 30 \text{ кПа}$$

Найденные значения ИК представлены в таблице 4.1. Следует отметить, что для некоторых характеристик СА коэффициенты  $\varphi_{i2}^{con}$  были больше единицы, подобные случаи в таблице 4.1 выделены жирным шрифтом. Подобные отклонения от нормы могут быть вызваны неточностью математической модели, либо являются следствием ошибки эксперимента. К наиболее ярким случаям ошибки расчета можно отнести СА с конфузорами «четверть круга» и конус  $60^\circ$  при

$L_{kc} = 5$  мм. Ошибка является следствием изогнутости характеристики СА во внутрь (см. рис 4.7), в то время как расчетным путем характеристика такого вида не может быть получена (только прямая или выпуклая кривая). Нестандартная форма графика, вероятно, является следствием возникновения противотока при использовании слишком короткой камеры.

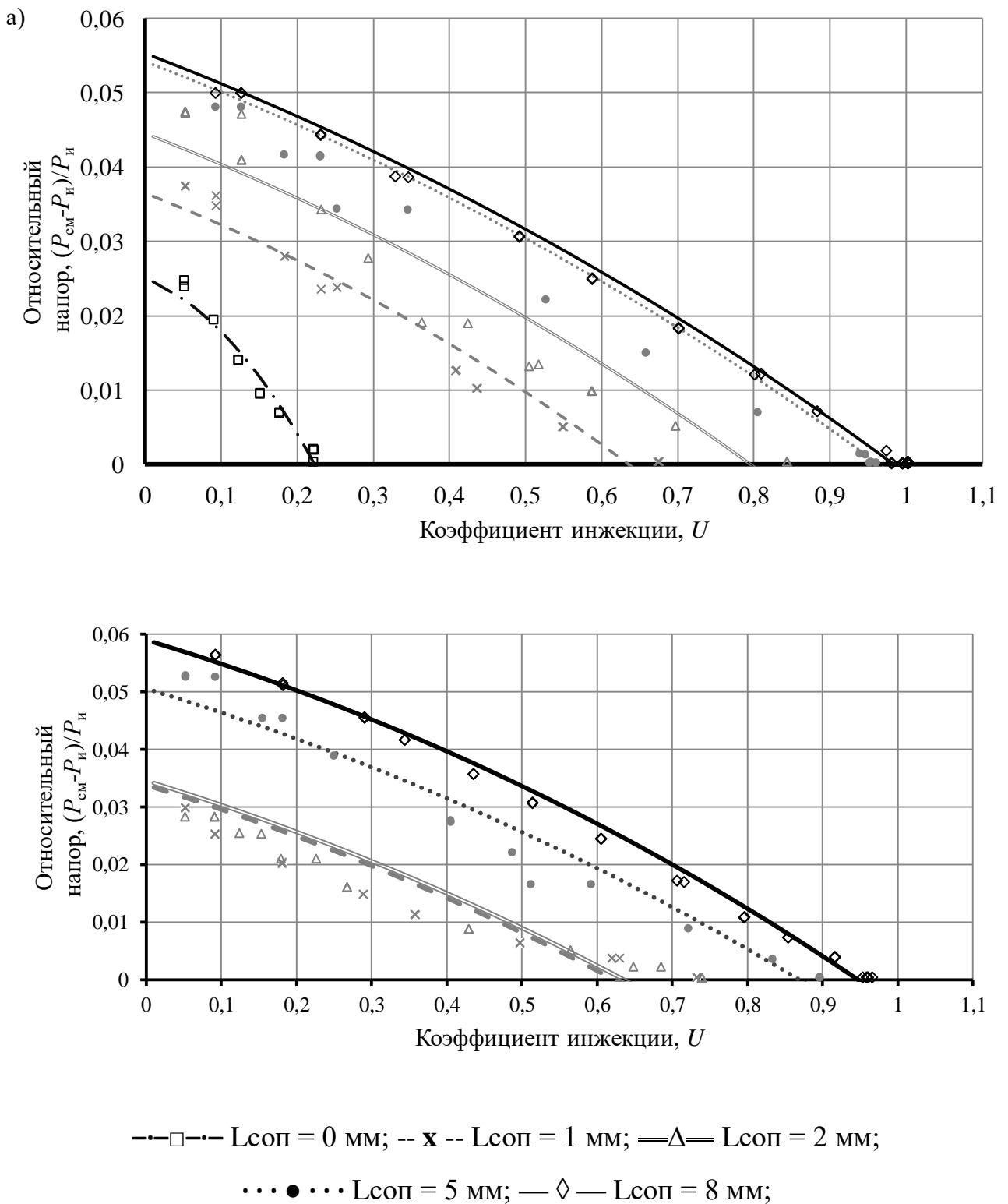


Рисунок 4.7 – Характеристика струйных аппаратов с разной геометрией. а)  $L_{\text{кс}}=5 \text{ мм}$ ;  $L_{\text{коп}}=0\dots8 \text{ мм}$ ; конфузор – четверть круга;  $P_{\text{p}}=30 \text{ кПа}$ ; б)  $L_{\text{кс}}=5 \text{ мм}$ ;  $L_{\text{коп}}=1\dots11 \text{ мм}$ ; конфузор –  $60^\circ$

Таблица 4.1 – Значение индексов корреляции для теоретической и экспериментальной характеристик СА

Название конфузора	Давление рабочего газа, кПа	Длина камеры смешения ( $L_{kc}$ ), мм	Положение рабочего сопла ( $L_{соп}$ ), мм					
			$0,840 \leq \theta < 0,950$	$0,950 \leq \theta < 0,970$	$0,970 \leq \theta < 0,980$	$0,980 \leq \theta < 0,990$	$0,990 \leq \theta < 0,995$	$0,995 \leq \theta < 1,000$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
лемнискаты	30	10					0; 2; 3; 4; 6	1; 5; 7; 8; 9
		15					0; 2; 6; 8; 9	1; 3; 4; 5; 7
		20			0		2; 7	1; 3; 4; 5; 6
	50	10					0	1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9
		15						0; 1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9
	80	10					0; 7	1; 2; 3; 4; 5; 6; 8; 9
		15					0	1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9

*Продолжение таблицы 4.1*

1	2	3	4	5	6	7	8	9
четверть круга	30	5		2; 3; 4; 5	0; 1	<b>6</b>		7; 8
		10	1			3	2; 4; 5; 6; 7; 9	8
		15				3; 5	2; 4; 6; 8	1; 7; 9
	50	10		6		2	3; 4; 5; 7; 8; 9	1
		15					2; 3; 4; 5; 6; 7; 8	1; 9
	80	10			2	3	1; 4; 5; 6; 7; 8	9
		15					2; 3; 4; 5; ; 6; 7; 8; 9	1

*Продолжение таблицы 4.1*

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Конус 40°	30	10	1	2	5	<b>3; 4; 6; 7; 8;</b> 9		
		15		6				2; 3; 4; 5; 7; 8; 9
	50	10	1	2	<b>3</b>	4; 6	<b>5; 7; 8; 9</b>	
		15						2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9
	80	10		1; 2		3; 4; 5	6; 7; 8	9
		15		4			6; 8	2; 3; 5; 7; 9
Конус 60°	30	5	<b>1; 2</b>	<b>3; 5</b>	<b>4</b>	6	9	7; 8
		10	2				3; 7; 8	4; 5; 6; 9
		15					2; 5; 6; 7; 8; 9	1; 3; 4
	50	20		3	2	0; 1; 4; 8	5; 6; 7; 9	10; 11
		15					6; 7; 8	0; 1; 2; 3; 4; 5; 9
	80	15					3; 4; 6; 8; 9	0; 1; 2; 5; 7

*Продолжение таблицы 4.1*

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Конус 80°	30	5				2	3	4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11
		15			4; 5	8	2; 6; 7	3
		25				5; 6	2; 4	3
	50	5				4; 7	8	5; 6; 9
		15		5		8	6; 7	2; 3; 4
		25					3	2; 4; 5; 6
	80	15					6; 7; 8	2; 3; 4; 5
		25		4			2; 3; 6	5; 7; 8
Конус 160°	30	15				7	2; 4; 5; 6; 8; 9	3
	50	15					3; 9	2; 4; 5; 6; 7; 8
	80	15				2; 7; 8	3; 4; 6; 9	5

Примечание - Для некоторых исследованных характеристик СА, полученные в ходе расчета коэффициенты  $\varphi_{n2}^{\text{сп}}$  больше единицы, подобные случаи выделены **жирным шрифтом**.

#### **4.4 Результаты расчета коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузорного участка и камеры смешения**

Результаты расчета коэффициентов  $\varphi_{n2}^{\text{соп}}$  и  $\varphi^{\text{кс}}$  при  $\varphi_{p1}^{\text{соп}} = 0,9$  исследованных бездиффузорных струйных аппаратов представлены в приложениях Ж и И в виде графиков зависимости коэффициентов от положения рабочего сопла ( $L_{\text{соп}}$ ). Следует отметить, что при  $L_{\text{соп}} = 0$  мм выходное сечение рабочего сопла соответствует входному сечению цилиндрического участка камеры смешения, а при росте  $L_{\text{соп}}$  сопло перемещается в направлении противоположном потоку рабочего газа.

По результатам анализа полученных данных были сделаны следующие выводы:

1) Все рассмотренные зависимости положения сопла от коэффициентов скорости и импульса имеют максимум. Зависимость  $\varphi_{\text{кс}} = f(L_{\text{соп}})$  в диапазоне от минимального значения до максимального обладает меньшей степенью крутизны, нежели  $\varphi_i$ . Это объясняется тем, что при  $L_{\text{соп}} = 0$  мм существенно сужается проходное сечение инжектируемого потока, что приводит к росту гидравлического сопротивления.

2) В таблице 4.2 и на рисунке 4.8 представлены значения положения сопла, обеспечивающие наибольший коэффициент  $\varphi_{\text{кс}}$  при различных длинах камеры смешения и давлений рабочего газа. На рисунке 4.8 цветом обозначена различная длина камеры смешения: красный – 5 мм, зеленый – 10 мм, серый – 15 мм, синий – 20 мм, оранжевый – 25 мм. Давление рабочего газа обозначено фигурами:  $\square$  – 30 кПа;  $\circ$  – 50 кПа;  $\Delta$  – 80 кПа.

Таблица 4.2 – Положение сопла ( $L_{\text{соп}}$ , мм) обеспечивающее наибольшее значение  $\Phi_{\text{кс}}$  при СА с различной геометрией конфузора и длиной камеры смешения при  $P_p = 30, 50, 80$  кПа

Давле- ние рабочего газа, кПа	Длина каме- ры смеше- ния, мм	Положение сопла ( $L_{\text{соп}}$ , мм) обеспечивающее наибольшее значение $\Phi_{\text{кс}}$					
		часть лемнискат ы	четверть круга	угол $40^\circ$	угол $60^\circ$	угол $80^\circ$	угол $160^\circ$
1	2	3	4	5	6	7	8
30	5	–	$\Phi_{\text{кс}} > 1$	–	9 (0,87)	9 (0,83)	–
	10	3 – 4 (0,91)	7 (0,96)	6 (0,73)	6 – 8 (0,86)	–	–
30	15	4 (0,96)	6 (0,95)	3 – 5 (0,78)	2 – 4 (0,93)	4 (0,94)	7 – 9 (0,89)
	20	3 – 4 (0,89)	–	–	2 (0,87)	–	–
	25	–	–	–	–	2 (0,92)	–
50	5	–	–	–	–	8 (0,86)	–
	10	4 (0,91)	5 – 6 (0,95)	6 – 8 (0,77)	–	–	–
	15	4 (0,96)	6 – 8 (0,97)	2 – 4 (0,79)	2 – 5 (0,93)	5 (0,91)	7 – 9 (0,90)
	25	–	–	–	–	2 (0,89)	–

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8
80	10	4 (0,92)	6–8 (0,96)	5–7 (0,81)	—	—	—
	15	3–5 (0,96-0,97)	7 (0,97)	3–4 (0,79)	2–4 (0,95)	4–5 (0,92)	6–8 (0,90)
	25	—	—	—	—	2–3 (0,87)	—

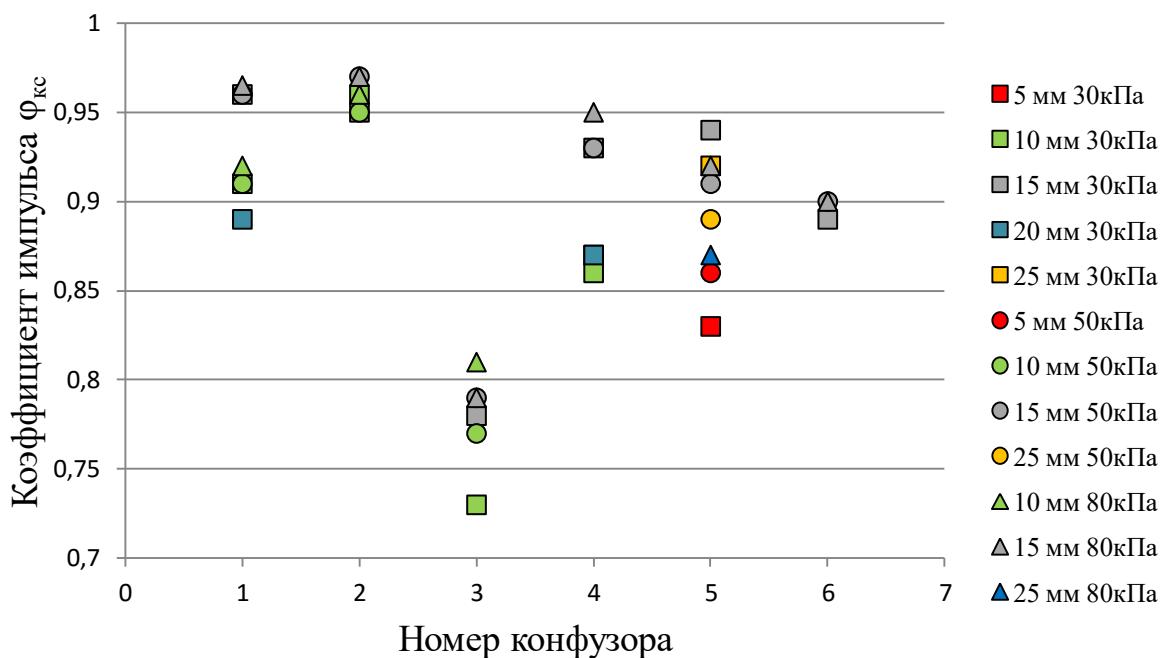


Рисунок 4.8 – Соответствие номера конфузора и коэффициента импульса  $\Phi_{\text{кс}}$  при различных длинах камеры смешения и давлениях рабочего газа. 1 – часть лемнискаты Бернулли; 2 – четверть круга; 3 – угол  $40^\circ$ ; 4 – угол  $60^\circ$ ; 5 – угол  $80^\circ$ ; 6 – угол  $160$ . Красный – 5 мм; зеленый – 10 мм; серый – 15 мм; синий – 20 мм; оранжевый – 25 мм.  $\square$  – 30 кПа;  $\circ$  – 50 кПа;  $\Delta$  – 80 кПа

2.1) Максимум функции  $\varphi_{\text{кс}} = f(L_{\text{соп}})$  для конфузоров конической формы зависит от длины камеры смешения. Чем короче камера смешения, тем дальше от нее должно быть расположено рабочее сопло для обеспечения меньших потерь в камере смешения. Это объясняется тем, что длины камеры смешения при близком

расположении сопла недостаточно для обеспечения процесса смешения рабочего и инжектируемого потоков, вследствие чего смешение осуществляется за пределами камеры смешения.

2.2) Положение сопла, обеспечивающее максимальное значение коэффициента импульса КС ( $\varphi_{\text{кс}}$ ) для конфузоров профилированной формы не зависит от длины камеры. Плавный переход между конфузором и камерой смешения при фиксированном положении сопла ( $L_{\text{соп}} = 4$  и  $7$  мм для лемнискаты и четверти круга соответственно) компенсирует неполную передачу импульса при короткой камере смешения и потери на трение при длинной.

2.3) Давление рабочего газа не оказывает сильного влияния на  $\varphi_{\text{кс}}$ .

2.4) Длина камеры смешения, равная  $4,7d_{\text{кс}}$  (15 мм), обеспечивает наибольшее значение коэффициента  $\varphi_{\text{кс}}$  в большинстве рассмотренных случаев. Такая длина камеры смешения является компромиссным решением с точки зрения положительных (выравнивания поля скоростей и передачи импульса рабочего потока инжектируемому) и отрицательных факторов (потерь на трение и смешение потоков), влияющих на работу СА.

2.5) Исходя из рисунка 4.8, можно распределить конфузоры по снижению коэффициента скорости в следующем порядке: четверть круга, лемниската,  $60^\circ$ ,  $80^\circ$ ,  $160^\circ$ ,  $40^\circ$ . Конфузор в виде четверти круга при короткой камере смешения (10 мм) обеспечивает больший коэффициент скорости по сравнению с лемнискатой Бернулли из-за большего расстояния между рабочим соплом и камерой смешения, способствующего более полной передаче импульса инжектируемому потоку. При длине камеры 15 мм коэффициенты скорости профилированных конфузоров практически равны.

3) Давление рабочего газа оказывает более значительное влияние на коэффициент скорости инжектируемого потока ( $\varphi_i$ ), чем на коэффициент импульса камеры смешения ( $\varphi_{\text{кс}}$ ). В таблице 4.3 представлены значения коэффициента  $\varphi_i$  для СА различной геометрии при избыточных давлениях рабочего газа, равных 30, 50 и 80 кПа.

Таблица 4.3 – Значение  $\phi_i$  для СА с различной геометрией конфузора и длиной камеры смешения при  $P_p = 30, 50$  и  $80$  кПа

Давле- ние рабочего газа, кПа	Длина каме- ры смеше- ния, мм	Положение сопла ( $L_{\text{соп}}$ , мм) обеспечивающее наибольшее значение $\phi_i$					
		часть лемниска ты	четверть круга	угол $40^\circ$	угол $60^\circ$	угол $80^\circ$	угол $160^\circ$
1	2	3	4	5	6	7	8
30	5	–	$\phi_i > 1$	–	4 (0,91) (0,76)	7 (0,76)	–
	10	3 – 4 (0,84)	5 (0,67)	3 (0,93)	4 ( $\phi_i$ $> 1$ )	–	–
	15	5 (0,77)	4 (0,65)	4 (0,7)	4 (0,78)	6 (0,71)	6 (0,62)
	20	3 – 4 (0,67)	–	–	4 (0,70)	–	–
	25	–	–	–	–	6 (0,6)	–
50	5	–	–	–	–	4 (0,9)	–
	10	3 – 4 (0,94)	5 (0,7)	4 (0,95)	–	–	–
	15	4 (0,83)	4 – 5 (0,66)	3 – 4 (0,77)	4 (0,85)	6 (0,79)	6 (0,66)
	25	–	–	–	–	6 (0,74)	–

## Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8
80	10	2 – 3 (0,96)	4 – 5 (0,73)	3 (0,86)	–	–	–
	15	4 – 5 (0,84)	4 (0,7)	4 – 5 (0,73)	4 (084)	5 (0,81)	6 (0,64)
	25	–	–	–	–	5 (0,69)	–

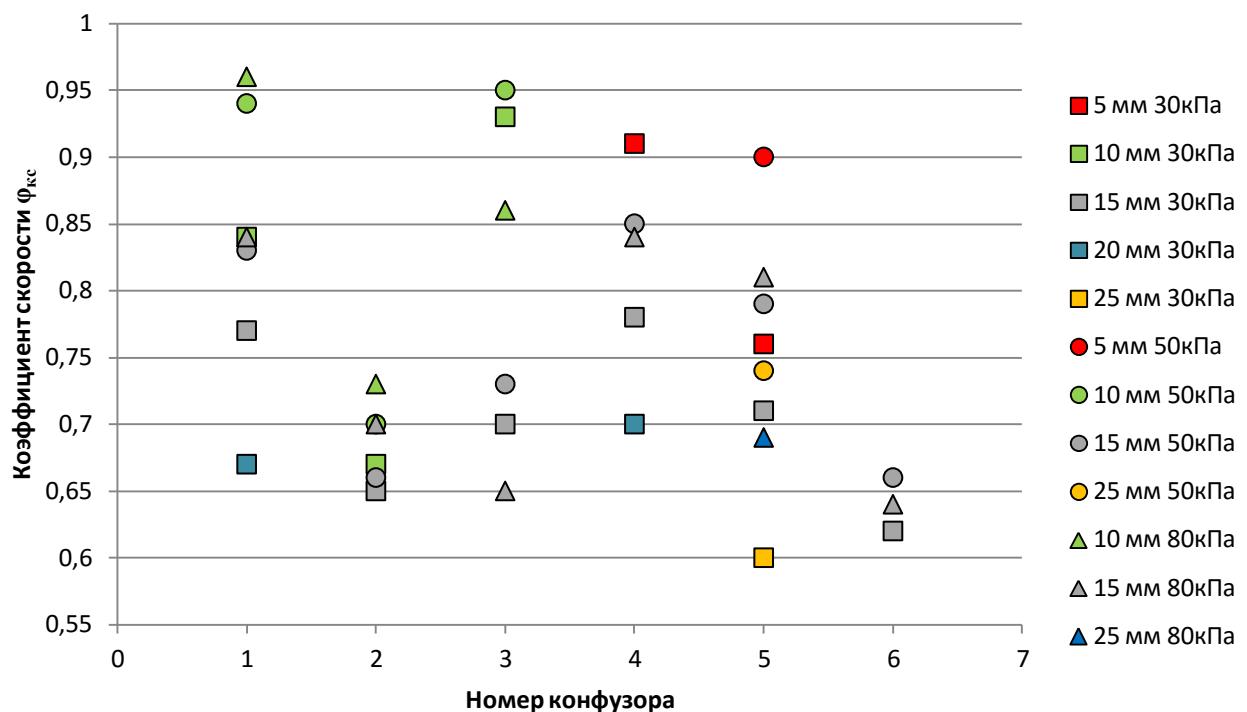


Рисунок 4.9 – Соответствие номера конфузора и коэффициента скорости  $\phi_{ii}$  при различных длинах камеры смешения и давлениях рабочего газа. 1 – часть лемнискаты Бернулли; 2 – четверть круга; 3 – угол  $40^\circ$ ; 4 – угол  $60^\circ$ ; 5 – угол  $80^\circ$ ; 6 – угол  $160^\circ$ . Красный – 5 мм; зеленый – 10 мм; серый – 15 мм; синий – 20 мм; оранжевый – 25 мм.  $\square$  – 30кПа;  $\circ$  – 50 кПа;  $\Delta$  – 80 кПа

3.1) Исходя из таблицы результатов расчета практически все конфузоры по уменьшению коэффициента скорости  $\varphi_i$ , можно расположить в следующем порядке:  $60^\circ$ , лемниската,  $80^\circ$ ,  $40^\circ$ , четверть круга,  $160^\circ$ .

3.2) Наибольший коэффициент  $\varphi_i$  для СА с конфузором в виде лемнискаты и четверти круга обеспечивается при избыточном давлении рабочего газа, равном 80 кПа. А для СА с конфузором конического вида ( $40^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $80^\circ$ ,  $160^\circ$ ) – при избыточном давлении 50 кПа. Таким образом, наиболее предпочтительной величиной избыточного давления рабочего газа для СА с конфузором конического вида является 50 кПа, а для профилированных – 80 кПа.

Более полная картина зависимости  $\varphi_i$  от положения сопла при различных давлениях рабочего газа приведена в виде графиков зависимости  $\varphi_i$  от  $L_{\text{соп}}$  в приложении И.

3.3) Расположение максимума функции  $\varphi_i$  от  $L_{\text{соп}}$  не зависит от рабочего давления  $P_p$  и длины камеры смешения  $L_{kc}$ . Зависимость положения максимума от вида конфузора представлена в таблице 4.4.

3.4) Длина камеры смешения, равная 10 мм, обеспечивает наибольшие значения  $\varphi_i$ . Длины камер смешения по мере убывания коэффициента  $\varphi_i$ , можно

Таблица 4.4 – Положение сопла ( $L_{\text{соп}}$ , мм), обеспечивающее наибольшее значение  $\varphi_i$  для СА с различной геометрией конфузора и длиной камеры смешения

	Название конфузора					
	часть лемнискаты Бернулли	четверть круга	угол $40^\circ$	угол $60^\circ$	угол $80^\circ$	угол $160^\circ$
Положение сопла соответствующее максимуму $\varphi_i$ ( $L_{\text{соп}}$ , мм)	3 – 4	4 – 5	3 – 4	4	5 – 6	6

расположить так: 10, 15, 20, 25 мм (длина КС, равная 5 мм, не входит в список в связи с неоднозначностью результатов расчетов). Чем короче камера смешения, тем меньше сопротивление в конфузоре.

#### **4.5 Выводы по главе 4**

Разработана методика определения коэффициентов скорости и импульса. С ее помощью были определены коэффициенты для СА с различной геометрией проточной части, что позволило рассмотреть влияние каждого исследованного геометрического параметра на эффективность его работы.

Представленное исследование способствует выбору более точных коэффициентов при проведении расчетов по приведенной ранее методике в первом приближении.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненного комплекса теоретических и экспериментальных исследований, разработана методика расчета геометрических параметров и статических характеристик струйных аппаратов, используемых для организации избытка расхода реагентов через МЭБ БТЭ. В работе получены следующие научно-практические результаты:

- модель газо-газового струйного аппарата, в которой в отличие от существующих моделей, представлена возможность рассмотрения рабочего и инжектируемого потоков как веществ в чистом виде либо смесей, а также учтено влияния их относительной влажности на характеристики СА;
- методика расчета геометрических и статических характеристик струйного аппарата;
- методика расчета коэффициентов импульса и скорости газовых потоков проточных частей струйного аппарата;
- алгоритм расчета статических характеристик газо-газового струйного аппарата
- результаты анализа влияния геометрии проточной части струйного аппарата исследуемого типа и давления рабочего газа на величину коэффициентов скорости и импульса, а также на статическую характеристику аппарата.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Мазилевский, И. И. Влияние длины камеры смешения на коэффициент инжекции / И. И. Мазилевский, Н. П. Шаманов // Морские интеллектуальные технологии. – СПб, - 2013. № 4 (22). - С. 44-47 (автор – 50%).
2. Мазилевский, И. И. Технология использования 3D принтеров послойного наплавления при изготовлении элементов экспериментальных стендов для морской энергетики / И. И. Мазилевский // Морские интеллектуальные технологии. – СПб, 2014. – № 4 (26). – С. 92-98. (автор – 100%).
3. Мазилевский, И. И. Сравнительный анализ влияния геометрических параметров газо-газового бездиффузорного струйного аппарата на его рабочие

характеристики / И. И. Мазилевский, И. В. Шаманова // Морские интеллектуальные технологии. – СПб, - 2015, - № 3 (29). - С. 62-67 (автор – 50%).

## Список сокращений и условных обозначений

### **Список сокращений**

БТЭ – батарея топливных элементов;  
 ИК - индекс корреляции;  
 ИКС – изобарическая камера смешения;  
 ИЦКС – камера смешения с цилиндрическим и изобарическим участками;  
 КПД – коэффициент полезного действия;  
 КС – камера смешения;  
 МЗС - метод золотого сечения;  
 МПП - метод последовательных приближений;  
 МЭБ - мембранный-электродный блок  
 СА – струйный аппарат;  
 СКО – среднее квадратическое отклонение;  
 ЦКС – цилиндрическая камера смешения;  
 ЭХГ – электрохимический генератор.

### **Условные обозначения**

$c_p$  - изобарная теплоемкость, Дж/(К·кг);  
 $e$  – удельная эксергия, Дж/кг;  
 $d$  -диаметр, мм;  
 $f$  - площадь, м<sup>2</sup>;  
 $G$  – массовый расход, кг/с;  
 $i$  – энталпия, Дж/кг;  
 $k$  – показатель адиабаты;  
 $L$  – длина, мм;  
 $L_{kc}$  – длина камеры смешения, мм;  
 $L_{con}$  – расстояние между выходным сечением рабочего сопла и входным сечением цилиндрической части камеры смешения, мм;  
 $m$  – массовая доля газа в смеси;

$P$  – абсолютное давление, Па;

$R$  - удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К);

$S$  – энтропия, Дж/К;

$T$  – температура, К;

$V$  - объемный расход, м<sup>3</sup>/с;

$\delta$  - пропорция золотого сечения, находится по выражению

$$\delta = (1 + \sqrt{5})/2 \approx 1,618;$$

$\zeta$  - относительная влажность газа;

$\mu$  - молекулярная масса, а.е.м

$\eta$  – коэффициент полезного действия;

$\Xi_{\text{диф}}$  – изоэнтропическая эффективность диффузора;

$\Xi_{\text{кс}}$  – изоэнтропическая эффективность камеры смешения;

$\Xi_{\text{соп}}$  – изоэнтропическая эффективность сопла;

$\xi_{\text{кс}}$  – коэффициент, учитывающий потери на трение и смешение рабочего и инжектируемого потоков в камере смешения, на участке между началом камеры смешения и местом полного смешения рабочего и инжектируемого потоков;

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$\varsigma$  – коэффициент, учитывающий осевую проекцию силы, действующей на поток со стороны стенки камеры смешения;

$\varphi^{\text{кс}}$  – коэффициент импульса потока камеры смешения;

$\varPhi_{\text{п1}}^{\text{соп}}$ ;  $\varPhi_{\text{и2}}^{\text{соп}}$ ;  $\varPhi^{\text{диф}}$  – коэффициенты скорости рабочего и инжектируемого потоков, потока за диффузором;

$w$  – скорость, м/с.

### Индексы:

\* – параметр торможения;

‘ – параметр на линии насыщения;

0 – сечения, расположенные на входных кромках струйного аппарата, в которые осуществляется подвод рабочего и инжектируемого потоков;

1,2,3,4 – номера соответствующих сечений струйного аппарата;  
и – низконапорный (инжектируемый) поток;  
изо – указывает на изоэнтропичность процесса;  
кр – критический параметр;  
кс – камера смешения;  
пув – псевдо-ударная волна;  
р – высоконапорный (рабочий) поток;  
см – смесь;  
n – сечение камеры смешения, в котором давления инжектируемого и рабочего потоков равны;  
Y – сечение в камере смешения, в котором скорость инжектируемого потока становится равной местной скорости звука.

### **Основные отношения:**

$U = G_i/G_p$  – коэффициент инжекции (эжекции);  
 $\varepsilon = P_{cm4} / P_{i0}$  – степень сжатия (отношение давления смеси на выходе из СА к давлению инжектируемого потока перед СА);  
 $\vartheta = i_{i0}/i_{p0}$  – теплофизический показатель;  
 $\lambda = w/w^{kp}$  – приведенная скорость;  
 $\sigma = P_{p0} / P_{i0}$  – степень расширения (отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед СА);

$$\varphi = \frac{w_{\text{действительная}}}{w_{\text{идеальная}}} - \text{коэффициенты скорости};$$

$$\varphi_{kc} = \frac{(Gw)_{\text{действительная}}}{(Gw)_{\text{идеальная}}} - \text{коэффициент импульса потока камеры смешения}.$$

## Список литературы

1. Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г. Н. Абрамович. – М.: ГРФМЛ «Наука», 1991. — 888 с.
2. Абрамович, Г. Н. Турбулентное смешение газовых струй [Текст] / Г. Н. Абрамович [и др.]. - М.: Наука, 1974. - 272 с.
3. Аверин, С. И. Турбулентные струи и струйный инжектор [Текст] / С. И. Аверин. - Днепропетровск: ДМетИ, 1986.
4. Александров, А. А. Система уравнений для вычисления термодинамических свойств воды и водяного пара в промышленных расчетах. Ч.1. Система уравнений [Текст] / А. А. Александров. - М.: Теплоэнергетика, 1998. - №9 - С.69-77.
5. Александров, А. А. Система уравнений для вычисления термодинамических свойств воды и водяного пара в промышленных расчетах. Ч.2. Дополнительные уравнения [Текст] / А. А. Александров. - М.: Теплоэнергетика, 1998. - №10 - С.64-72.
6. АКЦ № 48 - 33820 (Япония). Топливная батарея. - Заявл. 25.12.68 № 43 - 95631; Опубл. 17.10.73; МКИ НОI 27 [Текст] /12; НКИ 57Е9I. - Изобрет. за рубежом, 1974, № 2, ч. 2, - с. 104.
7. Александров, В. Ю. Оптимальные эжекторы. Теория и расчет [Текст] / В. Ю. Александров, К. К. Климовский. - М.: Машиностроение, 2012 – 136 с.
8. Аркадов, Ю. К. Оптимальный газовый эжектор с диффузором [Текст] / Ю. К. Аркадов. - Учёные зап. ЦАГИ, 1980. т. II. № 2. - С. 37 – 45.
9. Аркадов, Ю. К. Новые газовые эжекторы и эжекционные процессы [Текст] / Ю. К. Аркадов. — М.: Изд-во Физико-математической литературы, 2001. — 336 с.
10. Байков, В. С. Исследование газового эжектора с многоствольным сверхзвуковым соплом высоконапорного газа. - В кн.: Лопаточные машины и струйные аппараты [Текст] / В. С. Байков, Ю. Н. Васильев. - М.: Машиностроение, 1968. вып. 3. С. 147 – 180.

11. Байков, В. С. Одномерная теория сверхзвукового газового эжектора с изобарической камерой смешения [Текст] / В. С. Байков, Ю. Н. Васильев. // Учёные зап. ЦАГИ, - 1983. - т. 14. № I. - С. 26 – 38.
12. Байков, В. С. Сравнение предельных теоретических характеристик сверхзвуковых газовых эжекторов с изобарической и цилиндрической камерами смешения [Текст] / В. С. Байков, Ю.Н. Васильев. - Учёные зап. ЦАГИ, 1983. - т. 14. - № 5. - С. 47 – 57.
13. Баулен, К. К. Исследование газового эжектора [Текст] / К. К. Баулен // Труды ЦАГИ. – 1935. - № 211.
14. Баулин, К. Н. Эжекторы [Текст] / К.Н. Баулин // Отопление и вентиляция, - 1931. № 10.
15. Баулин, К. Н. Исследование работы эжектора [Текст] / К. Н. Баулин // Отопление и вентиляция, - 1933. № 2.
16. Баулин, К. Н. О расчете эжекторов [Текст] / К. Н. Баулин //Отопление и вентиляция, - 1938. № 6.
17. Бернстейн. Сжимаемое составное течение в сопле [Текст] / Бернстейн, Хайзер, Хавнер // Приклад, механика, - 1967. - № 3. - С. 99 – 107.
18. Бондаренко, В. В. Исследование эжектирующей способности эжектора с короткой камерой смешения [Текст]:сб. научн. тр. / В. В. Бондаренко, В. Г. Лысенко, Б. И. Китаев // Перм. политехи, ин-т, - 1971. - № 91. - С. 207 – 212.
19. Васильев, Ю. Н. Газовые эжекторы со сверхзвуковыми соплами [Текст] / Ю. Н. Васильев // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов БТИ. ЦАГИ, 1961.
20. Васильев, Ю. Н. К теории газового эжектора [Текст] / Ю. Н. Васильев // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов БТИ. ЦАГИ, 1961.
21. Васильев, Ю. Н. Теория газового эжектора с цилиндрической камерой смешения [Текст] / Ю. Н. Васильев // Лопаточные машины и струйные аппараты. - М.: Машиностроение, - 1967. - вып. 2.

22. Васильев, Ю. Н. Теория сверхзвукового газового эжектора с цилиндрической камерой смешения [Текст] / Ю. Н. Васильев // Лопаточные машины и струйные аппараты. - М.: Машиностроение, - 1967, вып. 2, - С. 171 – 235.
23. Вентцель, Е. С. Теория вероятности [Текст]: учеб. для вузов / Е.С. Вентцель. – М.: Высш. Шк., - 1999. – 576 с.
24. Григорян, С.С. К теории газового эжектора [Текст] / С.С. Григорян. // Сб. Теоретическая газодинамика, - 1954. - № 13.
25. Гродзовский, Г. Л. К теории газового эжектора большой степени сжатия с цилиндрической камерой смешения [Текст] / Г. Л. Гродзовский. // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа, - 1968. - № 3. - С. 35 – 44.
26. Грозовский, Т. А. Исследование серии осесимметричных звуковых эжекторов при больших перепадах давлений [Текст] / Т. А. Грозовский, А. Ф. Равдин // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов БНИ ЦАГИ, 1961.
27. Гусев, В. Н. К теории критического режима газового эжектора при больших перепадах давления [Текст] / В. Н. Гусев. // Ученые записки ЦАГИ, 1970. - вып. I. - № 3.
28. Дейч, М. Е. Техническая газодинамика [Текст] / М. Е. Дейч. - М.: Энергия, 1974. - 592 с.
29. Дейч, М. Е. Исследование структуры потока в ступени эжектора с цилиндрическим начальным участком смешения [Текст] / М. Е. Дейч [и др.].// Теплоэнергетика - № 12, - 1954.
30. Дейч, М. Е. Техническая газодинамика [Текст] / М. Е. Дейч. – М.: Госэнергоиздат, 1953.
31. Дейч, М. Е. Техническая газодинамика [Текст] / М. Е. Дейч, В.Г. Поликовский. — М.: Госэнергоиздат, 1961.
32. Дейч, М. Е. К расчету переменного режима эжектора [Текст] / М.Е. Дейч, В.Г. Поликовский. – М.: Теплоэнергетика, - 1954 - № 3.

33. Загоренко, Д. П. Некоторые закономерности эжекции и их использование для повышения к.п.д. струйных аппаратов [Текст] / Д. П. Загоренко // Стр-во и архитектура – 1961. - № 5. - С. 118 – 125.
34. Захаров, Ю. В. Пути повышения эффективности эжекторных холодильных машин [Текст] / Ю. В. Захаров. // Тр. Николаевск, кораблестроит. ин-та, - 1972. - вып. 55. - С. 3 – 11.
35. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И. Е. Идельчик.— М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.
36. Калмыков, И. И. Влияние некоторых геометрических параметров на работу эжектора с конической камерой смешения [Текст] / И. И. Калмыков, И. И. Мосин. // Изв. вузов. Авиац. техника. – 1971. - № I. - С. 104 – 112.
37. Кириллин, В. А. Техническая термодинамика: учебник для вузов [Текст] / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. – 5-е изд., перераб. И доп. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 496 с.
38. Киселев, Б. М. Расчет одномерных газовых течений [Текст] / Б. М. Киселев // Прикладная математика. 1947. - № 1.
39. Кожемякин, В. В. Программный модуль расчета теплофизических свойств воды и водяного пара. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011619232 / В. В. Кожемякин, И. М. Алексеенко. Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам Российской Федерации, 2011.
40. Куканов, Ф. А. Экспериментальное исследование эжекторов со сверхзвуковыми соплами эjectирующего газа [Текст] / Ф. А. Куканов, И. И. Межиров, Е. Т. Харитонов. // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов БНИ ЦАГИ, 1961.
41. Курц, мл. Теоретическая модель для расчёта характеристик пароструйного эжектора [Текст] / Курц мл.// Конструирование и технология машиностроения, - 1976. - т. 98. - № 2. - С. 282 – 288.

42. Лапин, Ю. Д. Исследование работы низконапорных газовых эжекторов [Текст] / Ю. Д. Лапин. // Изв. вузов.— М.: Машиностроение, - 1972. - № 5. - С. 90 - 94.
43. Лапин, Ю. Д. К расчёту газового эжектора со смешением в пассивном сопле и камере [Текст] / Ю. Д. Лапин.// Изв. вузов.— М.: Энергетика, - 1971. - № 5. С. 44 – 49.
44. Лехмус, А. А. Разработка и исследование судовой безнасосной фреоновой эжекторной холодильной машины [Текст]: Автореф. дис. канд. техн. наук / А. А. Лехмус. - Николаев, 1973. - 39 с.
45. Лехмус, А. А. Выбор рациональной геометрии проточной части фреонового эжектора [Текст] / А. А. Лехмус, И. А. Рашевский // Тр. Николаевск, кораблестроительного ин-та, 1972. вып. 55. - с. 20 – 23.
46. Мазилевский, И. И. Технология использования 3D принтеров послойного наплавления при изготовлении элементов экспериментальных стендов для морской энергетики [Текст] / И. И. Мазилевский // Интеллектуальные морские технологии, – 2014. - №4 (26), – с. 92 - 98.
47. Мазилевский, И. И. Сравнительный анализ влияния геометрических параметров газо-газового бездиффузорного струйного аппарата на его рабочие характеристики / И. И. Мазилевский, И. В. Шаманова // Морские интеллектуальные технологии. – СПб, - 2015, - № 3 (29). - С. 62 - 67
48. Мазилевский, И. И. Влияние длины камеры смешения на коэффициент инжекции / И. И. Мазилевский, Н. П. Шаманов. [Текст] // Морские интеллектуальные технологии. – СПб. - 2013. - № 4 (22). - с.44 - 47.
49. Матвеенко, П. С. Некоторые вопросы исследования эжекторных воздухосмесителей [Текст] / П. С. Матвеенко // Отопление и вентиляция, - 1965. - вып. 1, - С. 127 – 132.
50. Миллионщиков, М. Д. Газовые эжекторы больших скоростей [Текст] / М. Д. Миллионщиков, Г. М. Рябинков. // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов, БНИ ЦАГИ, 1961. — С. 5.

51. Мэтьюз, Д. Г. Численные методы. Использование MATLAB. Вильямс [Текст] / Д. Г. Мэтьюз, К. Д. Финк. – М. 2001. - 714 с.
52. Никольский, А. А. Критические режимы газовых эжекторов больших перепадов давлений [Текст] / А. А. Никольский, В. И. Шустов // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов, БНИ ЦАГИ, 1961. — С. 41.
53. Опрев, М. Исследование на статичното налягане в смесительната камера на пароструен эжектор [Текст] / М. Опрев, Д. Узуков // Годышник Маш.-еле-ктро-техн. ин-т., - 1961(1962). - т. 10. - № 3. - С. 85 – 92.
54. Павленко, В. Г. Математические методы обработки экспериментальных данных: пособие для инженеров, аспирантов и научных работников [Текст] / В. Г. Павленко, О. И. Гордеев. – Новосибирск.: новосибирский институт инженеров водного транспорта, 1972. – 138 с.
55. Пешкин, М. А. Расчётное исследование инжектора для подачи газовоздушной смеси с максимальной скоростью [Текст] / М. А. Пешкин. - Газ. пром-сть, - 1963. - № 7. - С. 25 – 29.
56. Робожев, А. В. О выборе формы проточной части сверхзвукового эжектора [Текст] / А. В. Робожев. - Тр. Моск. энерг. ин-та, - 1963. - вып. 47. -С. 129 – 143.
57. Соколов, Г. Я. Теоретическое и экспериментальное исследование газоструйных эжекторов [Текст] / Г. Я. Соколов, К. С. Андреева// Изв. ВТИ, 1952. № 4.
58. Соколов, Е. Я. Струйные аппараты [Текст] / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. - М.: Энергия, 1989. - 288 с.
59. Таганов, Г. И. К теории критического режима парового эжектора [Текст] / Г. И. Таганов, М. И Межиров. // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов, БНИ ЦАГИ, 1961. - с. 33.
60. Таганов, Г. И. Харитонов В.Т. Экспериментальное исследование газового эжектора [Текст] / Г. И. Таганов, И. И. Межиров, В. Т. Харитонов. // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов БНИ. ЦАГИ. 1961.

61. Топерверх, Н. И. Исследование работы эжектора низкого давления [Текст] / Н. И. Топерверх // Научные труды Днепропетровского металлургического института.: Металлургиздат, - 1940.- вып. IV.
62. Успенский, В. А. Струйные вакуумные насосы [Текст] / В. А.Успенский, Ю. М.Кузнецов. М.: Машиностроение, 1973.- 144 с.
63. Ханжонков, В. И. Научное наследие проф. К, Н. Баулина в области теории эжектора [Текст] / В. И. Ханжонков // Ц Сб. Промышленная аэродинамика. 1953. - № 4.
64. Хеджес. Газоструйные эжекторы. Часть 2. Экспериментальное исследование картины течения и анализ [Текст] / Хеджес, Хилл. // Теорет. основы инж. расчётов. - 1974. - т. 96. - № 4. - С. 202 – 209.
65. Хеджес. Газоструйные эжекторы. Часть I. Разработка конечно-разностной модели течения [Текст] / Хеджес, Хилл. // Теорет. основы инж. расчётов. - 1974. - т. 96. - № 4. - С. 191 – 201.
66. Хикмен. Теоретическое и экспериментальное исследование струйного эжектора для сжимаемой жидкости со смесительной трубой переменного сечения [Текст] / Хеджес, Хилл, Джилберт // Теорет. основы инж. расчётов. - 1972. - т. 94. - № 2. - С. 164 – 175.
67. Христианович, С. А. О расчете эжектора [Текст] / С. А.Христианович. // Сб. Промышленная аэродинамика, 1944.
68. Цыганков, Г. Т. Длина проточной части инжекционной горелки [Текст] / Г. Т. Цыганков. // Вопр. химии и хим. технол. - 1981. - № 63. - С. 97 – 100.
69. Чичов Е. Некоторые особенности смешения двух струй в цилиндрической трубе [Текст] / Е. Чичов. – Електроенергия. - 1965. - т. 16. - № II. - С. 19 – 21.
70. Шаманов, Н. П. Электрохимические транспортные энергоустановки с водородным топливом: Монография [Текст] / Н. П. Шаманов, А. Н. Калмыков. – СПБ: СПбГМТУ, 2006. – 306 с.

71. Шерстюк, А. Н. Расчёт характеристик малоразмерных эжекторов [Текст] / А. Н. Шерстюк, В. В. Усанов, Т. М. Розеноер. - Изв. АН СССР. Энергетика и трансп. - 1979. - № 2. - С. 166 – 171.
72. Щукин, В. К. Газоструйные компрессоры [Текст] / В. К. Щукин, И. И. Калмыков - М.: Машгиз, 1963. - 148 с.
73. Aly, N. H. Modelling and simulation of steam jet ejectors [Text] / N. H. Aly, K. Aly, M. M. Shamloul // Desalination. – 1999. - Vol. 123, Issue 1, 30 August. - P. 1-8.
74. Bando, Y. The characteristics of flow of a bubble column with a gas-suction-type, simultaneous gas-liquid injection-nozzle [Text] / Y. Bando, M. Kuraishi, M. Nishimura, M. Hattori, I. Takeshita // International Chemical Engineering. - 1990. - Vol. 30. – P. 9.
75. Bartosiewicz, Y. Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors [Text] / Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, P. Desevaux, Y. Mercadier // International Journal of Heat and Fluid Flow. - 2005. – Vol. 26. - P. 56-70.
76. Bartosiewicz, Y. Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD [Text] / Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, Y. Mercadier // Applied Thermal Engineering. - 2006. - Vol. 26. - P. 604-612.
77. Boussinesq, J. Theorie de l'ecoulement tourbillant [Text] / J. Boussinesq // Mem. Presentes par Divers Savants Acad.Sci.Inst.Fr. - 1877. - Vol. 23. - P. 46-50.
78. Vermischung, von Flussigkeits- oder Gasstromen bei kleiner Gesamtdruckanderrung [Text] / E. Brocker // Forsch. Geb. Ingenieurwesens. - 1959. – Vol. 25, № 1. - P. 17-25.
79. C.A.M.C. Dirix, K. Vanderwiele. Mass-transfer in jet loop reactors [Text] // Chemical Engineering Science. - 1990. - Vol. 45. - P. 2333-2340.
80. Chang, Y-J. Enhancement of a steam-jet refrigerator using a novel application of the petal nozzle [Text] / Y-J. Chang, Y-M. Chen // Experimental Thermal and Fluid Science. - 2000. - Vol. 22. - P. 203-211.

81. Desevaux, P. Numerical and experimental flow visualization of the mixing process inside an induced air ejector [Text] / P. Desevaux, O. Aeschbacher// International Journal of Turbo Jet Engines. - 2002. – Vol. 19. – P. 71-80.
82. Desevaux, P. CFD modelling of shock train inside a supersonic ejector: validation against flow visualization and pressure measurements in the case of zero-secondary flow [Text] / P. Desevaux, F. Lanzetta, Y. Bailly // Conference Proceedings, 10<sup>th</sup> International Symposium on Flow Visualization. - Kyoto, Japan, 2002.
83. Dvořák, V. Analysis of flow in cylindrical mixing chamber [Text] / V. Dvořák // World Academy of Science, Engineering and Technology. - 2013. – Vol. 79 – P. 7-23.
84. Dvorak, V. Experimental Investigation into Flow in an Ejector with Perpendicular Synthetic Jet [Text] / V. Dvorak, P. Dancova // Experimental Fluid Mechanics. – 2009. - Liberec 25 - 27. - P. 44-51.
85. Dvořák, V. Experimental investigation into flow in an ejector with four synthetic jets [Text] / V. Dvořák, P. Dančová, P. Švarc // EPJ Web of Conferences. - 2012. - Vol. 25, April. - P. 8.
86. Dvořák, V. PIV and CTA Measurement of Constant Area Mixing in Subsonic Air Ejector [Text] / V. Dvořák, P. Novotny, P. Dancova, D. Jasikova // Experimental Fluid Mechanics. - 2012. - Vol. 7, № 1. - P. 109-114.
87. Dvořák, V. Optimized Axi-Symmetric Ejector [Text] / V. Dvořák // Experimental and Numerical Investigation, Experimental Fluid Mechanics. - 2009. - Vol. 4, № 1. - P. 34-43.
88. Dvorak, V. Study of optimization of lobed nozzle for mixing [Text] / V. Dvorak // Colloquium Fluid Dynamics, Institute of Thermomechanics AC CR. - Prague, Czech Republic, - 2007, - P. 17-18.
89. Eames, I. W. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator [Text] / I. W. Eames, S. Aphornratana, H. Haider // International Journal of Refrigeration. – 1995. - Vol. 18, № 6. – P. 378–386.
90. Elrod, G. The Theory of Ejectors [Text] / G. Elrod // Journ. Appl. Mech. – 1945. - Vol. 3.

91. Engdahl, R. B. A General Method of Designing Gas and Gas-Liquid Injectors Using Laws of Turbulent Jet Mixing [Text] / R. B. Engdahl, , W. C. Holton // J. Appl. Mech. Trans. ASME. – 1943. – Vol. 65.
92. Flügel, W. Berechnung von Strahlapparaten [Text] / W. Flügel // VDI-Vorschungsheft. – 1939. - Vol. 395.
93. Fournell, E. Calcul Approche sur les Trompes a Gas [Text] / E. Fournell // La Recherche Aeronaute. – 1950. – Vol. 13.
94. Gilbert, G. B. Analysis and Testing of Two-dimensional Slot Nozzle Ejectors with Variable Area Mixing Sections [Text] / G. B. Gilbert, P. G. Hill // 2nd Symposium on Jet Pumps and Ejectors and Gas Lift Techniques. - Cambridge, England, United Kingdom. – 1975. – P. 45-64.
95. Goff, J. A. Some Two Dimensional Aspects of the Ejector Problem, [Text] / J. A. Goff, C. H. Coogan // Journal of Applied Mechanics, Trans ASME. – 1942. - Vol. 9, № 4. - P. A151-A154.
96. Grazzini, G. A simple program to design a multi-stage jet-pump for refrigeration cycles [Text] / G. Grazzini, A. Mariani // Energy Conversion and Management. – 1998. - Vol. 39, № 16. - P. 1827-1834.
97. Hastner. An Investigation of the Performance and Design of the Air Ejector Employing Low Pressure Air As the Driving Fluid [Text] / Hastner, Spooner // Institution of Mechanical Engineers. - Proceedings, - 1950. - Vol. 2.
98. Havelka, P. Effect of the ejector configuration on the gas suction rate and gas hold up in ejector loop reactors [Text] / P. Havelka, V. Linek, J. Sinkule, J. Zahradnik, M. Fialova // Chemical Engineering Science, - 1997. - Vol. 52. - P. 1701–1713.
99. Hedges, K. R. Compressible flow ejectors. 1. Development of a finite-difference flow model [Text] / K. R. Hedges, P. G. Hill // Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme, - 1974. - Vol. 96. - P. 272–281.
100. Helmbold, H. B. Comparison of Mixing Processes in Subsonic Jel Pumps [Text] / H. B. Helmbold // Journ. Aeron. Sci. - 1955. - Vol. 22, №6. - P. 5.

101. Hemidi, A. CFD analysis of a supersonic air ejector. part I: experimental validation of single-phase and two-phase operation [Text] / A. Hemidi, F. Henry, S. Leclaire, J.-M. Seynhaeve, Y. Bartosiewicz // Applied Thermal Engineering. – 2009. - Vol. 29. - P. 1523–1531.
102. HILL, P. G. Incompressible jet mixing in converging-diverging axisymmetric ducts [Text] / P. G. HILL // J Basic Eng, Trans ASME. – 1967. – Vol. 89, № 1. – P. 210-220.
103. HILL, P. G. Turbulent jets in ducted streams [Text] / P. G. HILL // J Fluid Mechanics. - I965. - Vol. 22, № 1. - P. 161-186.
104. Huang, B. J. A 1D analysis of ejector performance. International [Text] / B. J. Huang, J. M. Chang, C. P. Wang, V.A. Petrenko // Journal of Refrigeration. – 1999. - Vol. 22. - P. 354–364.
105. Kastner, L. J. An Investigation of the Performance and design of the Air Ejector Employing Low-Pressure Air as Driving Fluid [Text] / L. J. Kastner // Institution of Mechanical Engineers, Proceedings. – 1950. - Vol. 162, № 2. - P. 149-159.
106. Keenan, I. H. An Invesligation of Ejector Design by Analysis and Experiment [Text] / I. H. Keenan, E. P. Neumann, F. Lustwerk //Journ. Appl. Mech. – 1950. - Vol. 17, № 9.
107. Keenan, I. H. A Simple Air Ejector / I. H. Keenan, E. P. Neumann [Text] // Journ. Appl. Mech. – 1942, № 2.
108. Keenan, J. H. An investigation of ejector design by analysis and experiment [Text] / J. H. Keenan, E. P. Neumann, F. Lustwerk // ASME Journal of Applied Mechanics. – 1950. - Vol. 72. - P. 299–309.
109. Keenan, J. H. [Text] / J. H. Keenan, E.P. Neumann // ASME Journal of Applied Mechanics. – 1942. - Vol. 64. - P. 75-82.
110. Kravath, F. F. The Venturi Ejector for Handling Air [Text] / F. F. Kravath // Heat and Vent. – 1940.- Vol. 37. – P. 17-21.

111. Kurtz, E. F. Jr. Theoretical model for predicting steam-ejector performance [Text] / E. F. Kurtz Jr. // J Eng for Industry, Trans ASME. – 1976. - Vol. 98. - P. 645-651.
112. Kurtz, E. F. Jr. Compound choking and compound supersonic flow in steam ejector [Text] / E. F. Jr. Kurtz // Proc 2nd Symp on Jet Pumps and Ejectors and Gas Lift Techniques (ed Coles). - BHRA Fluid Eng, Cranfield. Bedford UK Paper No.E1, - 1975. – March. - P. (E1) 1-13.
113. Li, C. Investigation of entrainment behavior and characteristics of gas–liquid ejectors based on CFD simulation [Text] / C. Li, Y.Z. Li // Chemical Engineering Science. - 2011. - Vol. 66. - P. 405-416.
114. Li, Cui. Configuration dependence and optimization of the entrainment performance for gasegas and gasliquid ejectors. [Text] / Cui Li, Yanzhong Li, Lei Wang // Applied Thermal Engineering. - 2012. - Vol. 48. - P. 237-248.
115. Elkady, M. Experimental investigation of the effect of ejector geometry on its performance [Text] / M. Elkady, A. Karameldin, E.S. Negeed, R. El-Bayoumy// International Journal of Nuclear Desalination. - 2008. - Vol. 3. - P. 215–229.
116. Matsuo, K. Shock train and pseudo-shock phenomena in internal gas flows [Text] / K. Matsuo, Y. Miyazato, H.D. Kim // Progress in Aerospace Sciences. – 1999. - Vol. 35. - P. 33–100.
117. McClintoch, C. Aircraft Ejector Performance [Text] / C. McClintoch, U. Hood // Journ. Aeron. Sci. – 1946. - Vol. 11.
118. Mellanby, A. L. Fluid Jets and Their Practical [Text] / A. L. Mellanby // Applications, of the Institution of Chem. - Eng., - 1928. – VI. - P. 66-84.
119. Mikhail, S. Mixing of Coaxial Streams inside a Closed Conduit [Text] / S. Mikhail // Journal of Fluids Engineering. – 1960. - Vol. 108. - P. 415-420.
120. Mitchell, J. W. Design parameters for subsonic air-air ejectors [Text] / J. W. Mitchell, A. L. London// Stanford University, Department of Mechanical Engineering, Technical Report. – 1958. - Vol. 40.

121. Munday, J. T. A new theory applied to steam jet refrigeration [Text] / J. T. Munday, D. F. Bagster // Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development. – 1977. - Vol. 16. - P. 442-449.
122. Nilavalagan, S. Analysis of mixing characteristics of flow in a jet pump using a finite-difference method [Text] / S. Nilavalagan, M. Ravindran, H.C. Radhakrishna // Chemical Engineering Journal. - 1988. - Vol. 39. - P. 97–109.
123. Pianthong, K. Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique [Text] / K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana // Energy Conversion and Management. – 2007. - Vol. 48 - P. 56–64.
124. Plaskowsky, Z. Schubmehrung durch Strahlmischung [Text] / Z. Plaskowsky // Mill. Unst. Aerodynamik ETN, Zurich. – 1954. - Vol. 21. - P. 36—55.
125. Razinskye. A theoretical model for non-separated mixing of a confined jet [Text] / Razinskye, J. A. Brighton // J Basic Eng, Trans ASME. – 1972. - Vol. 94. - P. 551-558.
126. Riffat, S. B. Experimental and CFD modelling of an ejector system for vehicle air conditioning [Text] / S. B. Riffat, P. Everitt // Journal of Institute of Energy. – 1999. - Vol. 72. - P. 41–47.
127. Riffat, S. B. CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid [Text] / S. B. Riffat, S. A. Omer // International Journal of Engineering Research. – 2001. - Vol. 25. – P. 115–128.
128. Royds, R. Fundamental Principles of the Steam Ejector [Text] / R. Royds, E. Johnson, // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. - 1941. - Vol. 145. - P. 193-209.
129. Rusly, E. Charters WWS, Ooi A. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system [Text] / E. Rusly, Aye Lu // International Journal of Refrigeration. – 2005. - Vol. 28. – P. 1092–1101.
130. Sanger, E. Luftzumischung zu Abgasstrahlen [Text] / E. Sanger // Ingenieur-Archiv. - 1950. – XVIII, № 5.

131. Selvaraju, A. Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants [Text] / A. Selvaraju, A. Mani // Applied Thermal Engineering. – 2004. - Vol. 24, № 5 - P. 827–838.
132. Smith, SJ. Low-pressure ejectors: prediction of performance by computational fluid dynamics [Text] / SJ. Smith, SB. Riffat, S. Wu, IW. Eames // Building Services Engineering and Research Technology. – 1997. - Vol. 18, № 3 – P. 179–182.
133. Thomas, A. The Discharge of Air through Small Orifices, and the Entrainment of Air by the Ussuing Jet [Text] / A. Thomas // Philosophical Magazine. – 1922. - Vol. 65. - P. 969-988.
134. Tomczak, W. Model matematyczny komory mieszania strumienicy [Text] / W. Tomczak, P. Surmacz // 1. Podstawy teoretyczne. - Inz. chem. i proces. - 1980, - Vol. 1, № 1. - P. 123 – 140.
135. Tomczak, W. Model matematyczny komory mieszania strumienicy [Text] / W. Tomczak, P. Surmacz // 2. Zagadnienia numeryczne. - Inz. chem. i proces. – 1980. - Vol. 1, № 2. - P. 317 – 330.
136. Tyler, R. A. Confined mixing of coaxial flows [Text] / R. A. Tyler, R. G. Williamson // Aeronautical report LR-602, NRC no. 18831 (Division of Mechanical Engineering). - Ottawa, Canada, - 1980.
137. Waitz, I. A. Enhanced Mixing with Streamwise Vorticity. Proy [Text] / I. A. Waitz, Y. J. Qiu, T. A. Manning, A. K. S. Fung, J. K. Elliot, J. M. Kerwin, J. K. Krasnodebski, M. N. O'Sullivan, D. E. Tew, E. M. Greitzer, F. E. Marble, C. S. Tan, T. G. Tillman II // Aerospace Sci. - 1997 - Vol. 33. - P. 323-351.
138. Watanabe, I. Experimental Investigations Concerning Pneumatic Ejectors, with Special Reference to the Effect of Dimensional Parameters on Performance Characteristics [Text] / I. Watanabe // Symposium on Jet Pumps and Ejectors. – 1972. - P. 97-120.
139. Watson, F. R. B. The Production of a Vacuum in an Air Tank by Means of a Steam Jet [Text] / F. R. B. Watson // Proceedings of the Inst. of Mechanical Engineers. – 1933. - Vol. 124. - P. 231-265.

140. Yapici, R. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flowmodel [Text] / R Yapici, H.K. Ersoy // Energy Conversion and Management. - 2005. - Vol. 46. - P. 3117–3135.
141. Zhu, Y. H. Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors [Text] / Y. H. Zhu, W. J. Cai, C. Y. Wen, Y. Z. Li // Applied Thermal Engineering. – 2009. - Vol. 29. – P. 898-905.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### (справочное)

#### Описание программы для ЭВМ

Программа для ЭВМ был написана на алгоритмическом языке программирования «Delphi 2010». Регистрационный номер 2015615507.

Диалоговое окно ввода исходных данных приведено на рисунке А.1.

Рисунок А.1 – Главная форма «Исходные данные»

В главную форму вводятся исходные данные для последующего расчета параметров струйных аппаратов. Перечень вводимых исходных данных приведен в таблице А.1.

Таблица А.1 - Исходные данные

Название параметра	Единица измерения
Температура рабочего газа	°C
Температура инжектируемого газа	°C
Влажность рабочего газа	%
Влажность инжектируемого газа	%
Избыточное давление смеси газов за СА	кПа
Избыточное давление инжектируемого газа	кПа
Атмосферное давление	кПа
Избыточное давление рабочего газа	кПа
Наличие или отсутствие диффузора	Да/Нет
Коэффициент инжекции	-
Диаметр рабочего сопла	мм
Диаметр камеры смешения	мм
Коэффициент скорости рабочего сопла	-
Коэффициент скорости диффузора	-
Коэффициент скорости инжектируемого сопла	-
Коэффициент импульса камеры смешения	-

Величина давления рабочего газа может быть задана единственным значением, списком значений, а также диапазоном значений. Коэффициент инжекции может быть задан только диапазоном значений. Максимальное значение в диапазоне не всегда является критерием завершения расчета. Выход из расчета может быть вызван:

- достижением наименьшего давления, вписываемого в поле «Критерий выхода по давлению смеси, кПа»;

- невозможностью подбора  $P_{\text{см}^3}$  с заданной точностью при расчете СА с диффузором.

Вызов пиктограммы «свойства газов» открывает диалоговое окно состава рабочего/инжектируемого потоков (рисунок А.2).

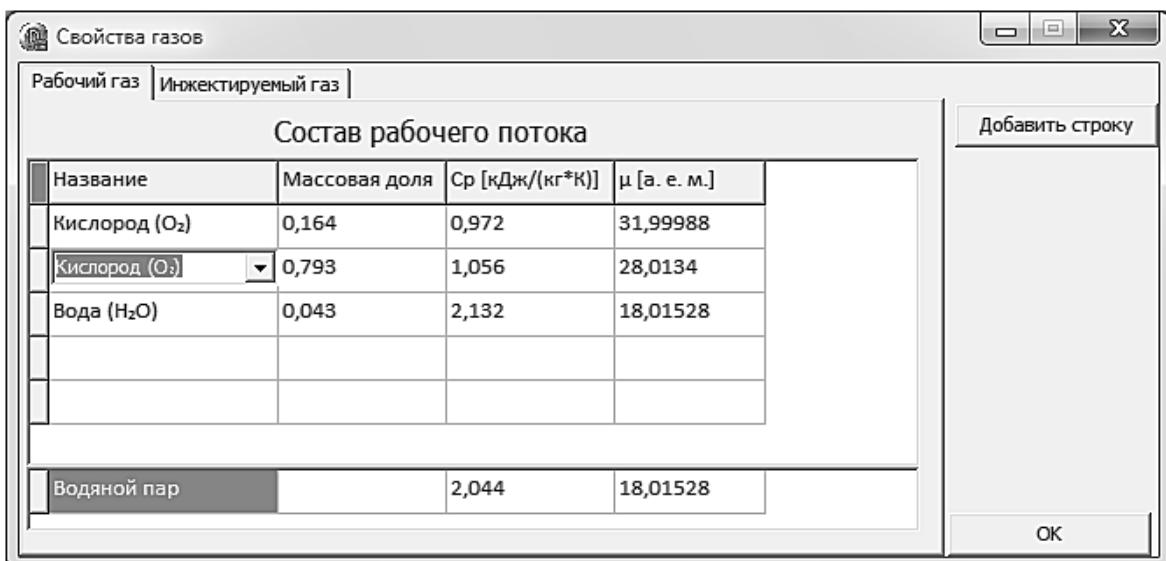


Рисунок А.2 - Диалоговая форма «свойства газов»

Посредством указанной формы могут быть заданы свойства рабочего и инжектируемого газов: массовая доля, объемная теплоемкость, атомная масса, а также параметры водяного пара в случае расчета влажного газа.

При нажатии кнопки «Схема струйного аппарата», список обозначений и принятые в расчете допущения на главной форме появится форма «Схема струйного аппарата». На данной форме наглядно представлена схема струйного аппарата с перечнем обозначений параметров, индексов рабочих сред, а также принятых при расчетах допущениях.

Нажатие на главной форме пиктограммы «рассчитать», инициирует процесс выполнения расчетного алгоритма. Результаты расчета выводятся на форму «Зависимость (Рсм-Ри)/Ри=f(U)» на вкладке «график» выводится зависимость  $(P_{\text{см}} - P_{\text{и}})/P_{\text{и}} = f(U)$  (см. рис. А.3).

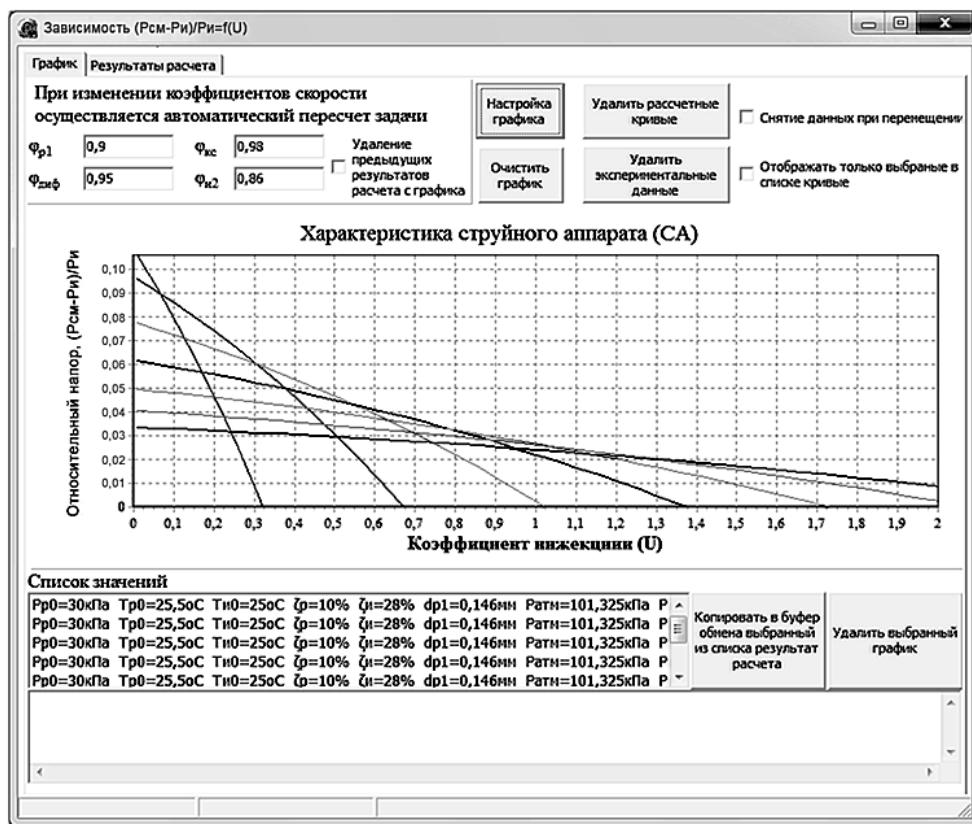


Рисунок А.3 - форма «Зависимость (Pcm-Ri)/Ri=f(U)»

На вкладке «результаты расчета» в табличном виде отображаются значения результатов расчета (см. рис. А.4). Величины, входящие в результаты расчета, представлены в таблице А.2.

Таблица А.2 – Величины, входящие в результаты расчета программы для ЭВМ

Название величины	Единица измерения	Название потока		
		Рабочий	Инжектируемый	Смесь
1	2	3	4	5
Давление	кПа	–	–	+
Удельный объем	м <sup>3</sup> /кг	–	–	+
Относительная влажность	%	–	–	+
Температура	°C	–	–	+
Массовый расход	кг/час	+	+	–

## Продолжение таблицы А.2

1	2	3	4	5
Удельная газовая постоянная	Дж/(кг·К).	+	+	+
коэффициент адиабаты	-	+	+	+
изобарная теплоемкость	Дж/(кг·К).	+	+	+

В результаты расчета входят следующие величины: коэффициент инжекции ( $U$ ), расходы ( $G_p, G_i$ ), удельные газовые постоянные ( $R_p, R_i, R_{cm}$ ), коэффициенты адиабаты ( $k_p, k_i, k_{cm}$ ), изобарические теплоемкости ( $c_p^p, c_p^i, c_p^{cm}$ ), давление смеси ( $P_{cm}$ ).

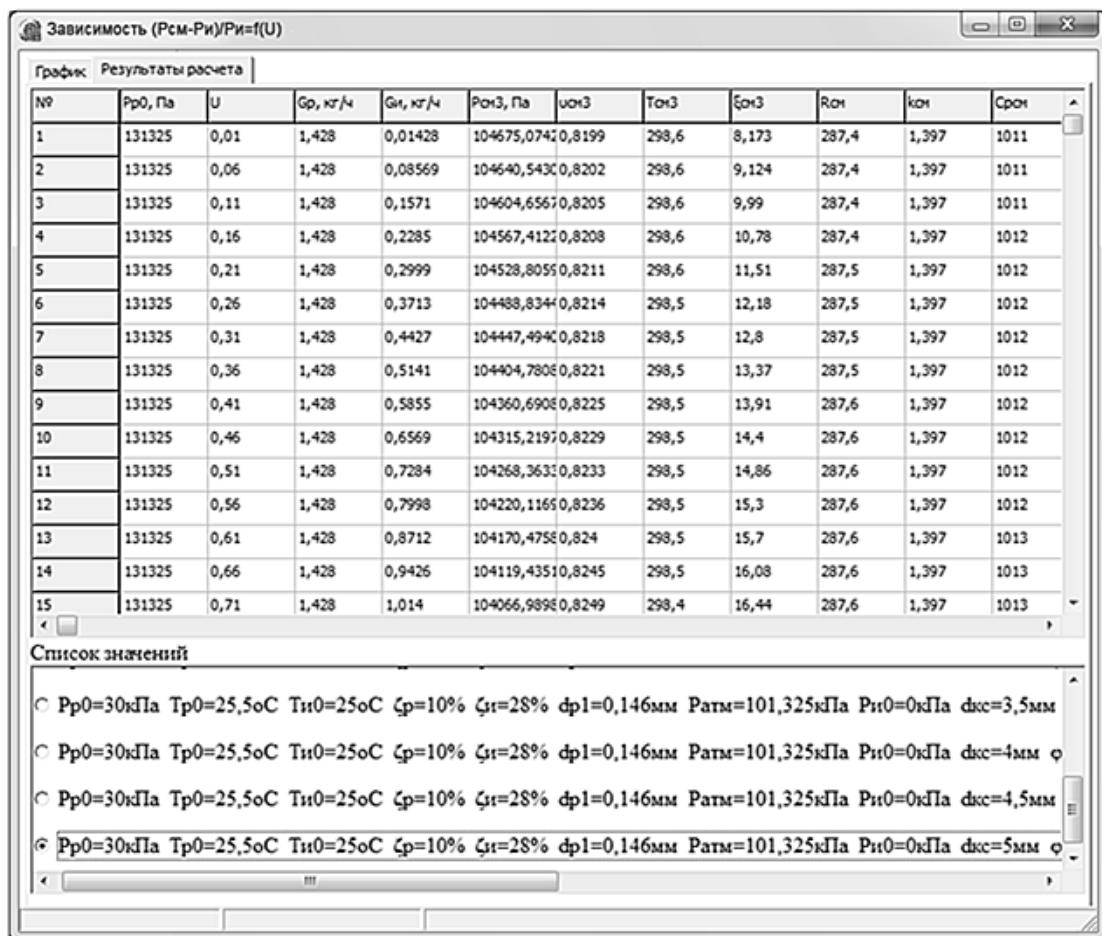


Рисунок А.4 - Форма «Зависимость (Pcm-Ri)/Ri=f(U)» - результаты расчета

На форме «Зависимость  $(P_{\text{см}}-P_{\text{и}})/P_{\text{и}}=f(U)$ » можно удалить конкретные или все результаты расчета путем нажатия на кнопки «Очистить график», «Удалить расчетные кривые», «Удалить экспериментальные данные». Так же можно удалять графики по одному, для этого необходимо выбрать его в списке и нажать на кнопку «Удалить выбранный график». Для копирования результатов расчета в буфер обмена требуется выбрать их в списке и нажать на кнопку «Копировать в буфер обмена выбранный из списка результат расчета». Чтобы изменить основные параметры графика, например максимальное и минимальное значения, отображаемые на оси абсцисс и ординат, необходимо нажать на кнопку «Настройка графика» на форме «Зависимость  $(P_{\text{см}}-P_{\text{и}})/P_{\text{и}}=f(U)$ ». Диалоговая форма «настройка графика» представлена на рисунке А.5.

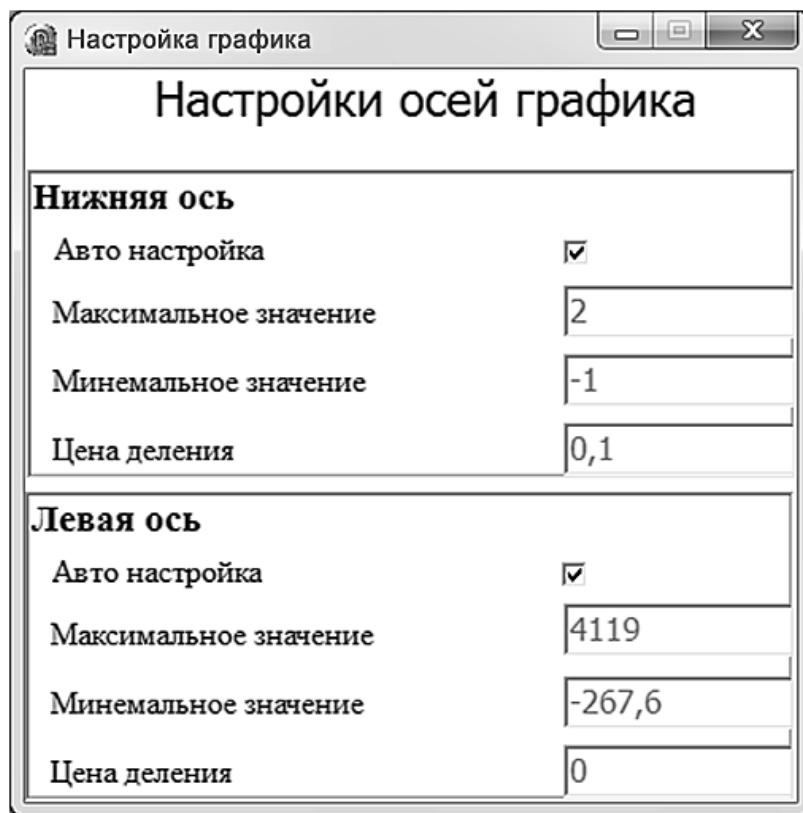


Рисунок А.5 - Диалоговая форма «Настройка графика»

Для загрузки имеющихся экспериментальных данных на графике главной формы предусмотрена кнопка «Загрузить результаты эксперимента. Зависимость  $(P_{\text{см}}-P_{\text{и}})/P_{\text{и}}=f(U)$ ». При ее нажатии появляется стандартная форма загрузки Windows (см. рис. А.6).

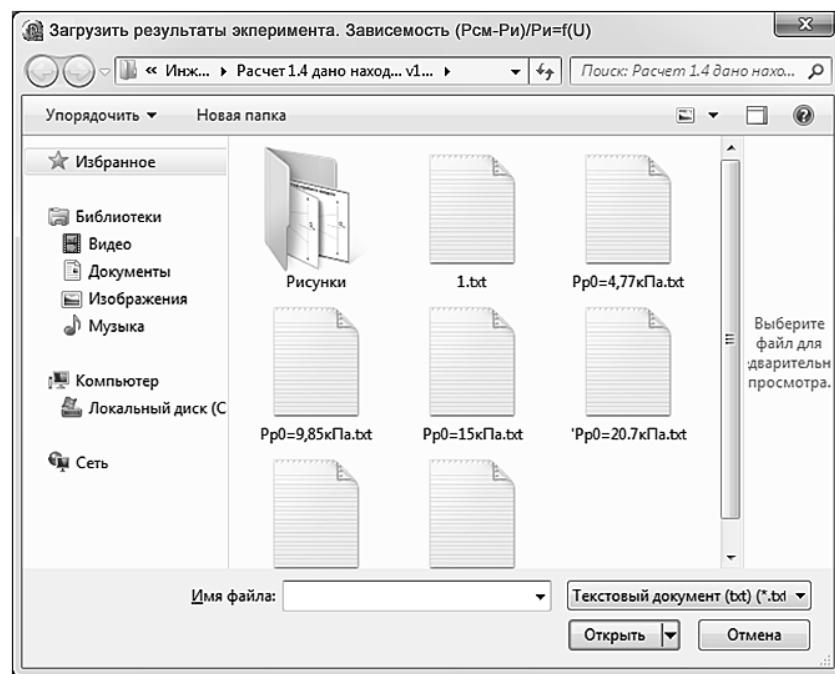


Рисунок А.6 – Диалоговая форма загрузки результатов эксперимента

Загруженные экспериментальные данные отображаются на графике в виде точек (см. рис. А.7).

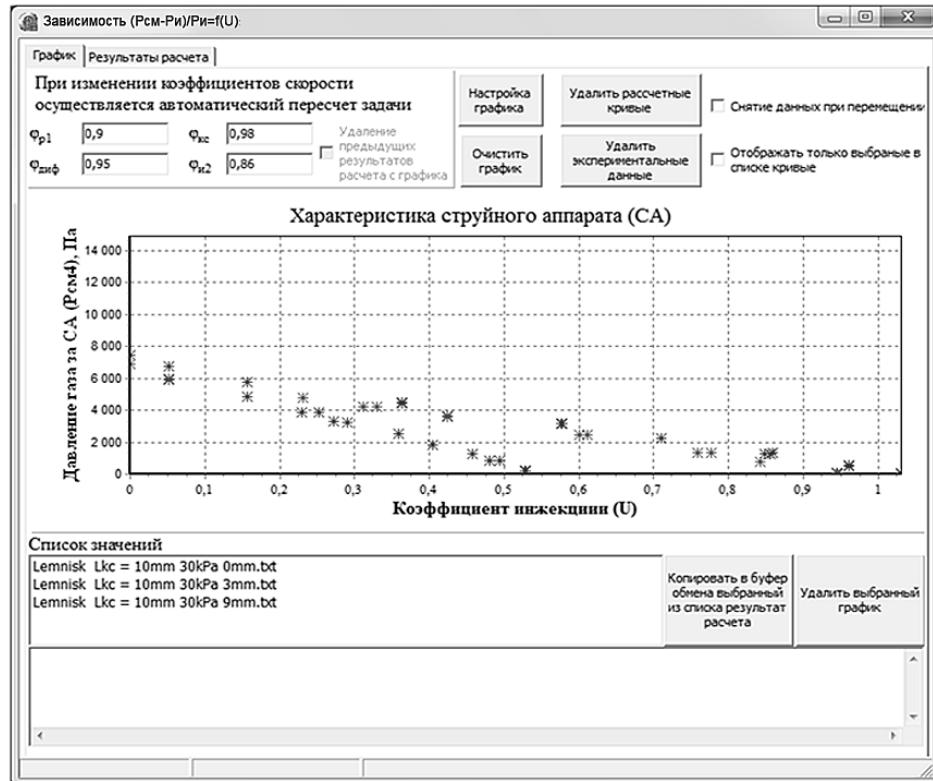


Рисунок А.7 - Экранная форма «Зависимость (Рсм-Ри)/Ри=f(U)» - с загруженными экспериментальными данными

В программе реализован метод расчета коэффициентов (см. параграф 4.1) исследуемого струйного аппарата. Для осуществления подбора того или иного коэффициента необходимо загрузить исследуемые экспериментальные данные и на главной форме в графе «автоподбор» поставить галочки у искомых коэффициентов, а затем нажать на кнопку «Рассчитать».

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б**

**(справочное)**

**Акт о внедрении методики расчета геометрических и статических  
характеристик струйного аппарата**



Федеральное государственное унитарное предприятие  
**«Крыловский государственный научный центр»**

(ФГУП «Крыловский государственный научный центр»)

**Филиал**

**«Центральный научно-исследовательский институт  
 судовой электротехники и технологии»  
 («ЦНИИ СЭТ»)**

№ \_\_\_\_\_

Санкт-Петербург

**АКТ**

о внедрении методики расчета геометрических  
 и статических характеристик струйного аппарата,  
 разработанной соискателем Мазилевским И.И.

Настоящий акт составлен о том, что в процессе выполнения работ по договору № Х-457-54/58-12 от 09.04.2012 г. «Создание средств рециркуляции водорода и кислорода, участие в подготовке и проведении ресурсных испытаний БТЭ ЭХГ», коллективом исполнителей СПбГМТУ был произведен расчет геометрических и статических характеристик струйных аппаратов (инжекционных устройств) в соответствии с методикой, разработанной соискателем Мазилевским И.И. на основании результатов расчета, были изготовлены инжекционные устройства системы рециркуляции водорода и кислорода и произведены их испытания филиалом «ЦНИИ СЭТ» ФГУП «Крыловский государственный научный центр» в составе энергетического модуля БТЭ-50К.

Испытания, проведенные в 2015 году, показали соответствие характеристик инжекционных устройств требованиям технического задания, а предлагаемая методика расчета струйных аппаратов рекомендована к внедрению при выполнении дальнейших НИОКР.

Заместитель генерального директора –  
 директор филиала «ЦНИИ СЭТ» ФГУП  
 «Крыловский государственный научный  
 центр»

Д.А. Хайров



Проректор по научной работе  
 СПбГМТУ

А.К. Филимонов

Научный руководитель  
 М.В. Ревков

Соискатель

И.И. Мазилевский

## ПРИЛОЖЕНИЕ В (справочное)

### Вывод выражения 1.73

Вывод выражения 1.73 осуществлялся из уравнения импульса для цилиндрической камеры смешения посредством уравнения неразрывности, уравнения идеального газа, а также из условия цилиндричности камеры смешения и равенства давления в выходном сечении рабочего сопла давлению на всасе в СА:

$$\left. \begin{aligned} & \varphi^{kc} (G_p w_{p1} + G_i w_{i1}) - G_{cm} w_{cm2} = P_{cm2} f_{kc2} - P_{p1} f_{p1} - P_{i1} f_i \\ & f_{kc} = f_{kc2} = f_{kcl}, M^2 \\ & P_{p1} = P_{i0}, \text{ Па} \\ & v_{cm2} = \frac{R_{cm} T_{cm2}}{P_{cm2}}, M^3/\text{кг} \\ & w_{cm2} = \frac{G_{cm} v_{cm2}}{f_{kc}}, M/c \end{aligned} \right\}. \quad (B.1)$$

По этапный вывод выражения 1.73 представлен ниже.

1) Подставим в уравнение импульса уравнение неразрывности:

$$\varphi^{kc} (G_p w_{p1} + G_i w_{i1}) - G_{cm} \frac{G_{cm} v_{cm2}}{f_{kc}} = P_{cm2} f_{kc2} - P_{i0} f_{p1} - P_{i1} f_{i1}. \quad (B.2)$$

2) Упростим выражение:

$$\varphi^{kc} (G_p w_{p1} + G_i w_{i1}) - \frac{G_{cm}^2 v_{cm2}}{f_{kc}} = P_{cm2} f_{kc} - P_{i0} f_{p1} - P_{i1} f_{i1}. \quad (B.3)$$

3) Подставим уравнение идеального газа:

$$\varphi^{kc} (G_p w_{p1} + G_i w_{i1}) - \frac{G_{cm}^2}{f_{kc}} \frac{R_{cm} T_{cm2}}{P_{cm2}} = P_{cm2} f_{kc} - P_{i0} f_{p1} - P_{i1} f_{i1}. \quad (B.4)$$

4) Разделим выражение на давление смеси в сечении 2-2 ( $P_{cm2}$ ):

$$P_{cm2} \varphi^{kc} (G_p w_{p1} + G_i w_{i1}) - \frac{G_{cm}^2 R_{cm} T_{cm2}}{f_{kc}} = P_{cm2}^2 f_{kc} - P_{cm2} P_{i0} f_{p1} - P_{cm2} P_{i1} f_{i1}. \quad (B.5)$$

5) Перенесем все члены выражения в левую часть:

$$P_{cm2} \varphi^{kc} (G_p w_{p1} + G_i w_{i1}) - \frac{G_{cm}^2 R_{cm} T_{cm2}}{f_{kc}} - P_{cm2}^2 f_{kc} + P_{cm2} P_{i0} f_{p1} + P_{cm2} P_{i1} f_{i1} = 0. \quad (B.6)$$

- 6) Приведем выражение к стандартному виду квадратного уравнения по величине  $P_{\text{cm}2}$ :

$$-P_{\text{cm}2}^2 f_{\text{kc}} + P_{\text{cm}2} \left( \varphi^{\text{kc}} (G_p w_{p1} + G_u w_{u1}) + P_{u0} f_{p1} + P_{u1} f_{u1} \right) - \frac{G_{\text{cm}}^2 R_{\text{cm}} T_{\text{cm}2}}{f_{\text{kc}}} = 0. \quad (\text{B.7})$$

- 7) Введем условные обозначения  $a$ ,  $b$  и  $c$ :

$$P_{\text{cm}2}^2 a + P_{\text{cm}2} b - c = 0, \quad (\text{B.8})$$

где  $a = -f_{\text{kc}}$ ,

$$\begin{aligned} b &= \varphi^{\text{kc}} (G_p w_{p1} + G_u w_{u1}) + P_{u0} f_{p1} + P_{u1} f_{u1}, \\ c &= -\frac{G_{\text{cm}}^2 R_{\text{cm}} T_{\text{cm}2}}{f_{\text{kc}}}. \end{aligned}$$

- 8) Разрешим выражения относительно значение  $P_{\text{cm}2}$ :

$$P_{\text{cm}2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \text{ Па.} \quad (\text{B.10})$$

**ПРИЛОЖЕНИЕ Г****(справочное)****Основные технические данные и характеристики стенда**

Средства измерения параметров смешируемых газов и их смеси представлены в таблице Г.1.

Таблица Г.1 – Средства измерения, использованные при проведении испытаний струйных аппаратов

Замеряе- мый параметр	Тип прибора	Название прибора	Замеряемый параметр		
			Рабо- чий газ	Инжектиру- емый газ	Смесь
Расход	Датчик расхода	PFM711-F02-D	+	-	-
	Датчик перепада давления на расходомерной шайбе	PSE 550-28	-	+	-
Давление	Датчик давления	ZSE 30AF-01-28	+	-	+
Атмосферное давление	Портативный прибор для измерения давления	Testo 511			+
Температура	Преобразователь термоэлектрический	ТП-2488/2 ХК	+	-	+
	Термоанемометр Testo 410-2	Testo 410-2	-	+	-
Влажность	Термоанемометр Testo 410-2	Testo 410-2	-	+	-

Распределенная система управления и сбора данных на базе RS-485 ADAM 5000E, имеет в своем составе:

- модуль ADAM 5017 в количестве 2 шт.;
- модуль ADAM 5018 в количестве 1 шт.;

Перечень подключённых датчиков к рассмотренным модулям ADAM представлен в таблице Г.2.

Таблица Г.2 – Перечень подключенных датчиков к модулям ADAM

Название модуля	Название датчика
ADAM 5017	ZSE 30AF-01-28 PFM711-F02-D PSE 550-28
ADAM 5018	ТП-2488/2 ХК

Характеристики использованных в процессе эксперимента элементов автоматизированной системы управления и сбора данных приведены в таблице Г.3.

Все средства измерения прошли необходимые процедуры подтверждения соответствия в ФБУ «Тест-С.-Петербург» и признаны годными. В таблицах Г.4-Г.16 представлены характеристики использованных средств измерения и контроля, результаты калибровки приборов в ФБУ «Тест-С.-Петербург». Графическое представление результатов калибровки представлено на рисунках Г.1- Г.5.

.

Таблица Г.3 – Характеристики элементов автоматизированной системы управления и сбора данных

Наименование, тип, номер	Характеристики применяемых средств измерений	Нормированные метрологические характеристики	Условия измерения	Дата поверки / № свидетельства	Межповерочный интервал
1	2	3	4	5	6
Распределенная система сбора данных и управления на базе RS-485 ADAM 5000E уч.№ 1485.12.001	Базовый модуль, 8 слотов		Рабочая температура: (-10...70) °C Влажность: (5...95) %, без конденсации	07.08.2013 прошла проверку в ФБУ «Тест-С.-Петербург»	2 года
Модуль аналогового ввода ADAM 5017 уч.№ 1485.06.001	8 дифференциальных каналов, диапазон выходных сигналов (-5...+5)В	Предел допускаемой основной абсолютной погрешности 0,01В	Рабочая температура: (-10...70) °C Влажность: (5...95) %, без конденсации	07.08.2013 № 0123895	2 года
Модуль аналогового ввода ADAM 5017 уч.№ 1485.06.006	8 дифференциальных каналов, диапазон выходных сигналов (-5...+5)В	Предел допускаемой основной абсолютной погрешности 0,01В	Рабочая температура: (-10...70) °C Влажность: (5...95) %, без конденсации	07.08.2013 № 0123894	2 года
Модуль аналогового ввода ADAM 5018 уч.№ 1485.06.003	7 дифференциальных каналов для подключения термопар, диапазон выходных сигналов (-100...100)мВ	Предел допускаемой основной абсолютной погрешности 0,2мВ	Рабочая температура: (-10...70) °C Влажность: (5...95) %, без конденсации	07.08.2013 № 0123891	2 года

Таблица Г.4 – Характеристики датчика массового расхода газа

Наименование, тип, номер средств измерения	Характеристики применяемых средств измерения	Условия измерения	Дата калибровки / номер сертификата	Действителен
Датчик массового расхода газа PFM 711S-F02-D уч.№1485.02.004	(0...100) нл/мин	Влажность газа (35...85) % при работе, конденсация влаги не допускается	14.11.2013 № 1326903	1 год

Таблица Г.5 – Результаты калибровки датчика массового расхода газа в ФБУ «Тест-С.-Петербург»

Измеряемое значение, Ток (mA)	Действительное значение, Ток (mA)	Значение задаваемого расхода (нл/мин)	Формула линейности показаний $y = 5,10292x - 19,84378,$ $f(y)=\{x \in [3,984;22,2]\}$		Абсолютная погрешность ( $\Delta$ ), mA	Относительная погрешность ( $\delta$ ), %	Приведенная погрешность (N), %
1	2	3	4		5	6	7
3,984	4,00	0,00	0,29		-0,016	-0,40	-0,10
4,28	4,32	1,86	1,86	0,02%	-0,040	-0,93	-0,25
7,33	7,20	18,63	17,80	-4,44%	0,130	1,81	0,81

Продолжение таблицы Г.5.

11,29	10,40	37,30	38,02	1,94%	0,890	8,56	5,56
1	2	3	4	5	6	7	8
14,87	13,60	55,90	56,08	0,33%	1,270	9,34	7,94
18,41	16,80	74,50	73,98	-0,70%	1,610	9,58	10,06
22,2	20,00	93,20	93,43	0,25%	2,200	11,00	13,75

$$y = 5,10292x - 19,84378$$

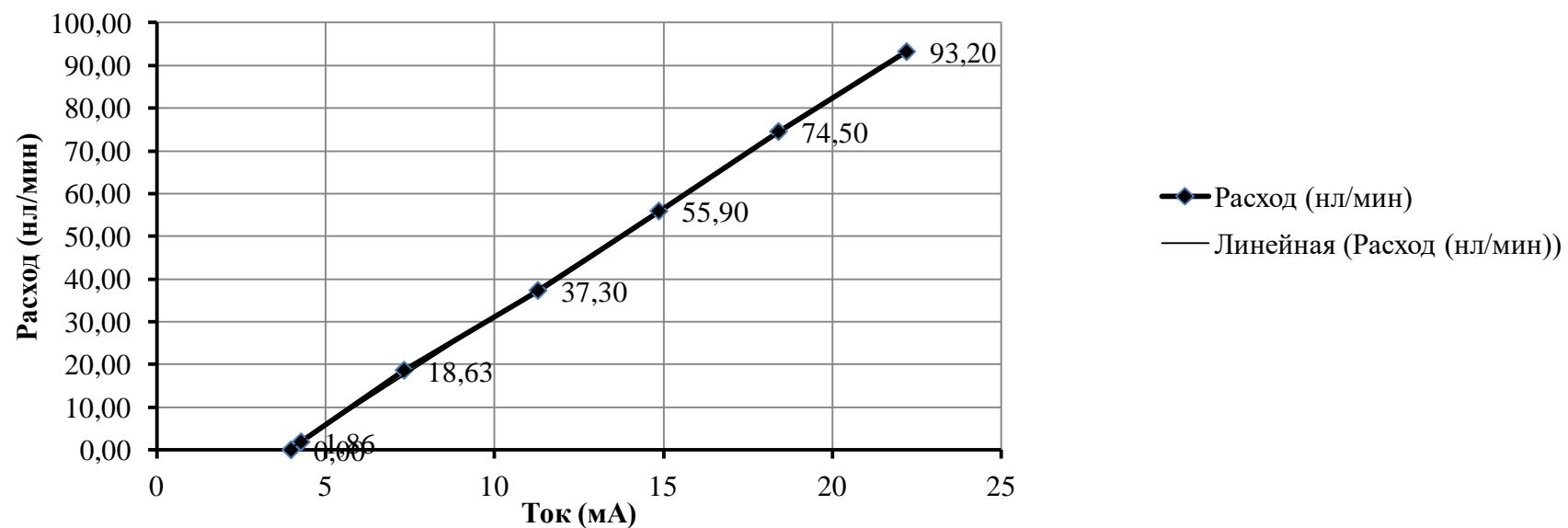


Рисунок Г.1 – Результаты калибровки PFM 711S-F02-D уч.№ 1485.02.004

Таблица Г.6 – Характеристики датчика массового расхода газа

Наименование, тип, номер средств измерения	Характеристики применяемых средств измерения	Условия измерения	Дата калибровки / номер сертификата	Действителен
Датчик массового расхода газа PFM 711S-F02-D уч.№1485.02.005	(0...100) нл/мин	Влажность газа (35...85) % при работе, конденсация влаги не допускается	14.11.2013 № 1326913	1 год

Таблица Г.7 – Результаты калибровки датчика массового расхода газа в ФБУ «Тест-С.-Петербург»

Измеряемое значение, Ток (mA)	Действительное значение, Ток (mA)	Значение задаваемого расхода (нл/мин)	Формула линейности показаний $y = 5,10292x - 19,84378,$ $f(y)=\{x \in [3,984;22,2]\}$		Абсолютная погрешность ( $\Delta$ ), mA	Относительная погрешность ( $\delta$ ), %	Приведенная погрешность ( $N$ ), %
1	2	3	4		5	6	7
4,108	4,00	0,00	1,58		0,11	2,70	0,67
3,969	4,32	1,86	0,73	-60,95%	-0,35	-8,13	-2,19
6,763	7,20	18,63	17,51	-6,03%	-0,44	-6,07	-2,73

Продолжение таблицы Г.7.

1	2	3	4	5	6	7	8
10,42	10,40	37,30	38,50	3,21%	0,02	0,19	0,12
13,4	13,60	55,90	55,45	-0,81%	-0,20	-1,47	-1,25
16,62	16,80	74,50	74,31	-0,26%	-0,18	-1,07	-1,13
19,67	20,00	93,20	93,32	0,13%	-0,33	-1,65	-2,06

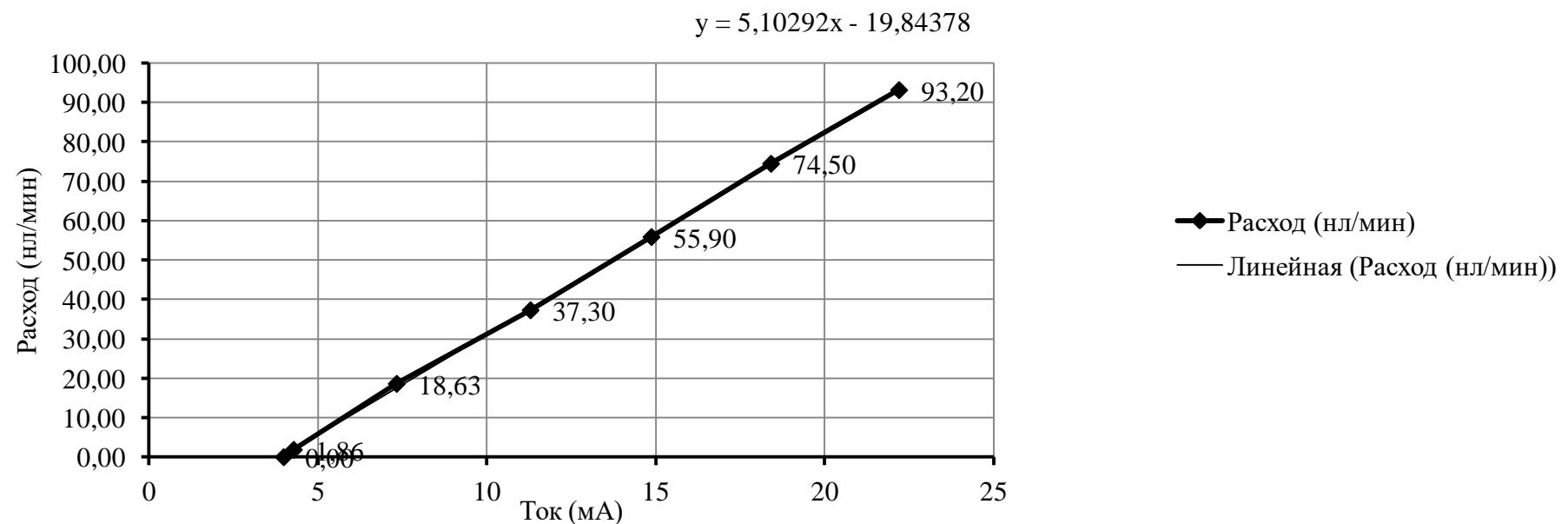


Рисунок Г.2 – Результаты калибровки PFM 711S-F02-D уч.№ 1485.02.004

Таблица Г.8 – Характеристики датчика давления/разряжения

Наименование, тип, номер средств измерения	Характеристики применяемых средств измерения	Условия измерения	Дата калибровки / номер сертификата	Действителен
Прецизионный датчик давления/разряжения с двухцветной цифровой индикацией ZSE 30AF-01-28, уч.№ 1485.01.095	(-100...100) кПа	Диапазон рабочих температур (0...50) °C	22.07.2014 № 14-08050	1 год

Таблица Г.9 – Результаты калибровки датчика давления/разряжения газа в ФБУ «Тест-С.-Петербург»

Измеряемое значение, Ток (mA)	Действительное значение, Ток (mA)	Значение задаваемого давления (кПа)	Формула линейности показаний $y = 12,37395x - 148,59821$ , $f(y)=\{x \in [5,143;20,087]\}$	Абсолютная погрешность ( $\Delta$ ), mA	Относительная погрешность ( $\delta$ ), %	Приведенная погрешность ( $N$ ), %
5,143	5,2	-85	-85,00	-0,00%	0,057	1,10
7,963	8	-50	-49,99	-0,02%	0,037	0,46
12,007	12	0	-0,01		0,007	0,06
16,057	16	50	50,00	0,00%	0,057	0,36
20,087	20	100	99,99	-0,01%	0,087	0,43

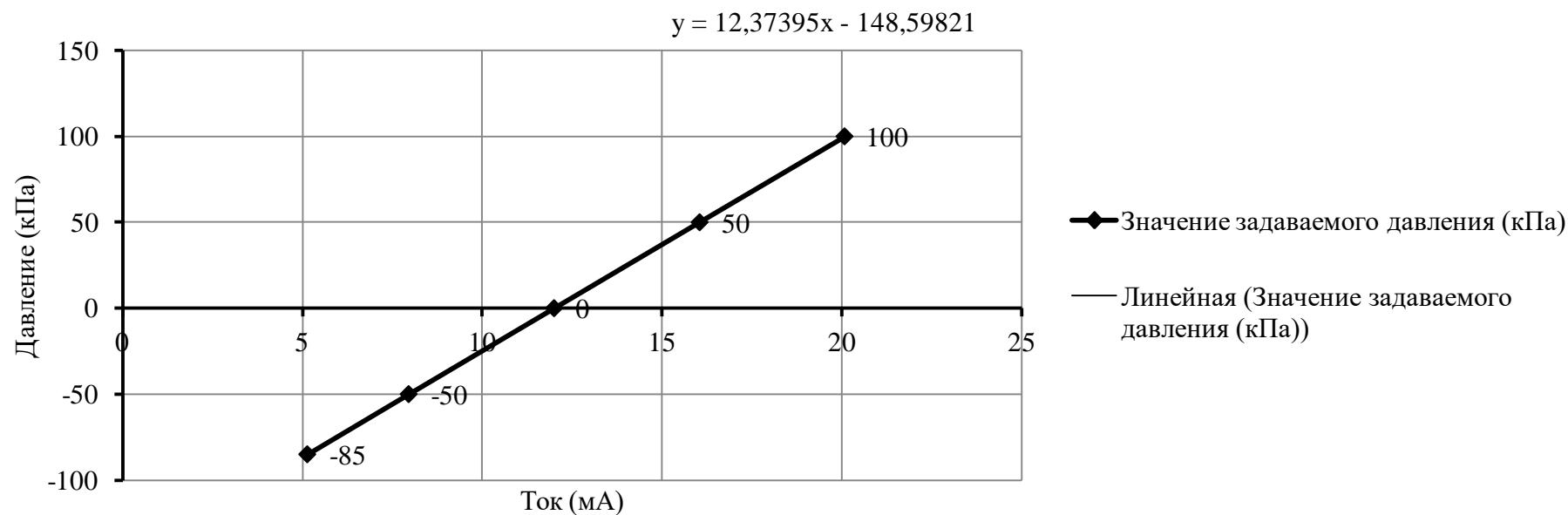


Рисунок Г.3 – Результаты калибровки ZSE 30AF-01-28 уч.№ 1485.01.095

Таблица Г.10 – Характеристики датчика давления/разряжения газа

Наименование, тип, номер средств измерения	Характеристики применяемых средств измерения	Условия измерения	Дата калибровки / номер сертификата	Действителен
Прецизионный датчик давления/разряжения с двухцветной цифровой индикацией ZSE 30AF-01-28, уч.№ 1485.01.096	(-100...100) кПа	Диапазон рабочих температур (0...50) °C	22.07.2014 № 14-08048	1 год

Таблица Г.11 – Результаты калибровки датчика давления/разряжения газа в ФБУ «Тест-С.-Петербург»

Измеряемое значение, Ток (mA)	Действительное значение, Ток (mA)	Значение задаваемого давления (кПа)	Формула линейности показаний $y = 12,70195x - 149,09315,$ $f(y)=\{x \in [5,053;19.62]\}$	Абсолютная погрешность ( $\Delta$ ), mA	Относительная погрешность ( $\delta$ ), %	Приведенная погрешность (N), %	
5,053	5,2	-85	-84,98	-0,03%	0,147	2,83	0,92
7,797	8	-50	-50,06	0,13%	0,203	2,54	1,27
11,737	12	0	0,08		0,263	2,19	1,64
15,663	16	50	49,95	-0,10%	0,337	2,11	2,11
19,62	20	100	100,01	0,01%	0,380	1,90	2,38

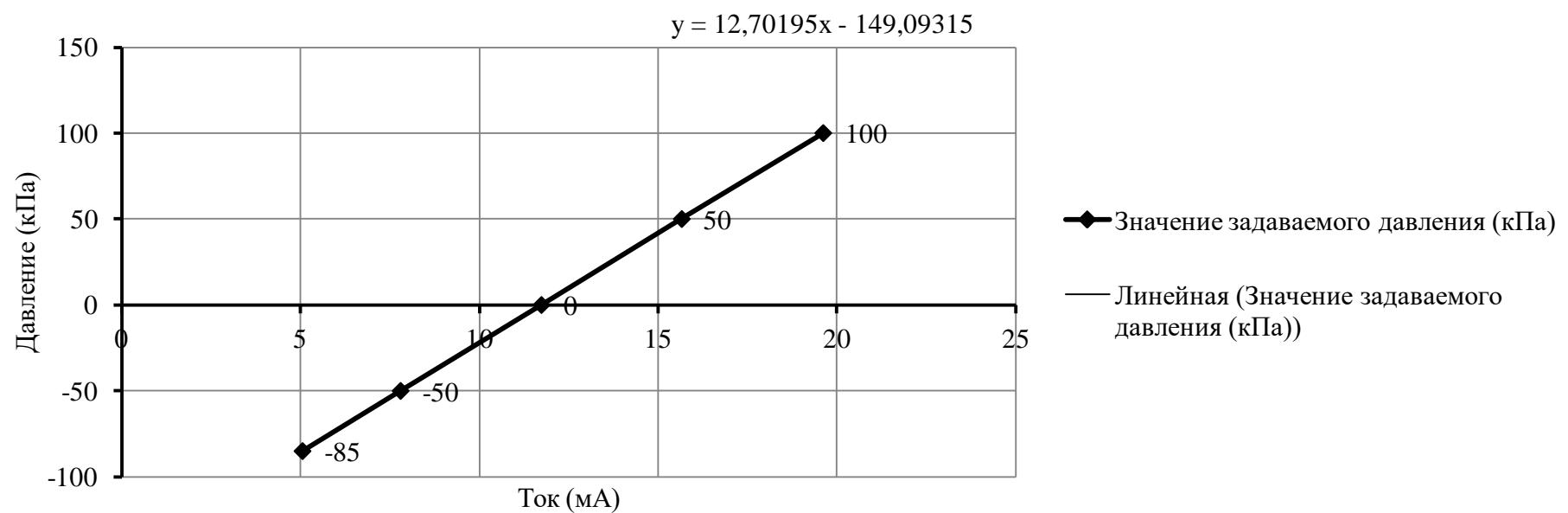


Рисунок Г.4 – Результаты калибровки ZSE 30AF-01-28 уч.№ 1485.01.096

Таблица Г.12 – Характеристики датчика давления/разряжения

Наименование, тип, номер средств измерения	Характеристики применяемых средств измерения	Условия измерения	Дата калибровки / номер сертификата	Действителен
Прецизионный датчик давления/разряжения с двухцветной цифровой индикацией ZSE 30AF-01-28, уч.№ 1485.01.081	(-100...100) кПа	Диапазон рабочих температур (0...50) °C	22.07.2014 № 14-08051	1 год

Таблица Г.13 – Результаты калибровки датчика давления/разряжения газа в ФБУ «Тест-С.-Петербург»

Измеряемое значение, Ток (mA)	Действительное значение, Ток (mA)	Значение задаваемого давления (кПа)	Формула линейности показаний $y = 12,58476x - 153,59977$ , $f(y) = \{x \in [5,46; 20,157]\}$	Абсолютная погрешность ( $\Delta$ ), mA	Относительная погрешность, ( $\delta$ ) %	Приведенная погрешность, (N) %	
5,46	5,2	-85	-85,00	0,00%	0,260	5,00	1,63
8,227	8	-50	-50,00	0,01%	0,227	2,84	1,42
12,197	12	0	-0,01		0,197	1,64	1,23
16,177	16	50	49,98	-0,04%	0,177	1,11	1,11
20,157	20	100	99,96	-0,04%	0,157	0,79	0,98

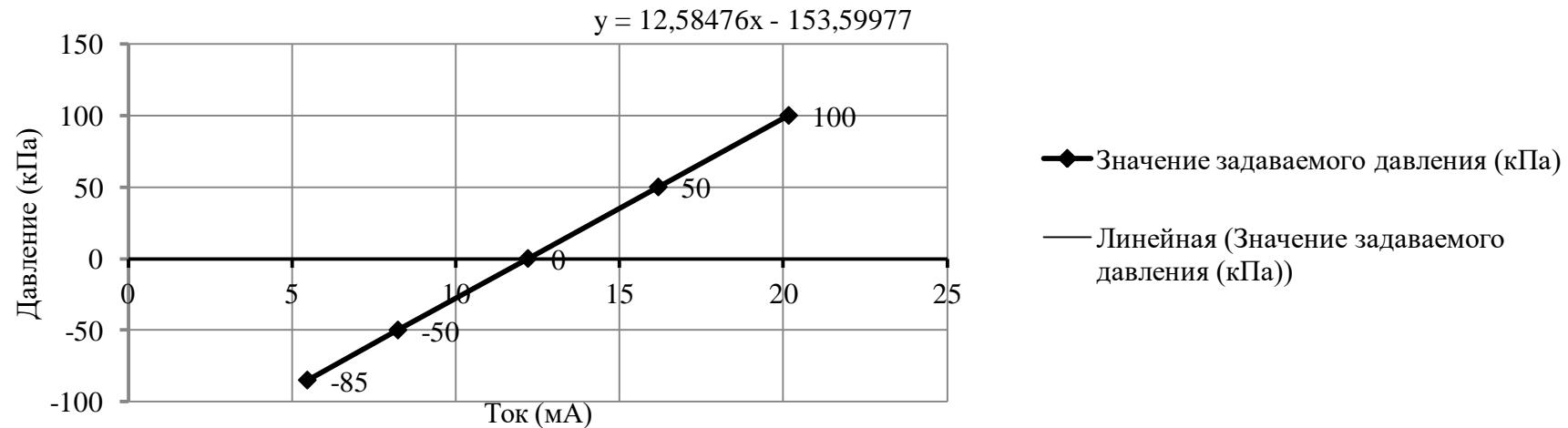


Рисунок Г.5 – Результаты калибровки ZSE 30AF-01-28 уч.№ 1485.01.081

Таблица Г.16 – Характеристики датчика дифференциального давления

Наименование, тип, номер средств измерения	Характеристики применяемых средств измерения	Условия измерения	Дата калибровки / номер сертификата	Действителен
Датчик дифференциального давления РСЕ 550-28 уч.№ 1485.01.040	Диапазон измеряемого перепада давлений (0...2) кПа	Диапазон рабочих температур (0...50) °C	26.11.2013 № 1318488	2 года

**Примечание к таблице:**

Результаты калибровки датчика в ФБУ «Тест-С.-Петербург»:

- Пределы измерений перепада: (0...2) кПА, выходной сигнал: ( 4...20) мА,
- Предел допускаемой основной приведенной погрешности: 1%.

Таблица Г.17 – Характеристики преобразователя термоэлектрического

Наименование, тип, номер средств измерения	Характеристики применяемых средств измерения	Условия измерения	Дата калибровки / номер сертификата	Действителен
Преобразователь термоэлектрический ТП-2488/2 ХК зав № 789 Дата выпуска 03.2009 уч.№ 1485.03.001	(-40...+400)°C	Температура на клеммной головке не должна превышать 120 °C.	18.11.2013 № 0187813	2 года

**Примечание к таблице:**

Результаты калибровки датчика в ФБУ «Тест-С.-Петербург»:

- Диапазон измеряемых температур: (0...400) °C,
- Тип номинальной статической характеристики преобразования (НСХ): L,
- Класс допуска 2

Таблица Г.18 – Характеристики Термоанемометра Testo

Наименование, тип, номер средств измерения	Характеристики применяемых средств измерения	Условия измерения	Дата калибровки / номер сертификата	Действителен
Термоанемометр Testo 410-2 дата покупки 07.05.13 уч. № 1485.15.001	Диапазон измерения температуры –10...50°C; влажности 0...85%	Диапазон рабочих температур (–10...50)°C	14.07.2014 № 0121241	1 год

**Примечание к таблице:**

Результаты калибровки датчика в ФБУ «Тест-С.-Петербург»:

- Диапазон измерения температуры: (0...50) °C, основная абсолютная погрешность  $\Delta = \pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ;
- Диапазон измерения относительной влажности: (15...85) %, основная абсолютная погрешность  $\Delta = \pm 2,5\%$ .

**ПРИЛОЖЕНИЕ Д  
(справочное)**

**Программа и методики исследовательских испытаний  
газо-газового модульного инжекционного устройства для систем  
рециркуляции водорода**

УТВЕРЖДАЮ

Руководитель НИЧ СПбГМТУ


 N.P. Шаманов

 « 1 » февраля 2016 г.

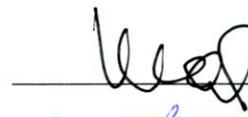
## ГАЗО-ГАЗОВЫЕ МОДУЛЬНЫЕ ИНЖЕКЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СИСТЕМ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ВОДОРОДА

Инв. № подп	Подп. и дата	Инд. № докл.	Взам. инв. №	Подп. и дата

### Программа и методики исследовательских испытаний

**ПЭУ.062821.003ПМ**

СОГЛАСОВАНО  
Заведующий НИС ПЭУ


 Д.Н. Шаманов

 « 1 » февраля 2016 г.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПЭУ.062821.003ПМ		Лист
							1

## Содержание

1 Объект испытаний, его состав и назначение .....	3 (169)
2 Цель и задачи испытаний.....	5 (171)
3 Общие положения .....	5 (171)
4 Место и условия проведения испытаний .....	6 (172)
5 Материально-техническое обеспечение испытаний .....	7 (173)
6 Метрологическое обеспечение испытаний .....	8 (174)
7 Обеспечение защиты государственной тайны.....	9 (175)
8 Отчетность .....	9 (175)
9 Оцениваемые характеристики и расчетные соотношения .....	9 (175)
10 Порядок проведения испытаний.....	11 (177)
10.1 Общие положения.....	11 (177)
10.2 Порядок проведения испытаний .....	15 (181)
11 Обработка, анализ и оценка результатов испытаний .....	17 (183)
Список использованных источников .....	17 (183)
Лист регистрации изменений .....	18 (184)

Инв. № подп	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Мазилевский И.И.		61.02.16	
Проб.	Шаманов Д. Н.		01.02.16	
Нач.отд.				
Н. контр.				
Утв.	Шаманов Н. П.		01.02.16	

ПЭУ.062821.003ПМ

Лист	Лист	Листов
	2	18

СПбГМТУ

## 1 Объект испытаний, его состав и назначение

Объектом испытаний является образец модульного струйного аппарата. Струйный аппарат – это устройство, в котором осуществляется повышение полного давления низконапорного потока путем его турбулентного смешения с другим более высоконапорным потоком.

Объектами испытаний являются образцы струйных аппаратов, изготовленные в соответствии с гидравлическими требованиями к системам рециркуляции реагентов блока топливных элементов с твердым полимерным электролитом. Конструктивное исполнение объекта испытаний приведено на рисунке 1.

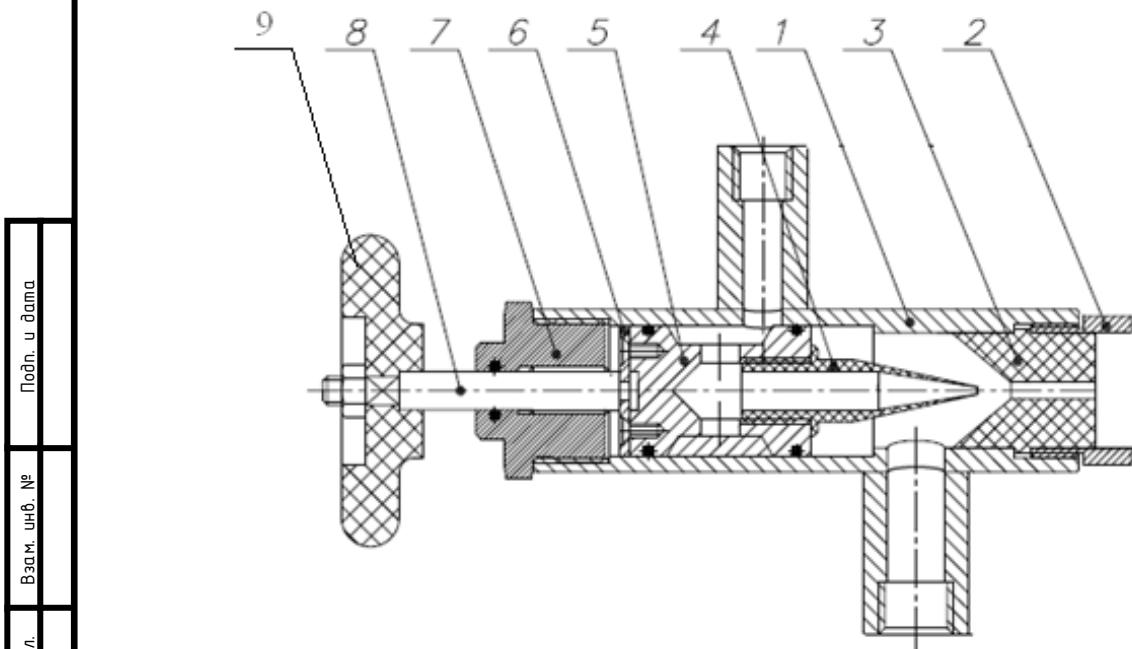


Рисунок 1 - Конструктивное исполнение объекта испытаний

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: 1 - корпус, 2 – фиксатор камеры смешения, 3 - камера смешения, 4 - рабочее сопло, 5 - каретка, 6 - пластина, фиксатор штока, 7 – гайка с

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Э
					ПЭУ.062821.003ПМ	

регулирующей положения штока резьбой, 8- шток, 9- маховик перемещения рабочего сопла

Струйный аппарат состоит из следующих элементов: корпус (1), гайка (2), камера смешения (3), рабочее сопло (4), каретка (5), пластина, фиксатор штока (6), гайка с регулирующей положения штока резьбой (7), шток (8).

Корпус аппарата (1), снабжен патрубками подачи рабочего газа и инжектируемой среды, выполнен из нержавеющей стали 08Х18Н10Т. Съемное рабочее сопло (4), установлено в подвижную каретку (5), которая может перемещаться внутри приемной камеры аппарата посредством регулирующего штока (8). Шаг резьбы штока – один миллиметр, таким образом, полный поворот маховика соответствует изменению положения сопла на один миллиметр. В корпусе изделия установлена камера смешения (3). Фиксация камеры смешения осуществляется гайкой (2). Уплотнения осуществляется резиновыми кольцами круглого сечения.

Камера смешения и рабочее сопло съемные и легко заменяемые, что позволяет проводить исследования характеристик струйного аппарата в широком диапазоне сочетаний геометрических параметров проточных частей.

Присоединительная резьба патрубков аппарата выполнена в соответствии с конструктивными особенностями быстроразъемных соединений KQG (SMC Inc.), что обеспечивает простоту монтажа объекта на испытательном стенде.

Перемещаемое рабочее сопло позволяет обеспечивать исследования по оптимизации взаимного расположения сопла и камеры смешения.

Инд. № подп.	Подп. и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ПЭУ.062821.003ПМ

Лист	4
------	---

Для испытания представляется объект испытаний в количестве 1 (одной) шт.

Комплектность объектов испытаний определяется спецификацией их оборудования.

## 2 Цель и задачи испытаний

Целью испытаний является определение качественных характеристик объектов испытаний, проверка соответствия расчетных и реальных характеристик изготовленных изделий, а также минимизация давления рабочего газа при условии поддержания прочих параметров газа и сохранения напорной характеристики СА в рамках, оговоренных ТЗ.

В соответствии с поставленной целью, испытания имеют задачу определения геометрических параметров струйного аппарата, обеспечивающих наименьшее давление рабочего газа при поддержании прочих параметров потоков согласно ТЗ (определение экспериментальных напорных характеристик, определение коэффициентов скоростей газовых сред проточных элементов СА, сравнительный анализ напорных характеристик струйных аппаратов с различной геометрией проточной части, анализ соответствия изготовленных инжекционных устройств требованиям технического задания).

## 3 Общие положения

Требования к объектам испытаний и их рабочие характеристики определяются на основании ТЗ на опытно-конструкторскую (научно-исследовательскую) работу, в рамках которой осуществляется разработка объектов испытаний.

Инф. № подп.	Подп. №	Инф. № докл.	Взам. инф. №	Подп. и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПЭУ.062821.003ПМ	Лист
						5

К проведению испытаний предъявляются инжекционные устройства, прошедшие предварительные испытания на качество изготовления проточных элементов и герметичность согласно ПЭУ.064444.001ПМ.

#### **4 Место и условия проведения испытаний**

Место проведения испытаний: г. Санкт – Петербург, СПбГМТУ, ул. Лоцманская, д.10/14, помещение 777. Продолжительность испытаний – не регламентирована.

Испытания должны проводиться при нормальных климатических условиях по ГОСТ 15150-69 [1]:

- температура окружающего воздуха, °С       $25\pm10$
- относительная влажность воздуха, %      45...80
- атмосферное давление, мм рт. ст.      630...800

Конкретные условия проведения испытаний определяются текущими (имеющими место на момент проведения испытаний) атмосферными условиями в г. Санкт-Петербург. При существенном отклонении текущих климатических условий от нормальных, испытания могут быть перенесены. Параметры окружающей среды должны фиксироваться в протоколах испытаний.

Испытания могут быть остановлены или прерваны только в случае обнаружения неисправностей или дефектов объекта испытаний и монтажа.

В течение всего периода испытаний объект испытаний должен регулярно подвергаться визуальному контролю технического состояния с периодичностью не менее 1 раза в час.

К участию в испытаниях допускаются только лица, изучившие документацию по объекту испытаний и прошедшие инструктаж по

Инд. № подп.	Подп. и дата
Инд. № докл.	Подп. и дата
Взам. инд. №	Подп. и дата
Подп. и дата	

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПЭУ.062821.003ПМ	Лист
						6

технике безопасности, о чём должны быть сделаны соответствующие записи в учетном журнале.

После завершения испытаний должен быть произведен полный осмотр объектов испытаний с целью выявления неисправностей, повреждений или поломок. В случае обнаружения каких-либо дефектов, их наличие должно быть зафиксировано, в том числе с применением фото- или видеосъемки.

## **5 Материально-техническое обеспечение испытаний**

Испытания обеспечиваются всей необходимой документацией и поверенными или калиброванными в соответствии с действующими методиками средствами измерения.

К документационному обеспечению относятся:

- конструкторская и рабочая документация на объект испытаний;
- инструкции по использованию всех средств измерений;
- программа и методики испытаний.

К средствам измерений и контроля, которыми должны быть обеспечены испытания, относятся:

1) Распределенная система управления и сбора данных на базе RS-485 ADAM 5000E в составе:

- модуль аналогового ввода, 8 каналов ADAM 5017 в количестве 2 шт.;
- модуль аналогового ввода, 7 каналов для подключения термопар ADAM 5018 в количестве 1 шт.;
- модуль аналогового вывода, 4 канала ADAM 5024 в количестве 1 шт.;
- модуль дискретного релейного выхода, 8 каналов ADAM 5068 в количестве 1 шт.;

Инд. № подп.	Инд. № даты	Инд. № докл.	Взам. инв. №	Подп. и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПЭУ.062821.003ПМ	Лист
						7

- модуль дискретного релейного входа, 16 каналов ADAM 5051 в количестве 1 шт.

2) Преобразователи физических величин:

- датчик массового расхода газа PFM711S-F02-D в количестве 1 шт.;

- датчик относительной влажности и температуры Testo 410-2 в количестве 1 шт.;

- датчик относительной влажности и температуры ДВТ-0.3ТЭ-H1-80 в количестве 2 шт.;

- прецизионный датчик давления/разряжения с двухцветной цифровой индикацией ZSE 30AF-01-28 в количестве 3 шт.;

- датчик дифференциального давления PSE550-28 в количестве 1 шт.;

- преобразователь термоэлектрический ТП-2488/2 ХК в количестве 2 шт.;

- датчик атмосферного давления Testo 511 в количестве 1шт.

Также, при необходимости, могут использоваться иные средства, обеспечивающие измерения в заданном условиями эксплуатации и техническим заданием диапазоне изменения измеряемых величин с желаемой точностью.

## 6 Метрологическое обеспечение испытаний

Метрологическое обеспечение испытаний должно осуществляться в соответствии с ГОСТ Р 51672-2000 «Метрологическое обеспечение испытаний продукции для целей подтверждения соответствия. Основные положения» [2].

Погрешность средств измерения давлений должна соответствовать не более  $\pm 2.5\%$  от полной шкалы прибора.

Инф. № подп.	Подп. и дата
Инф. № докл.	Взам. инф. №
Подп. и дата	
Подп. и дата	

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПЭУ.062821.003ПМ	Лист
						8

Погрешность средств измерения температур должна соответствовать не более  $\pm 2.5^\circ$  в полном диапазоне изменения измеряемой величины.

Погрешность средств измерения влажности должна соответствовать не более  $\pm 2.5\%$  от полного диапазона средства измерения.

Погрешность средств измерения расходов должна соответствовать не более  $\pm 2.5\%$  от полного диапазона средства измерения.

## 7 Обеспечение защиты государственной тайны

Ввиду отсутствия в рабочей документации на объект испытаний информации с ограниченным доступом, обеспечение защиты государственной тайны в процессе испытаний не предусмотрено.

## 8 Отчетность

В процессе испытаний все текущие результаты наблюдений и замеров должны быть зафиксированы в первичных учетных документах (протоколах экспериментов или электронных журналах).

По завершению испытаний должны быть оформлены документы, предусмотренные перечнем отчетной документации.

Составление иных первичных и итоговых документов возможно в случае необходимости.

## 9 Оцениваемые характеристики и расчетные соотношения

Показателями, качественно отражающими оцениваемые характеристики инжекционных устройств, являются:

- коэффициент инжекции струйных аппаратов  $U$

Инф. № подп.	Подп. и дата
Инф. № подп.	Подп. и дата
Взам. инф. №	Взам. подп.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПЭУ.062821.003ПМ	Лист
						9

$$U = G_i/G_p, \quad (1)$$

где  $G_p$  – расход рабочей среды (кг/ч);

$G_i$  – расход инжектируемой среды на входе в струйный аппарат (кг/ч).

$\Delta P_{cm}$  - перепад давлений инжектируемого потока и смеси

$$\Delta P_{cm} = P_{cm} - P_i, \quad (2)$$

где  $P_{cm}$  – давление потока на выходе из струйного аппарата (кПа(и));

$P_i$  – давление инжектируемого потока в струйном аппарате (кПа(и)).\*

На основании данных эксперимента, при условии эжектирования атмосферного воздуха, определяются функциональные зависимости  $\Delta P_{cm}=f(U)$ , при фиксированных значениях давления рабочего газа ( $P_p$ ). На основании полученных результатов строится экспериментальная напорная характеристика испытуемых инжекционных устройств.

При помощи программы для ЭВМ «Программа расчета массовых расходов сред и характеристик газо-газовых струйных аппаратов» (регистрационный номер 201565507) производится построение теоретической напорной характеристики – при условии соответствия параметров сред фиксированных экспериментально. Коэффициенты скорости рабочего сопла и диффузора следует принять равными 0,98. Расчет фактического диаметра сопла осуществляется согласно ПЭУ.064444.001ПМ.

Примечание: \*Ввиду малых величин давлений использовать системные единицы (МПа) не целесообразно.

Инф. № подп.	Подп. и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ПЭУ.062821.003ПМ

Лист
10

## 10 Порядок проведения испытаний

### 10.1 Общие положения

Перед каждым этапом испытаний объекты испытаний должны быть осмотрены и обнаруженные дефекты устранены.

При монтаже измерительной аппаратуры измерительные приборы следует располагать таким образом, чтобы исключить воздействие на них любых факторов, дополнительно влияющих на их показания.

Подготовку измерительных приборов к испытаниям необходимо проводить в соответствии с паспортами приборов и действующими инструкциями по их эксплуатации.

После монтажа объектов испытаний производится полный визуальный осмотр смонтированного оборудования. Проверяется соответствие качества монтажа требованиям рабочей документации на объекты испытаний.

При осмотре также необходимо проверить:

- отсутствие загрязнений в трубопроводах;
- отсутствие неплотностей в соединениях трубопроводов и регулирующей арматуре;
- правильность монтажа объектов испытаний.

После проверки правильности монтажа объектов испытаний осуществляется проверка работоспособности электрооборудования, проверка контура на герметичность (отсутствие утечек рабочей среды).

Выявленные дефекты необходимо устранить.

Пневматическая схема для определения напорных характеристик инжекционных устройств приведена на рисунке 2.

Инф. № подп.	Подп. и дата
Инф. № подп.	Подп. и дата
Взам. инф. №	Подп. и дата
Подп. и дата	

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПЭУ.062821.003ПМ	Лист
						11

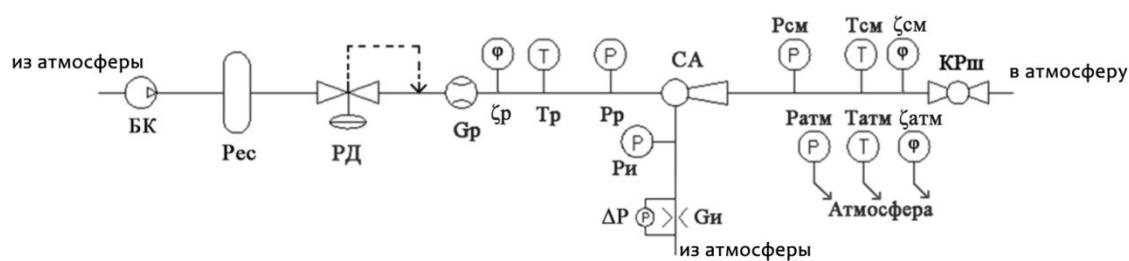


Рисунок 2 – Пневматическая схема испытаний инжекционных устройств

На рисунке 2 приняты следующие обозначения: БВК – безмасляный компрессор, Рес – ресивер; РД – регулятор давления «после себя»; СА – струйный аппарат; КРш – шаровой кран; Гр – датчик массового расхода газа; Ги – измеритель расхода; фр, фсм – датчик относительной влажности и температуры; Тр, Тсм – преобразователь термоэлектрический; Рр, Рсм, Ри – прецизионный датчик давления/разряжения; Ратм – датчик атмосферного давления; фатм, Татм – датчик относительной влажности и температуры.

Перечень контролируемых и измеряемых параметров для схемы, приведенной на рисунке 2, представлен в таблице 1.

Таблица 1 – Перечень контролируемых и измеряемых параметров схемы испытаний инжекционных устройств

Обозна- чение на схеме	Ожидаемый диапазон изменения параметра	Диапазон измерения	Средство измерения/ контроля	Выходной сигнал
1	2	3	4	5
Рр	0...50 кПа (и)	-100...100 кПа	ZSE-30AF-01-28	4...20 мА
Рсм	0...10 кПа (и)	-100...100 кПа	ZSE-30AF-01-28	4...20 мА

Инд. № подп.	Инд. № дата	Подп. и дата

ПЭУ.062821.003ПМ

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Лист	12
------	----

*Продолжение таблицы 1*

1	2	3	4	5
Ри	0...10 кПа (и)	-100...100 кПа	ZSE-30AF-01-28	4...20 мА
Ратм	101,3 кПа (а)	0...0,4 МПа(а)	Testo 511	-
Тр	15...35°C	0...400°C	ТП-2488/2 ХК	ТермоЭДС
ζр	20...80%	0...98%	ДВТ-0.3ТЭ	4...20 мА
Тсм	15...35°C	0...400°C	ТП-2488/2 ХК	ТермоЭДС
ζсм	20...80%	0...98%	ДВТ-0.3ТЭ	4...20 мА
Татм	15...35°C	0...50°C	Testo 410-2	-
ζатм	45...80%	15...85%	Testo 410-2	-
Gр	0...100 нл/мин	0...100 нл/мин	PFM711S-F02-D	4...20 мА
Gi	0...300 нл/мин	0...500 нл/мин	PSE550-28	4...20 мА

Контролируемые и измеряемые параметры:

Рр – давление рабочего газа на входе рабочего сопла опытного образца струйного аппарата, кПа (и);

Рсм – давление смеси в конце камеры смешения или за диффузором, в случае его наличия, опытного образца струйного аппарата, кПа(и);

Ри – давление рабочего газа в приемном патрубке опытного образца струйного аппарата, кПа (и);

Ратм – атмосферное давление, кПа (абс);

Тр – температура рабочего газа на входе рабочего сопла опытного образца струйного аппарата, °C;

ζр – влажность рабочего газа на входе рабочего сопла опытного образца струйного аппарата, %;

Инф. № подп.	Подп. № подп.
Инф. № докл.	Взам. инф. №
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	13
ПЭУ.062821.003ПМ						

$T_{\text{см}}$  – температура смеси за диффузором опытного образца струйного аппарата,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\zeta_{\text{см}}$  – влажность смеси за диффузором опытного образца струйного аппарата, %;

$T_{\text{атм}}$  – температура в стендовом помещении,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\zeta_{\text{атм}}$  – влажность смеси в приемном патрубке опытного образца струйного аппарата,

$G_p$  – расход рабочего газа через рабочее сопло опытного образца струйного аппарата, нл/мин;

$G_i$  – расход инжектируемой среды в опытном образце струйного аппарата, нл/мин.

По взаимному согласованию, могут применяться средства измерения с точностью, отличной от указанной в разделе 6.

В случае применения средств измерений, отличных от представленных в перечне (таблица 1), необходимо произвести соответствующую запись в протоколе испытаний.

При проведении испытаний, параметры рабочего давления задаются в ручном режиме, посредством регулируемого дроссельного клапана РД.

Для обеспечения проведения испытания, в качестве рабочей среды испытуемого инжекционного устройства применяется сжатый воздух, подаваемый от безмаслянного компрессора под давлением  $4\text{ кг}/\text{см}^2$  (и). В качестве нагнетаемой среды – воздух, эжектируемый из помещения.

Контроль параметров атмосферного воздуха в помещении допустимо производить один раз – перед началом цикла испытаний инжекционного устройства.

Инд. № подп.	Подп. и дата
Инд. № докл.	Подп. и дата
Взам. инф. №	Подп. и дата
Подп. и дата	

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	14
					ПЭУ.062821.003ПМ	

## 10.2 Порядок проведения испытаний

Испытания производятся в следующем порядке:

- 1) инициируется запись электронного журнала эксперимента информационного модуля Viewex системы АСОИ;
- 2) осуществляется установка маховика штока перемещения рабочего сопла в крайнее положение, вращение осуществляется по часовой стрелке;
- 3) в патрубок приемной камеры низкого давления и выходной патрубок камеры смешения инжекционного устройства устанавливаются заглушки КQ2с16-00;
- 4) при закрытом клапане КРш, посредством дроссельного клапана РД устанавливается давление в системе, равное 99 кПа(и). Отсутствие показаний расходомерных устройств Гр, Ги свидетельствует о герметичности системы, достаточной для проведения дальнейших экспериментальных исследований;
- 5) посредством регулятора РД и открытием клапана Крш устанавливается давление в системе равное 0 кПа(и). Удаляется заглушка с приемного патрубка инжекционного устройства;
- 6) шаровой кран Крш переводится в положение – закрыт;
- 7) посредством регулятора РД в системе устанавливается начальное давление, заданное условиями испытаний (кПа(и));
- 8) осуществляется частичное открытие крана Крш (рекомендуется снижение давления смеси на 1/15 – 1/20 часть от величины состояния предыдущего значения давления смеси). Для обеспечения установившегося режима промежуток времени между соответствующими положениями крана должен составлять порядка 40÷60 секунд. Последовательное частичное открытие крана Крш

Инф. № подп.	Подп. №	Инф. № докл.	Взам. инф. №	Подп. и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ПЭУ.062821.003ПМ

Лист
15

осуществляется до состояния полного открытия;

9) осуществляется поворот маховика перемещением рабочего сопла на один оборот против часовой стрелки;

10) повторяется процесс, описанный в пунктах 8-9, до достижения штоком крайнего положения (если условиями испытаний не оговорено иное);

11) по окончанию циклов, описанных в пункте 6-10, необходимо выполнить пункты 6-10 при величинах рабочего давления 50 кПа(и), 80 кПа(и). Обозначенные выше значения величин рабочего давления могут быть иными, о чем необходимо сделать запись в журнале проведения эксперимента;

12) посредством закрытия клапана РД, установить величину давления в системе равную 0 кПа(и). Произвести демонтаж испытуемого инжекционного устройства. Произвести соответствующую запись в журнале эксперимента. По окончанию проведения испытаний произвести внешний осмотр объектов испытаний.

Испытания считаются успешными в случае выполнения следующих условий:

-наличие стабильной характеристики рабочего давления  $P_p$  (допускается отклонение от стабилизируемой величины  $\pm 1$  кПа);

-расхождение полученных значений экспериментальных данных по трем циклам испытаний для каждой фиксированной величины рабочего давления не превышает 5%;

Подп. и дата
№
Взам. инв. №
Инв. № докл.
Подп. и дата
Инв. № подп

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ПЭУ.062821.003ПМ

Лист  
16

11 Обработка, анализ и оценка результатов испытаний

Обработка, анализ и оценка результатов испытаний осуществляются на основании данных электронного протокола испытаний и программы для ЭВМ, упомянутой в п.9 настоящей ПМ.

Производится сопоставление расчетной и экспериментальной характеристик аппаратов, построенных в виде зависимостей  $\Delta P_{\text{см}}/P_i = f(U)$  при  $P_p/P_i = \text{Const}$ . В связи с тем что в ходе исследований давление инжектируемого потока не изменялось, допускается рассмотрение зависимости вида  $\Delta P_{\text{см}} = f(U)$ . Качество совпадения рабочих и расчетных характеристик говорит о соответствии найденных расчетным путем коэффициентов скорости и импульса газовых сред конфузора и камеры смешения, реально имеющимся.

Результаты испытаний принимаются положительными в случае, если расхождение между расчетной и экспериментальной характеристиками составляет до 15 % в сторону перекрытия расчетной экспериментальной характеристики.

## **Список использованных источников**

1. ГОСТ 15150-69 «Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды».
  2. ГОСТ Р 51672-2000 «Метрологическое обеспечение испытаний продукции для целей подтверждения соответствия. Основные положения».
  3. Программа и методики предварительных испытаний «Элементы систем рециркуляции» ПЭУ.064444.001ПМ.
  4. Программа расчета массовых расходов сред и характеристик газо-газовых струйных аппаратов, авт. свидетельство № 2015617477.

Инф. № подб.						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПЭУ.062821.003ПМ	17

## **Лист регистрации изменений**

**ПРИЛОЖЕНИЕ Е  
(справочное)**

**Зависимость относительного напора от коэффициента инжекции  
при избыточном давлении рабочего газа 30, 50 и 80 кПа  
при различной геометрии струйного аппарата.**

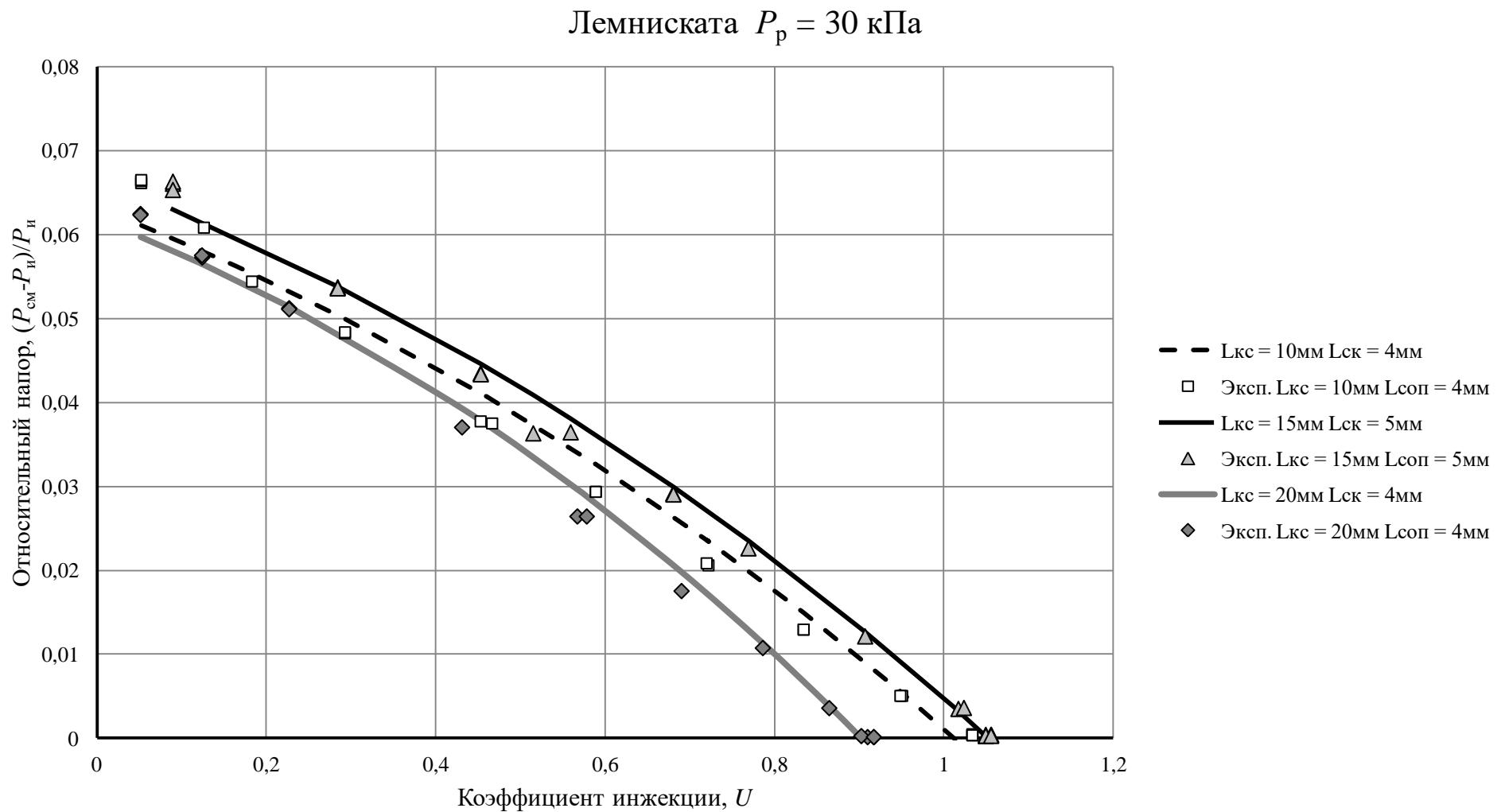


Рисунок Е.1 – Зависимость относительного напора  $(P_{cm} - P_n)/P_n$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 30$  кПа, конфузор - часть лемнискаты Бернулли

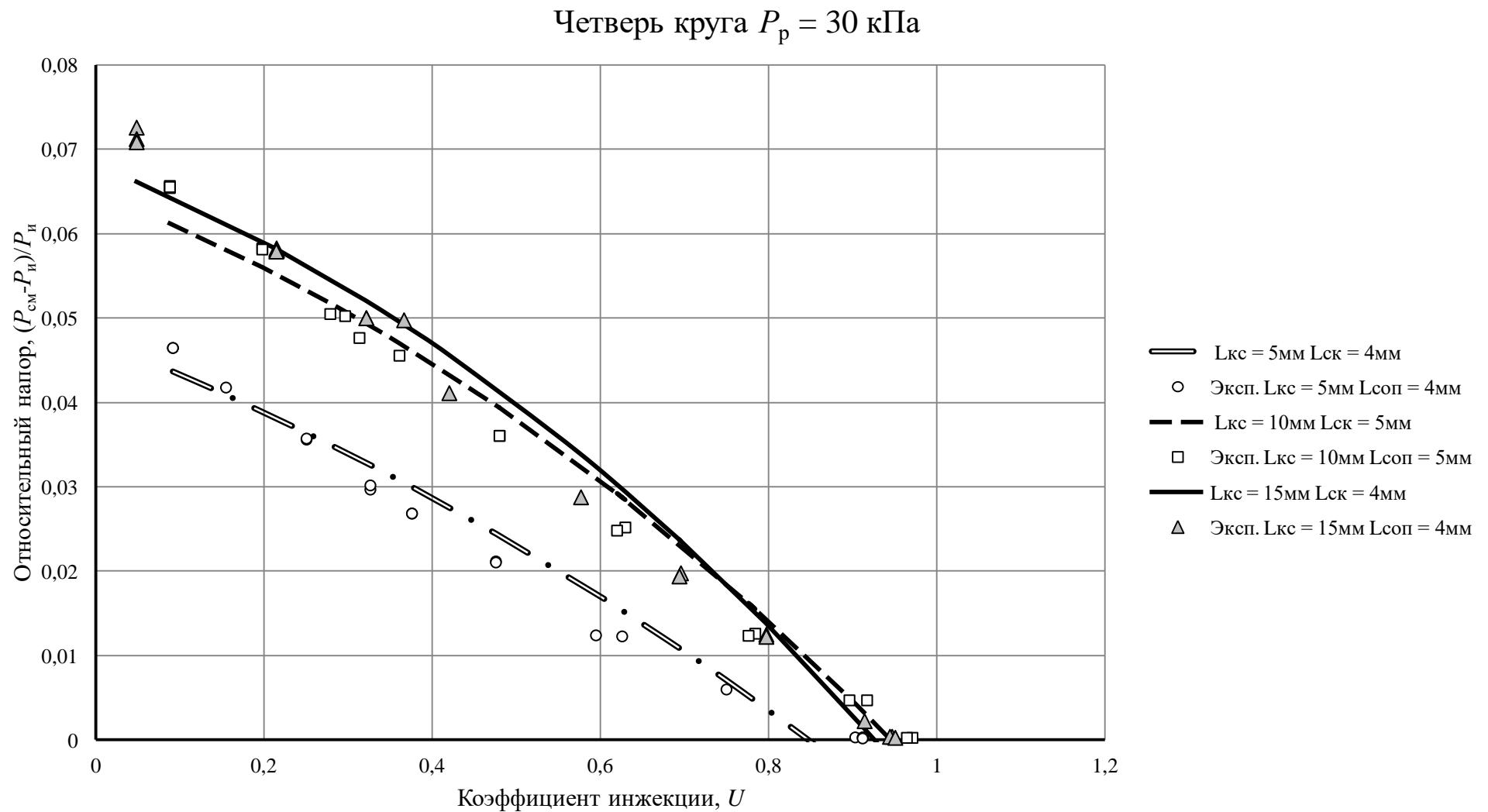


Рисунок Е.2 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 30$  кПа, конфузор - часть четверть круга

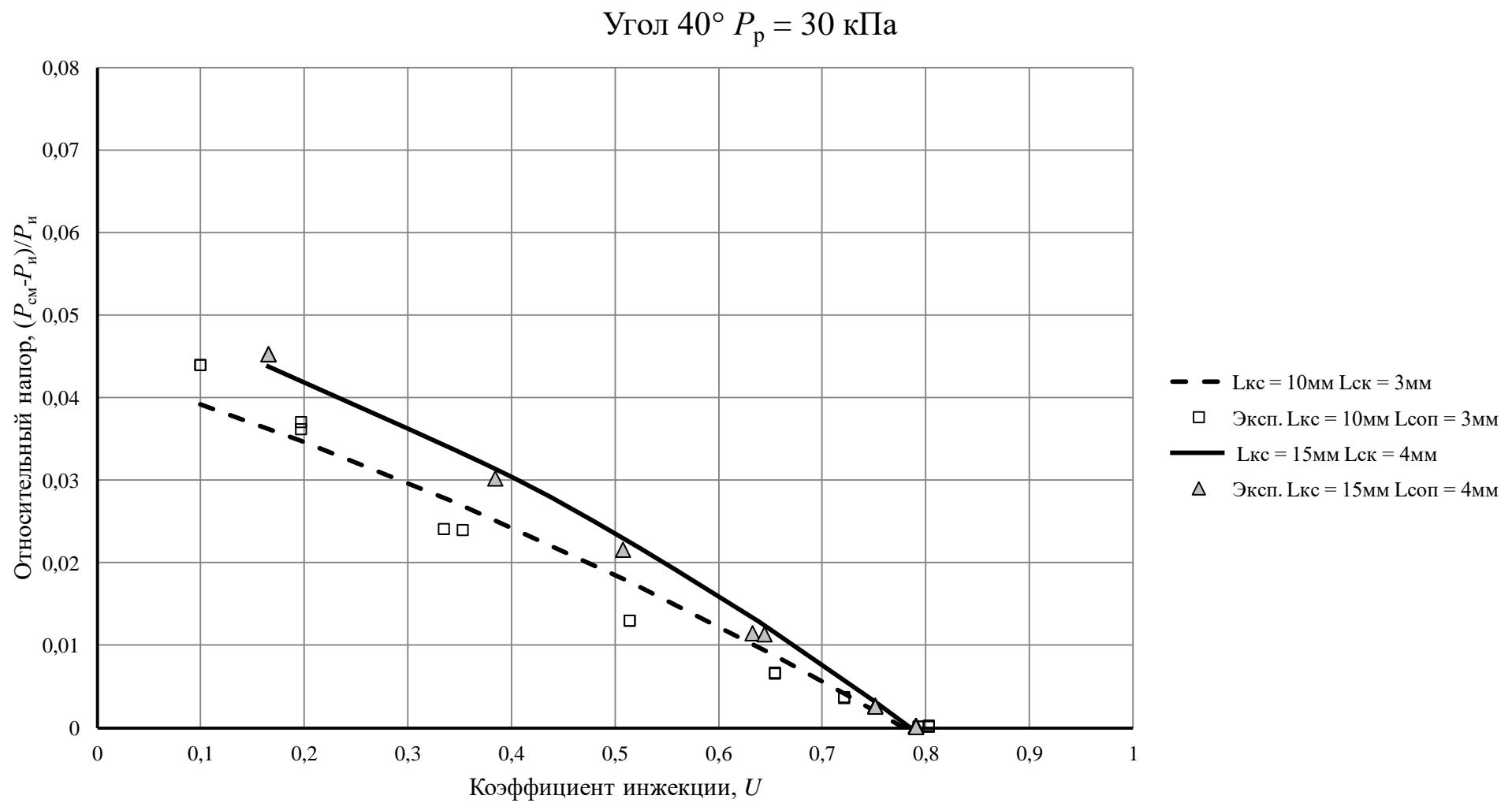


Рисунок Е.3 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 30$  кПа, конфузор - угол 40°

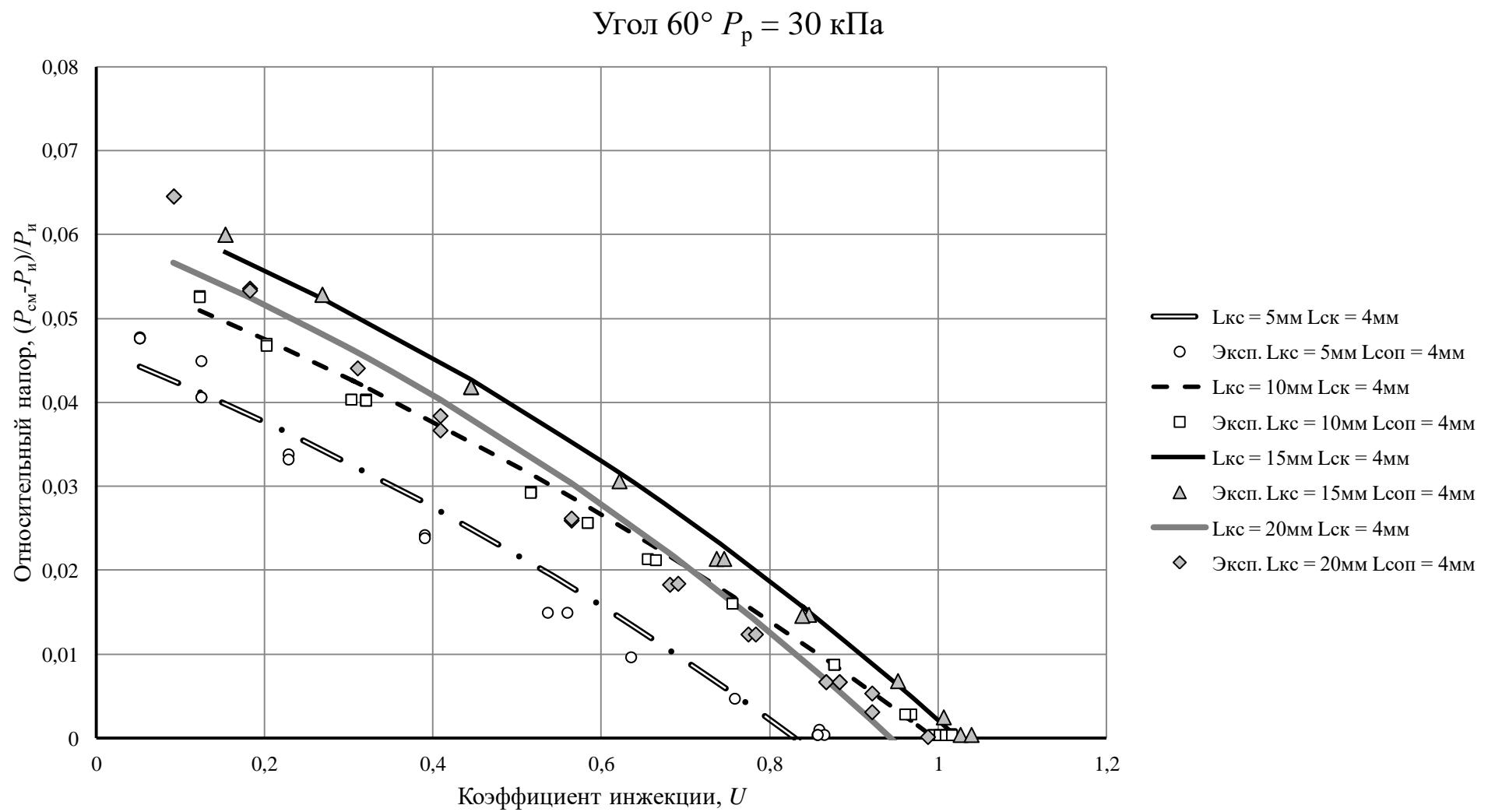


Рисунок Е.4 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 30$  кПа, конфузор - угол  $60^\circ$

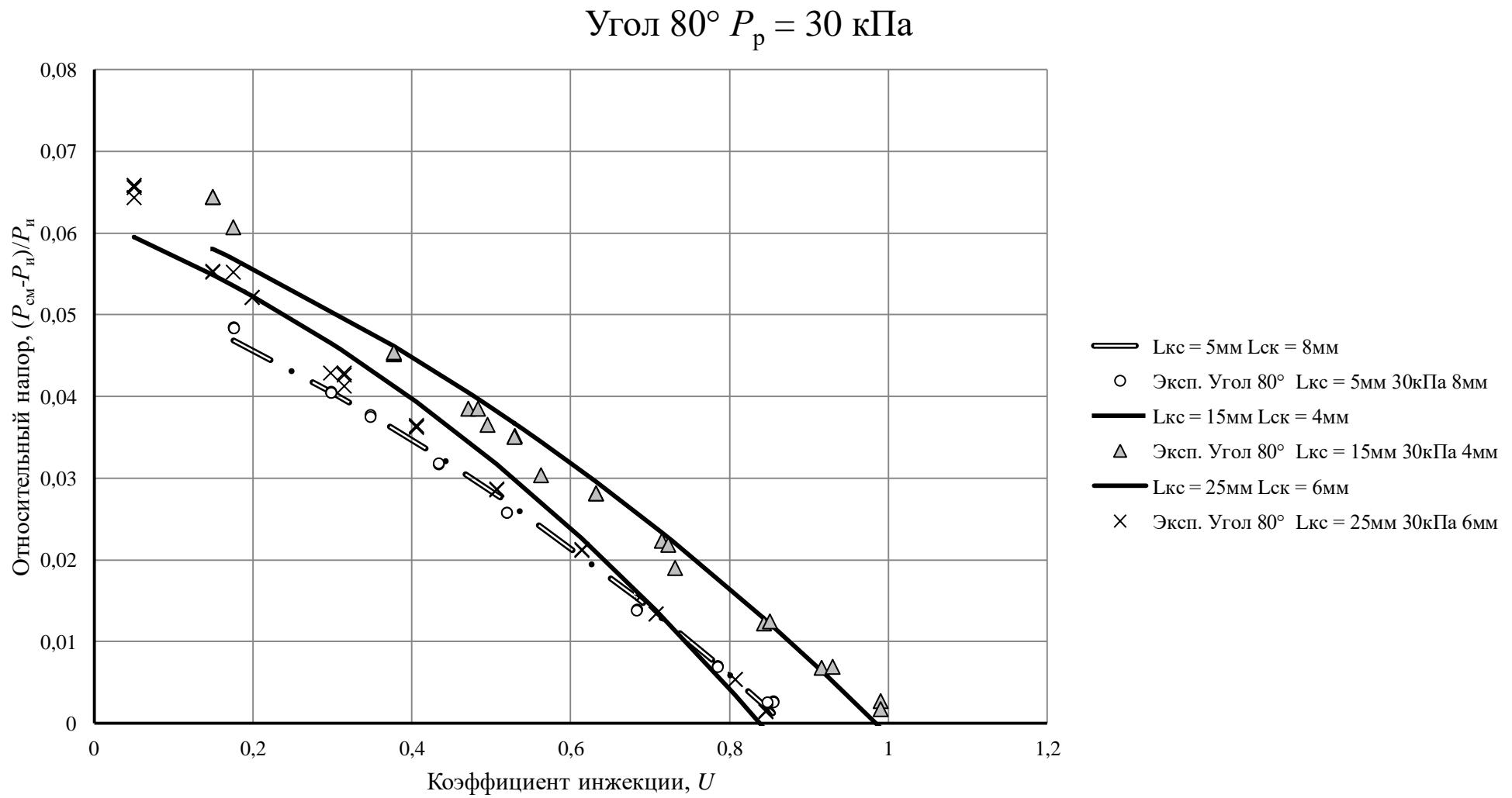


Рисунок Е.5 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 30$  кПа, конфузор - угол 80°

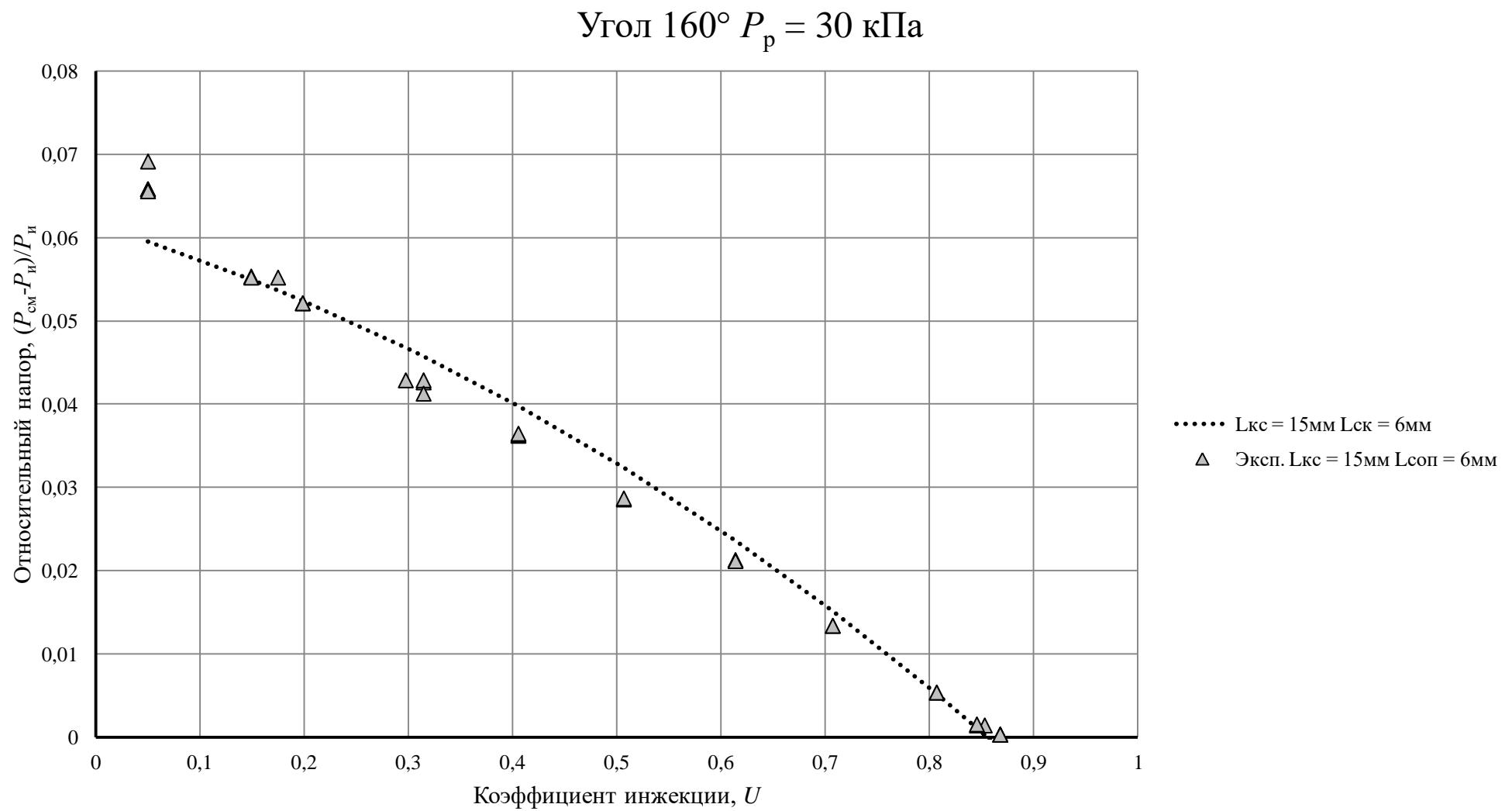


Рисунок Е.6 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 30$  кПа, конфузор - угол 160°

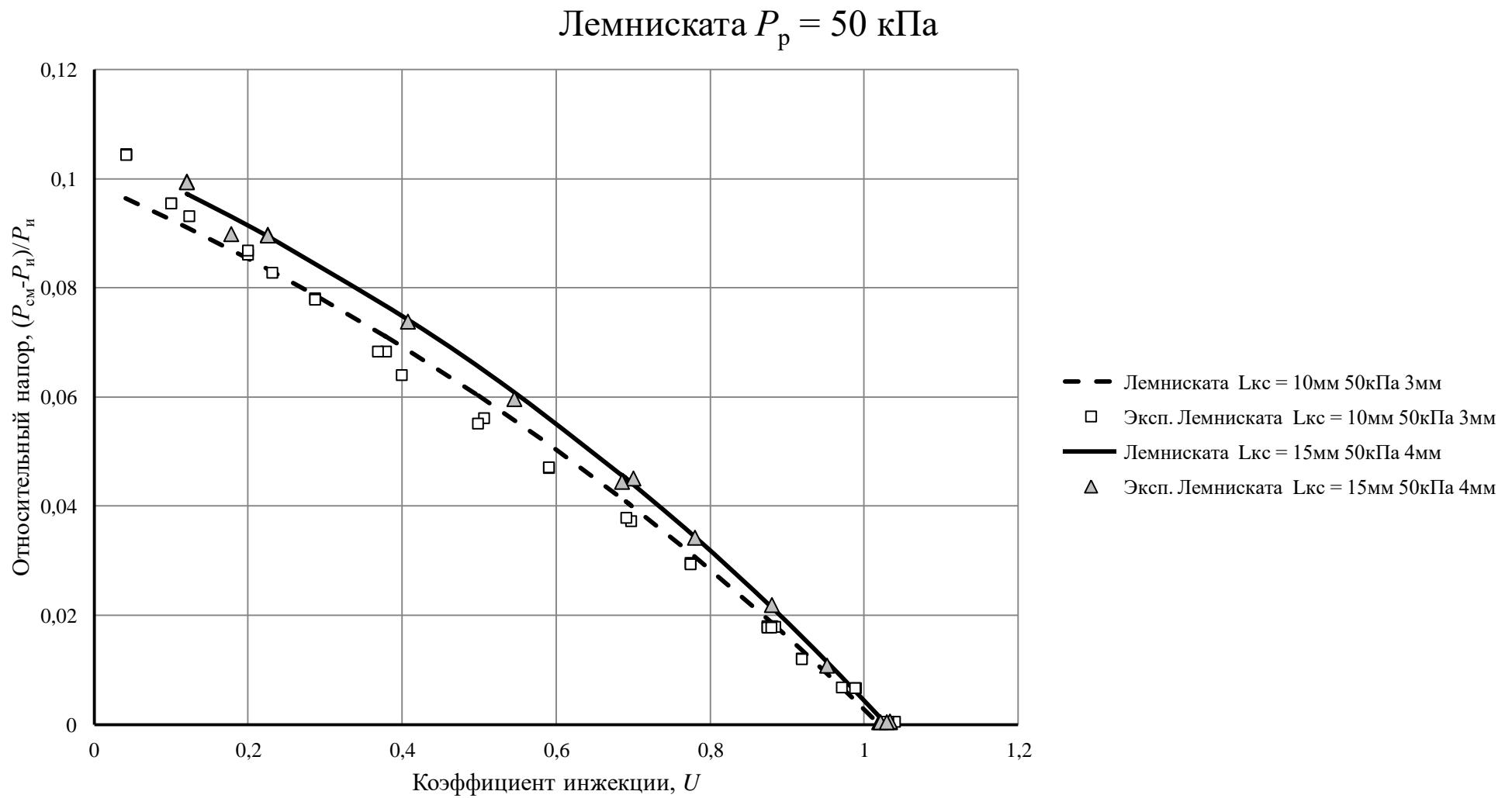


Рисунок Е.7 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 50$  кПа, конфузор - часть лемнискаты Бернули

Четверть круга  $P_p = 50$  кПа

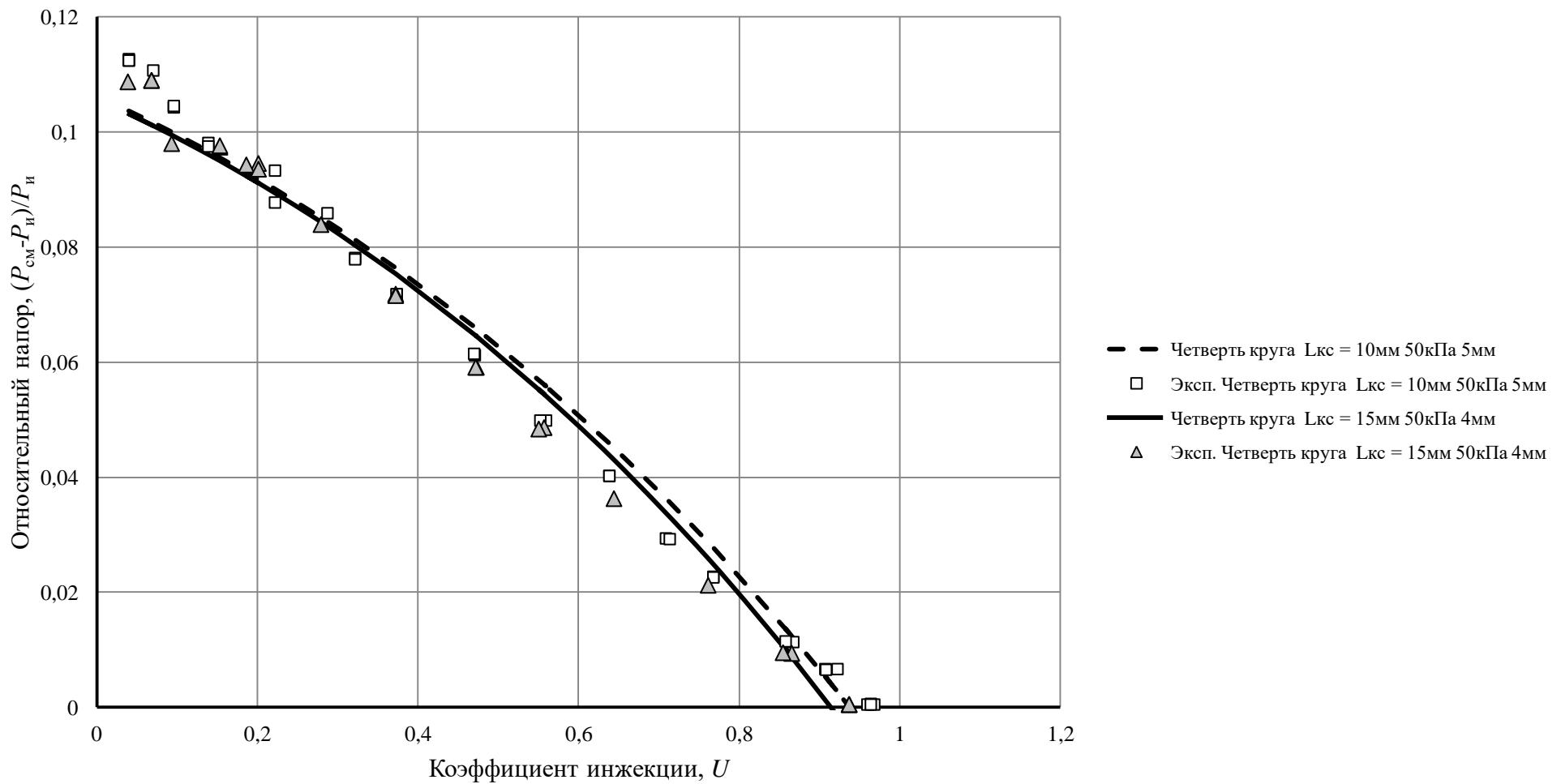


Рисунок Е.8 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 50$  кПа, конфузор - четверть круга

Угол 40°  $P_p = 50$  кПа

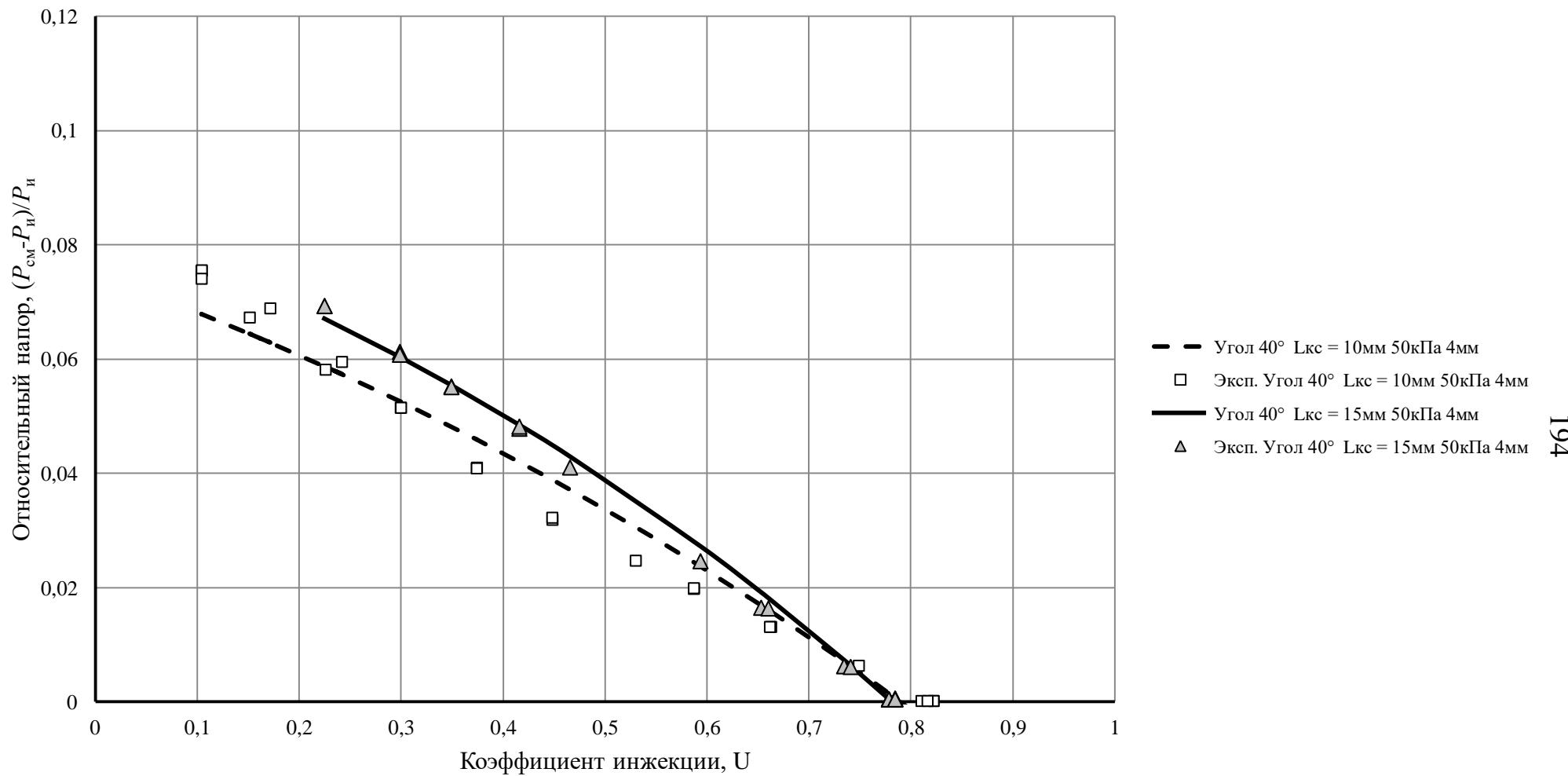


Рисунок Е.9 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 50$  кПа, конфузор - угол 40°

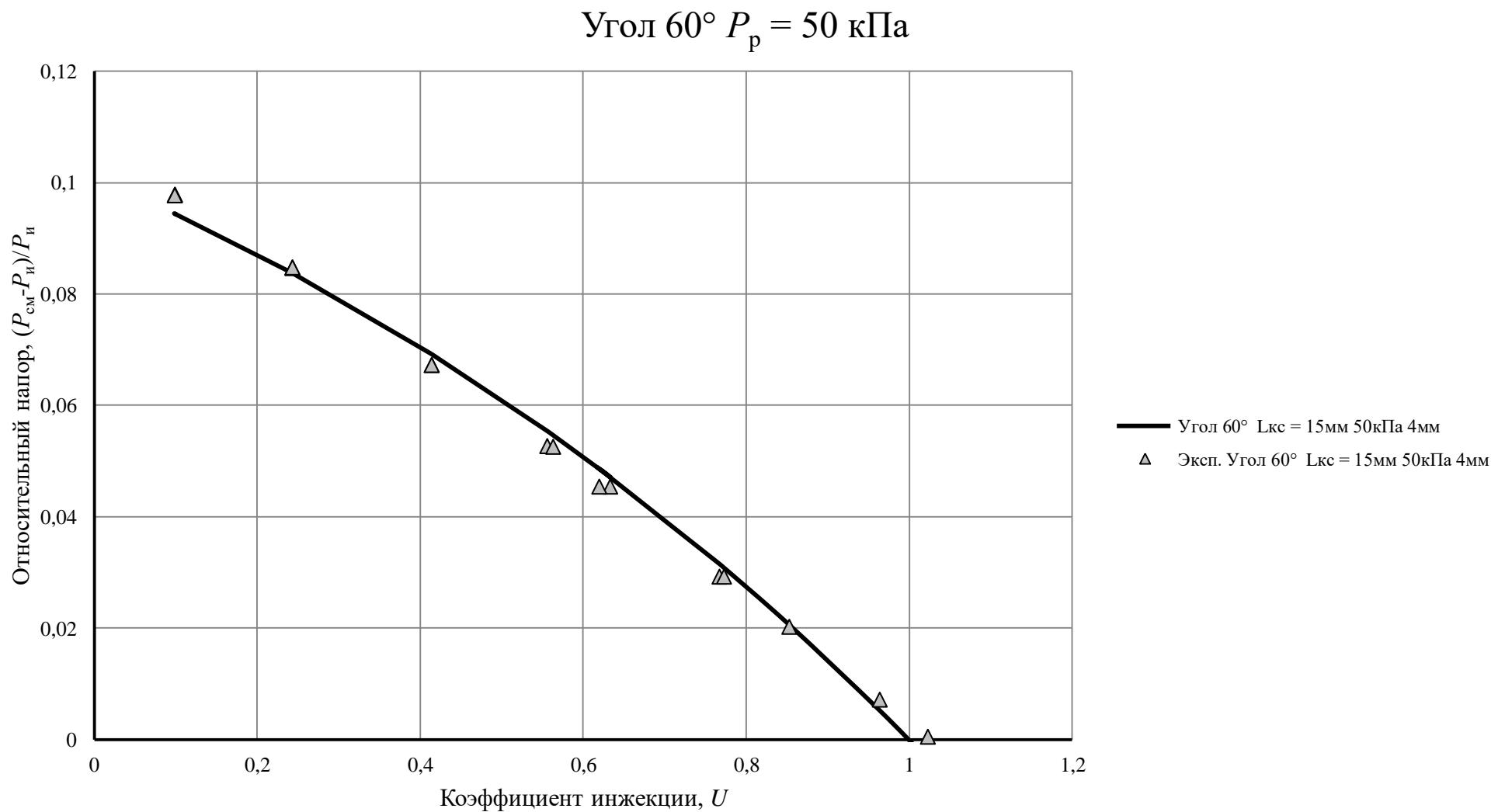


Рисунок Е.10 – Зависимость относительного напора  $(P_{cm} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 50$  кПа, конфузор - угол  $60^\circ$

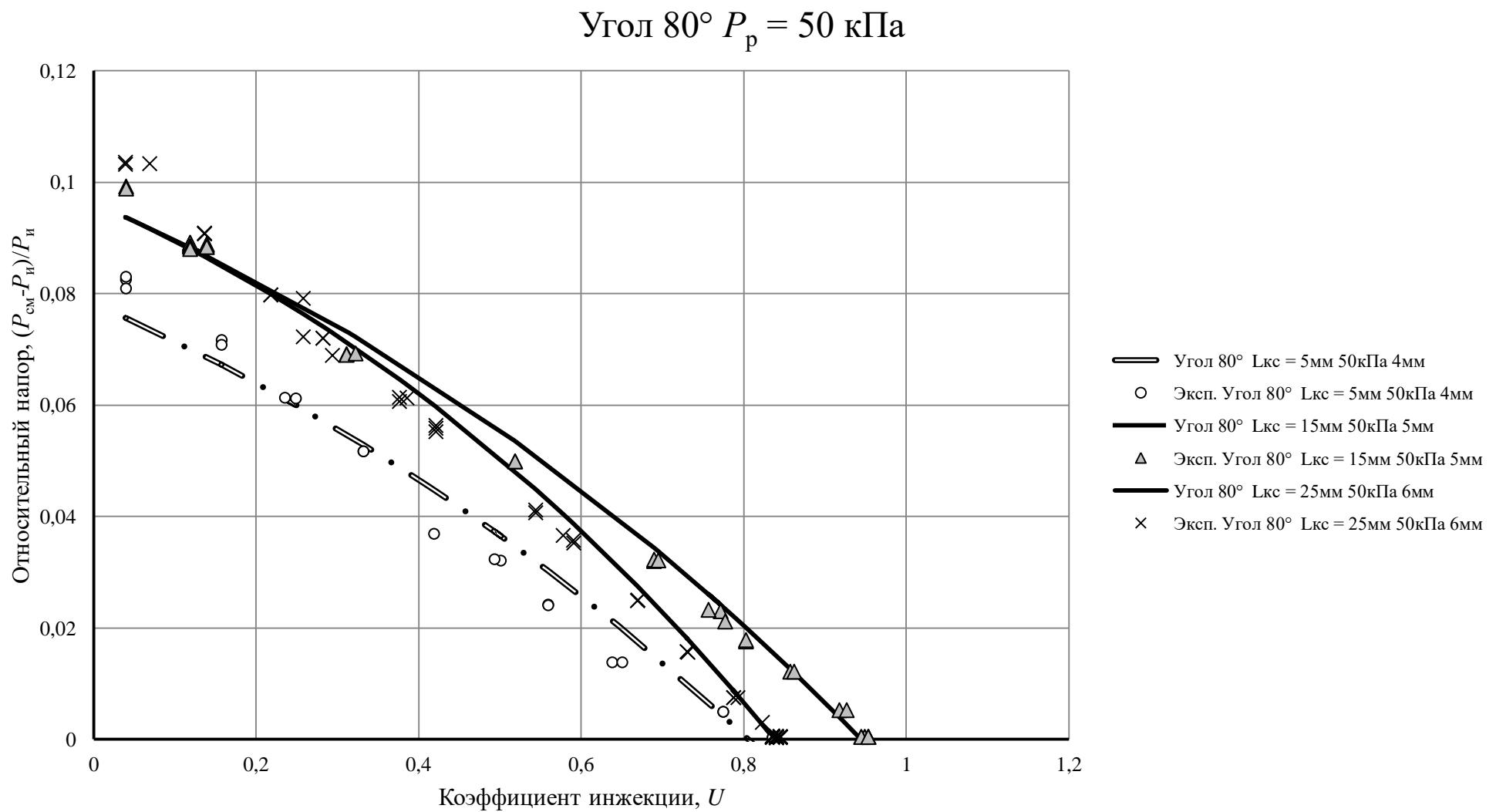


Рисунок Е.11 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 50$  кПа, конфузор - угол  $80^\circ$

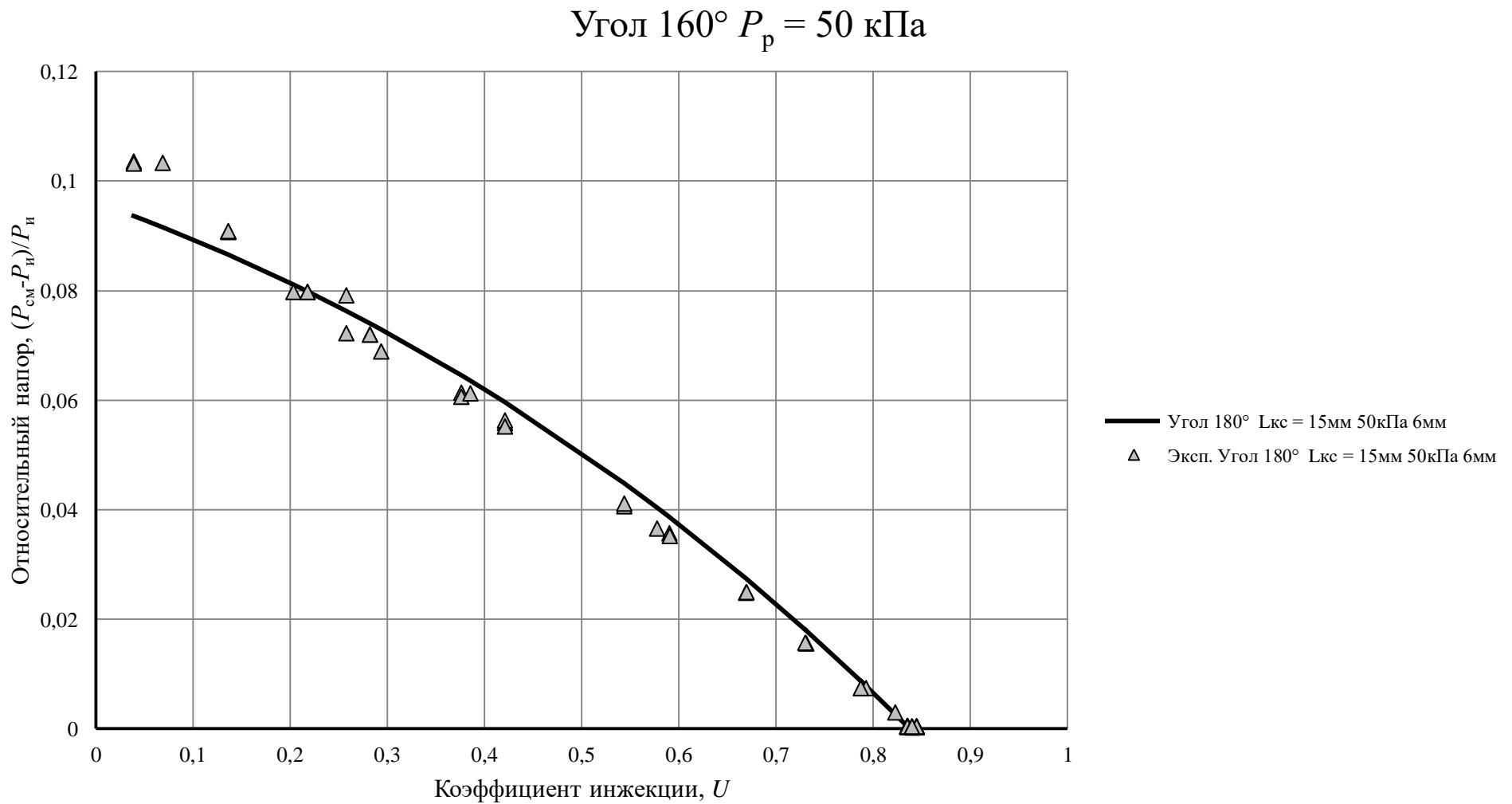


Рисунок Е.12 – Зависимость относительного напора  $(P_{cm} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 50$  кПа, конфузор - угол 160°

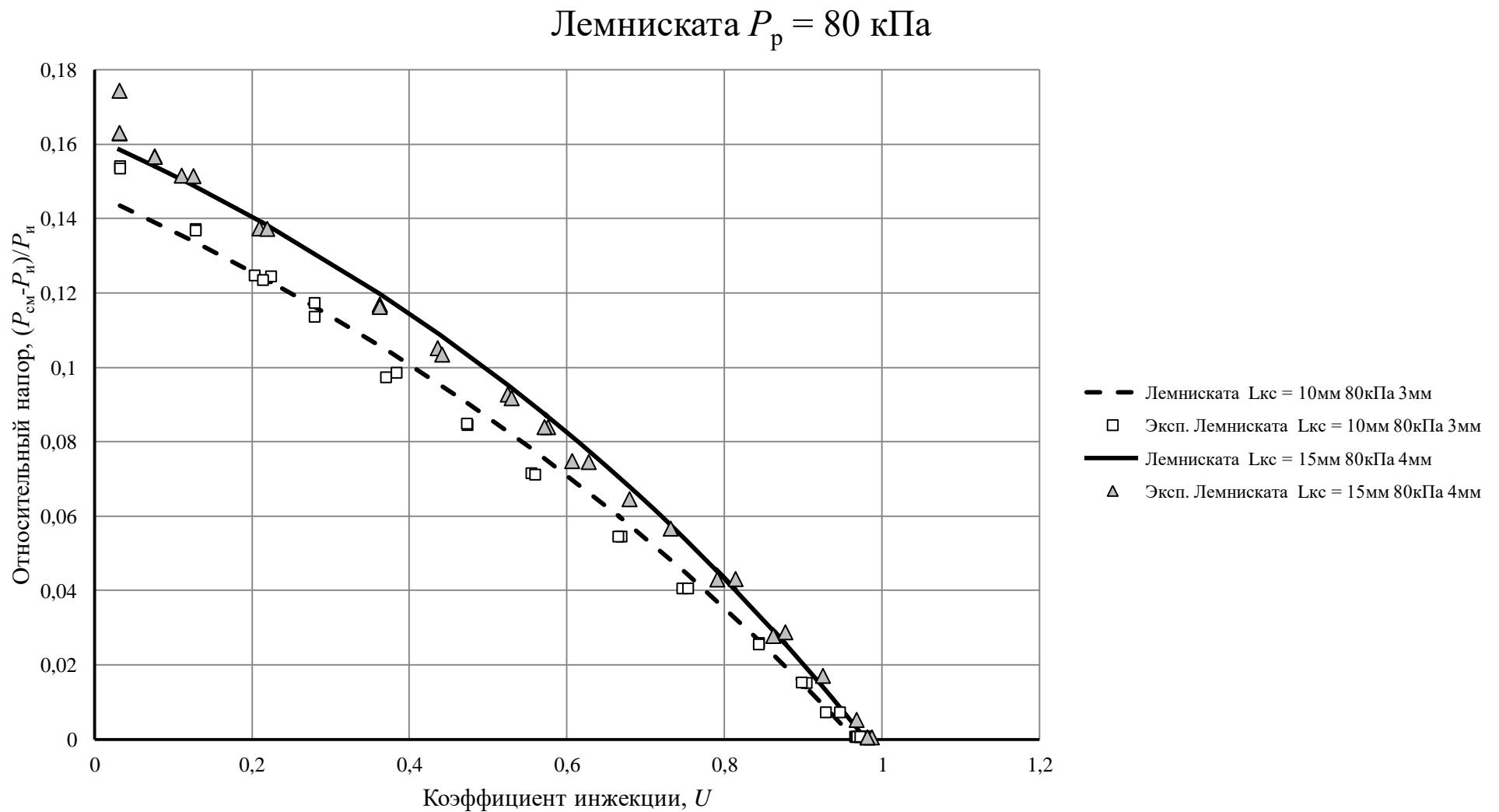


Рисунок Е.13 – Залежність відносного напору  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  від коефіцієнта інжекції  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 80$  кПа, конфузор - часть лемнискаты Бернулли

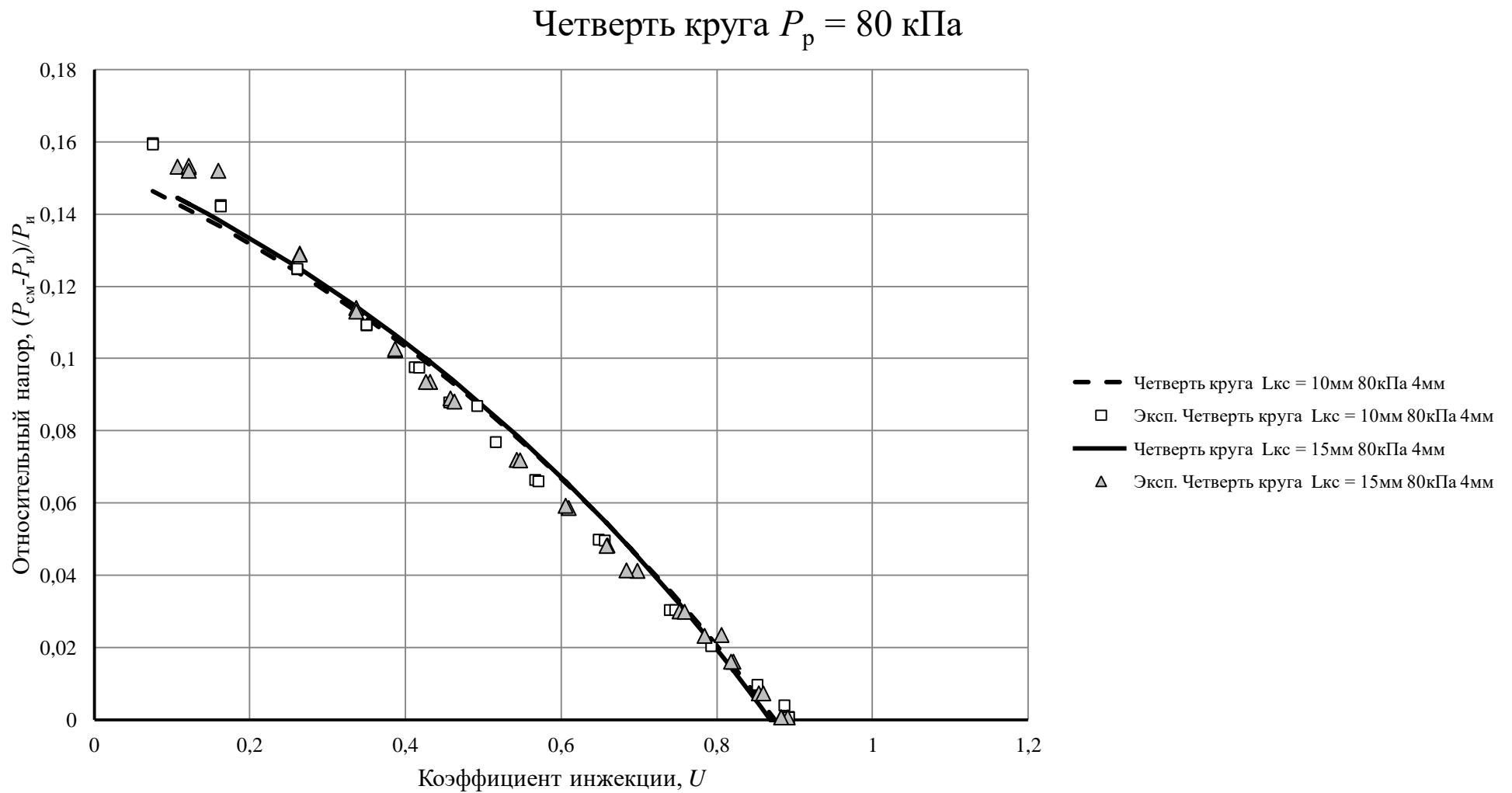


Рисунок Е.14 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 80$  кПа, конфузор - четверть круга

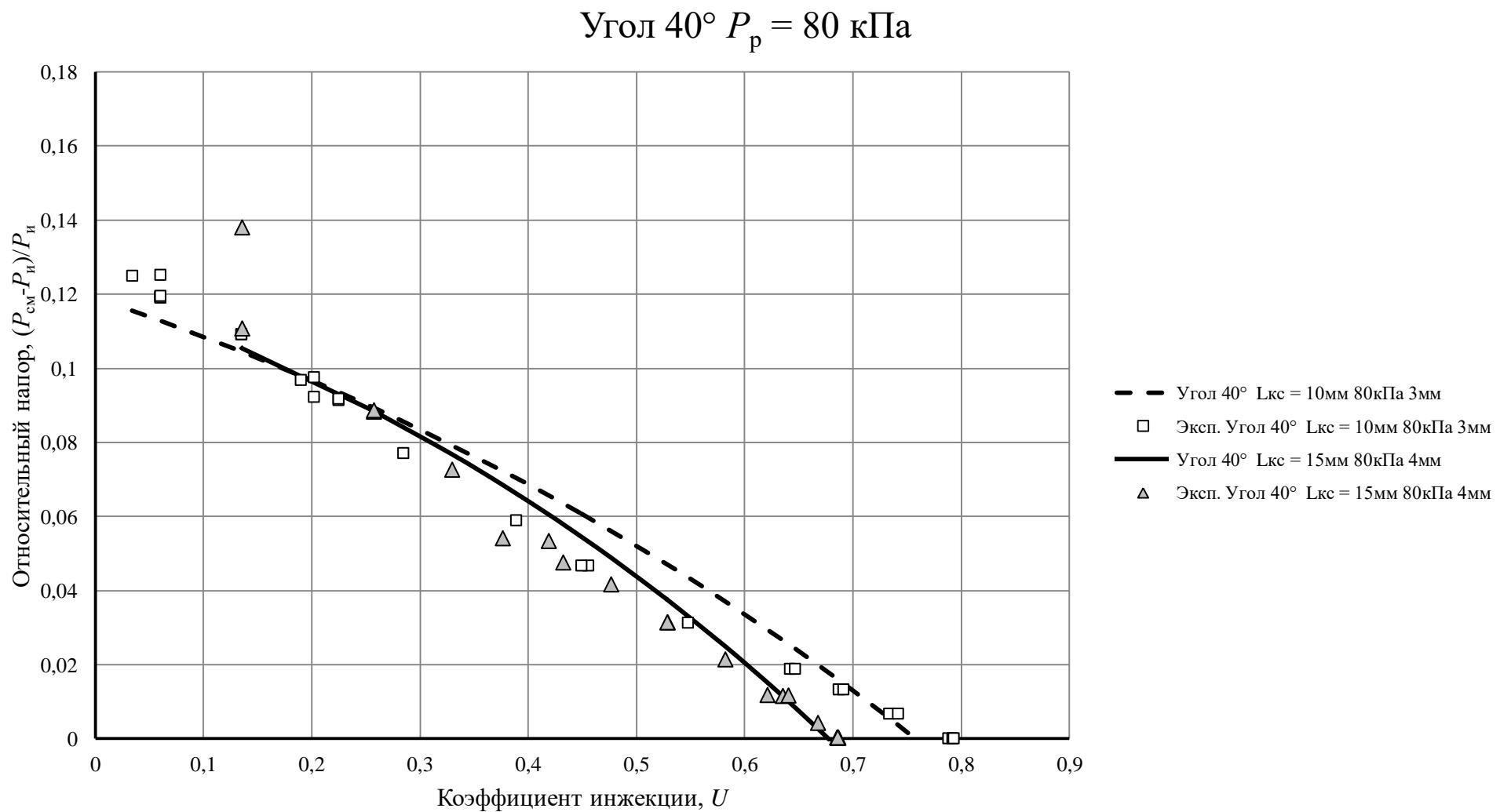


Рисунок Е.15 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 80$  кПа, конфузор - угол 40°

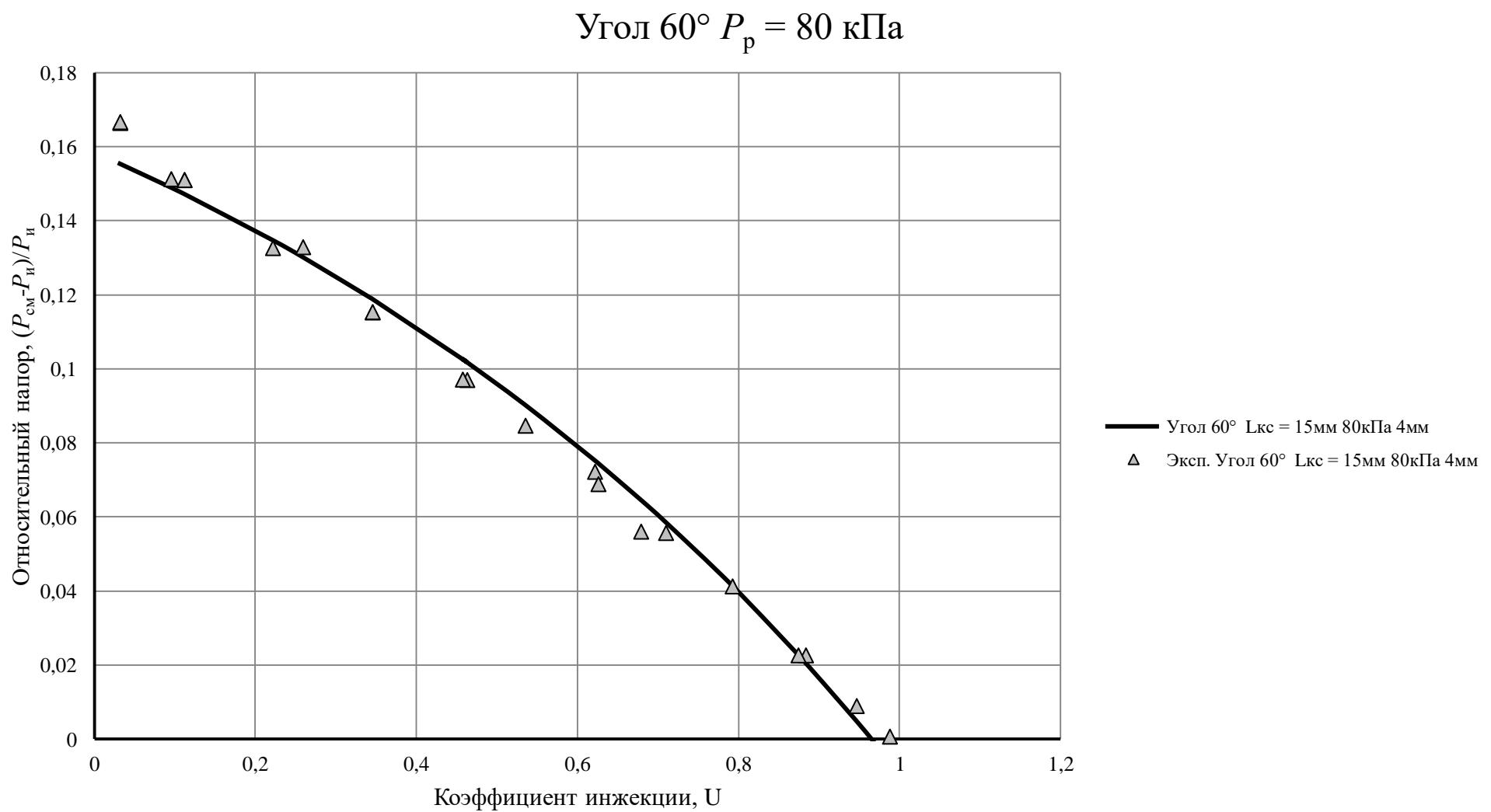


Рисунок Е.16 – Зависимость относительного напора  $(P_{cm} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 80$  кПа, конфузор - угол  $60^\circ$

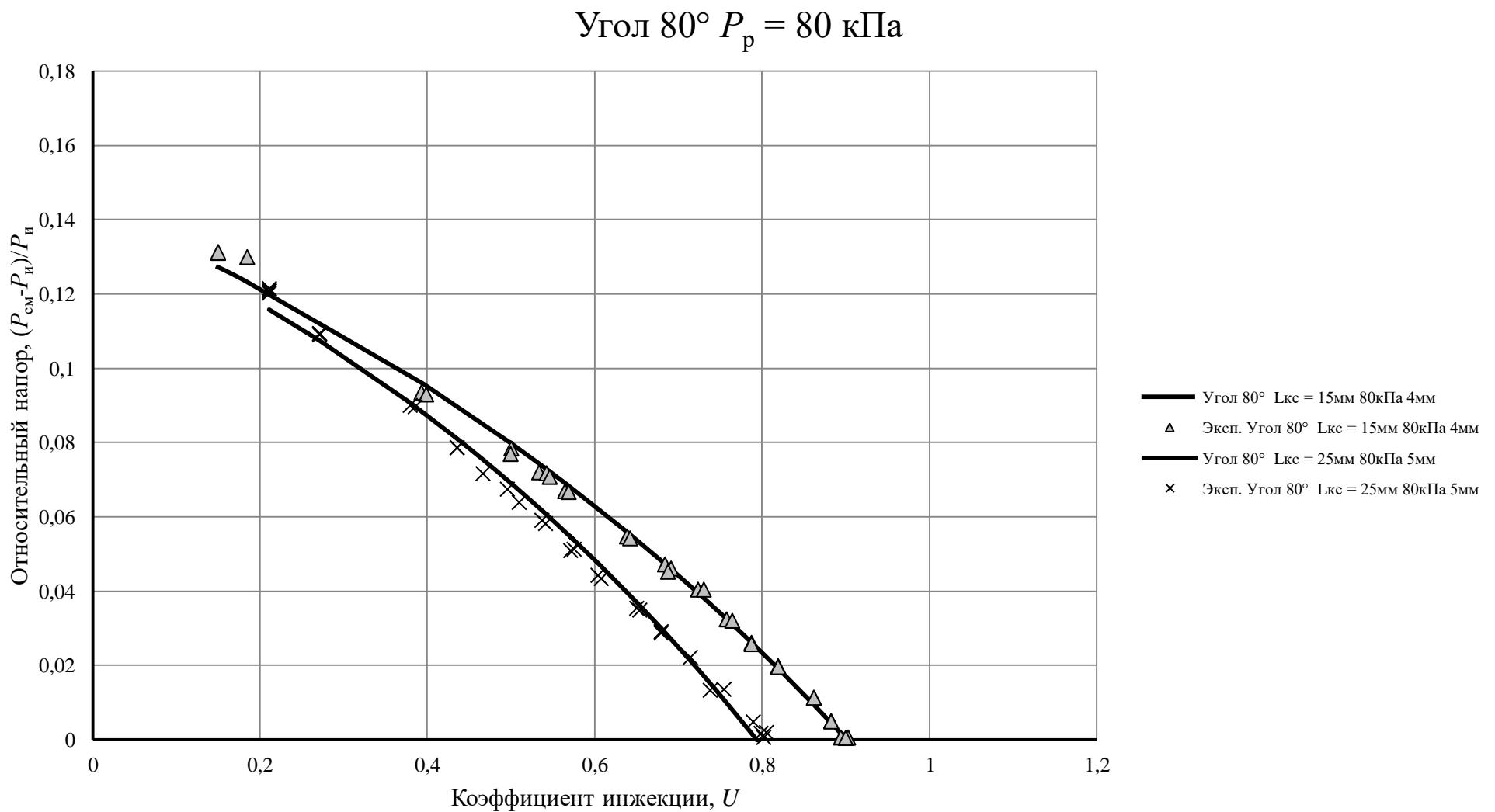


Рисунок Е.17 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{см}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 80$  кПа, конфузор - угол 80°

Угол  $160^\circ$   $P_p = 80$  кПа

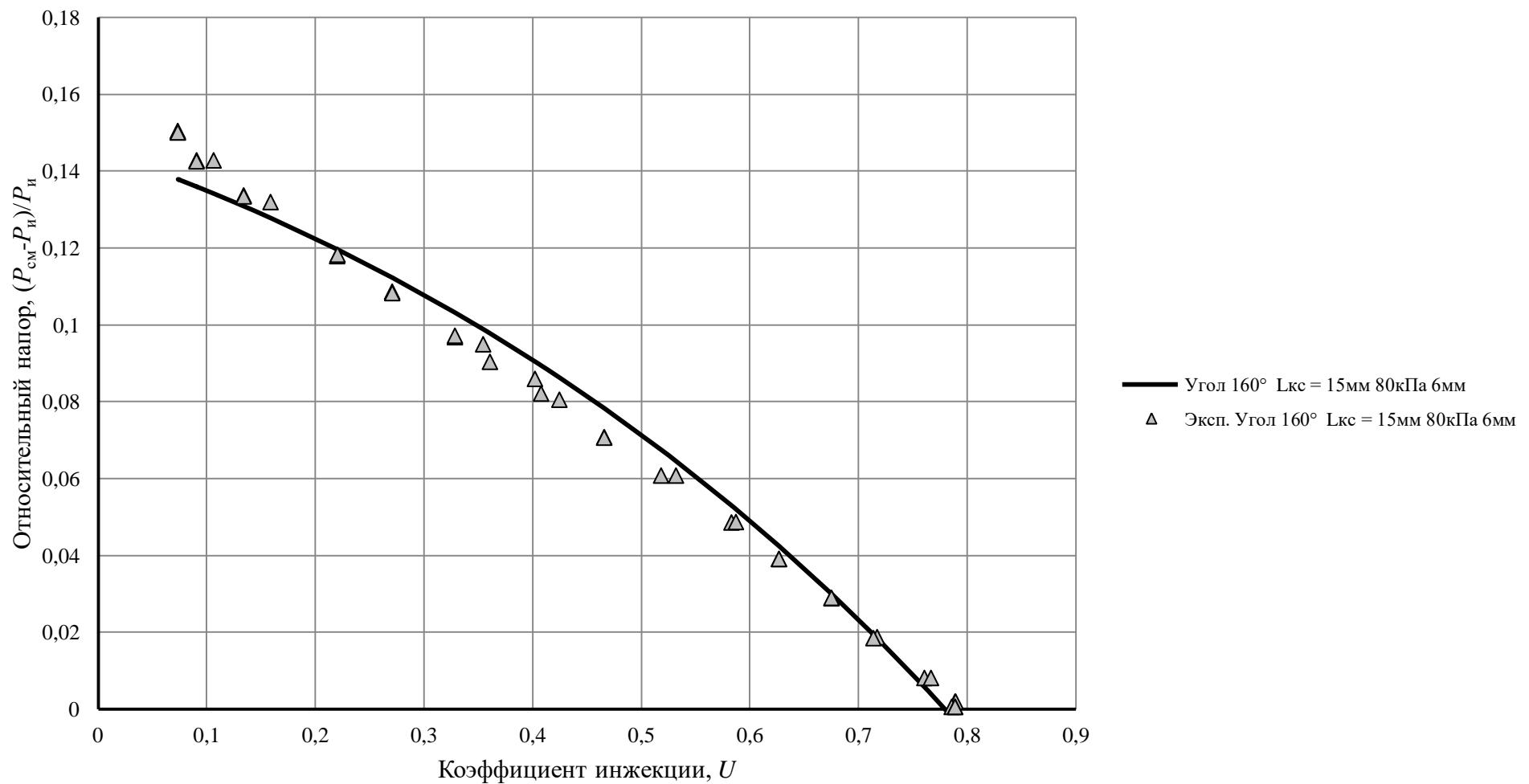


Рисунок Е.18 – Зависимость относительного напора  $(P_{\text{cm}} - P_i)/P_i$  от коэффициента инжекции  $U$  при избыточном давлении рабочего газа  $P_p = 80$  кПа, конфузор - угол  $160^\circ$

**ПРИЛОЖЕНИЕ Ж**  
**(справочное)**

**Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков  
конфузора и камеры смешения от положения рабочего сопла при  
различной длине цилиндрического участка камеры смешения**

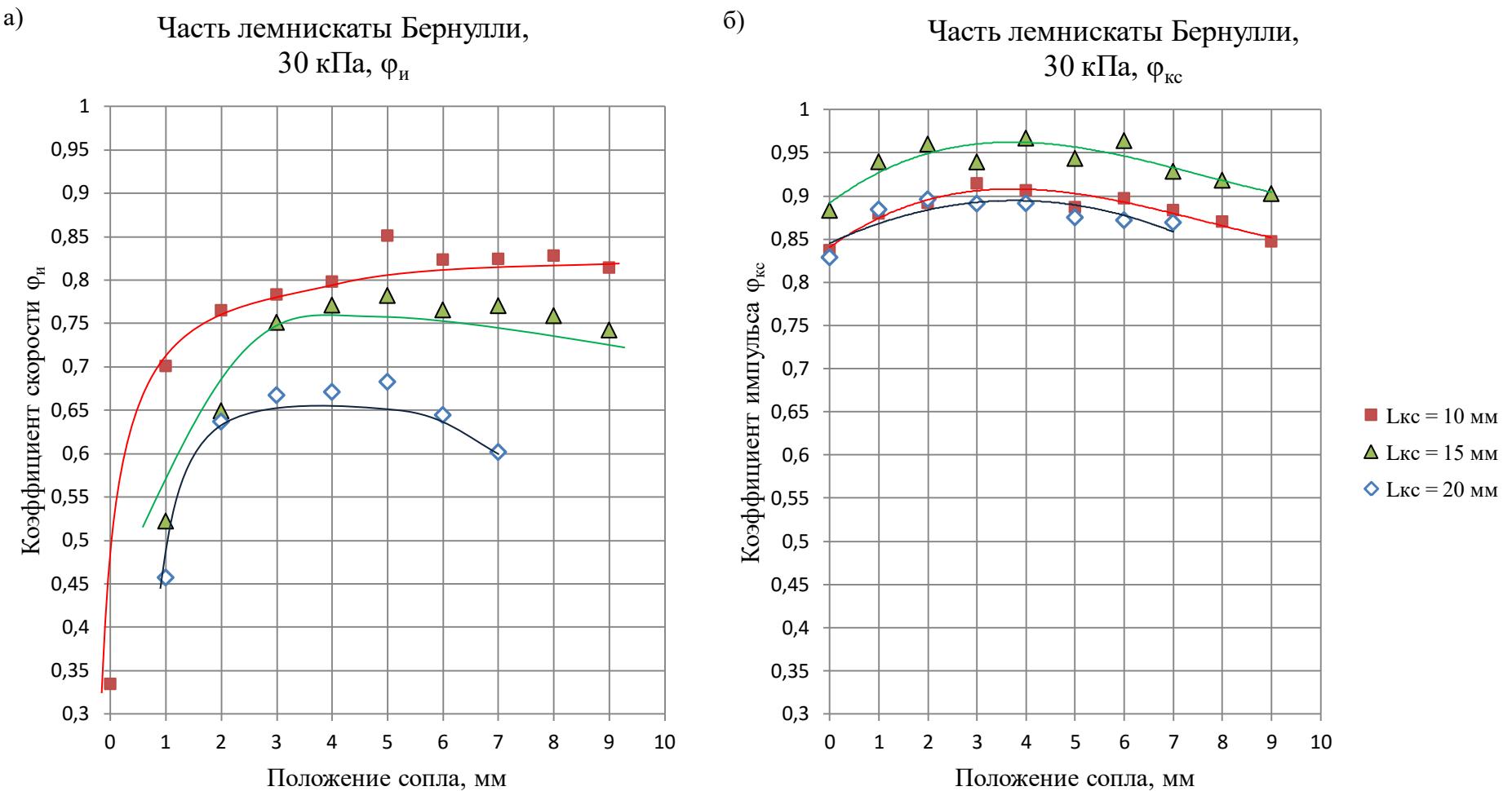


Рисунок Ж.1 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения  
(Рисунки *а* и *б* соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 30 кПа и конфузоре - часть лемнискаты Бернулли

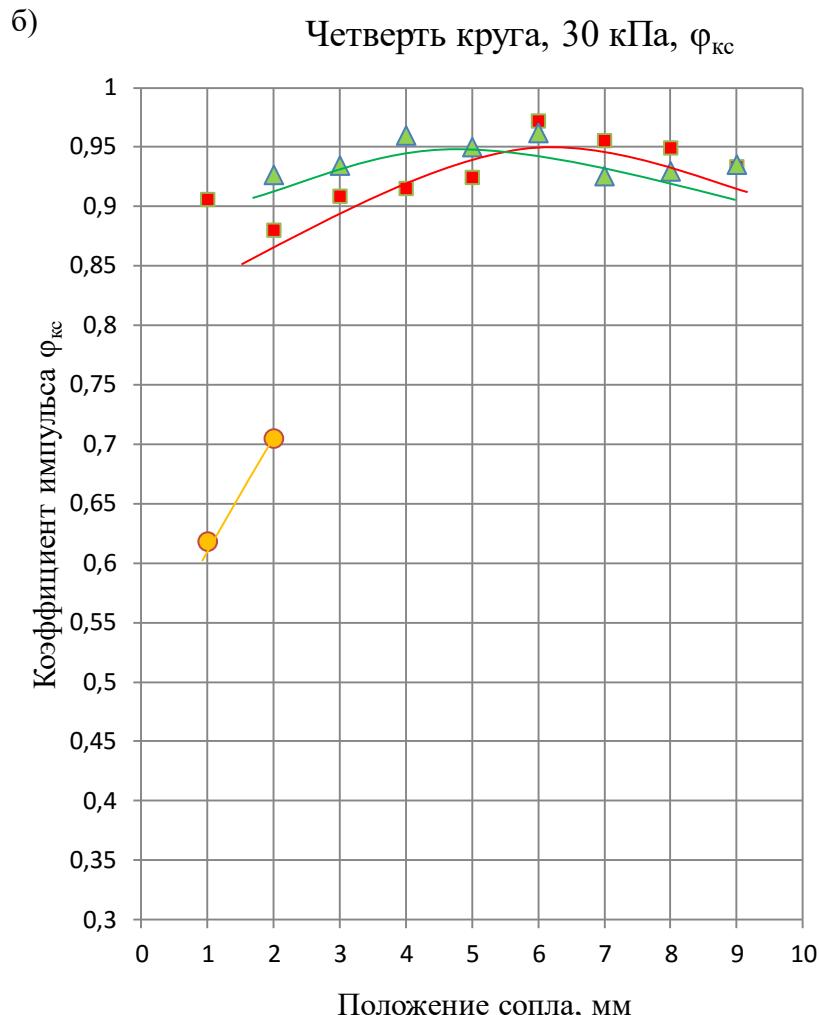
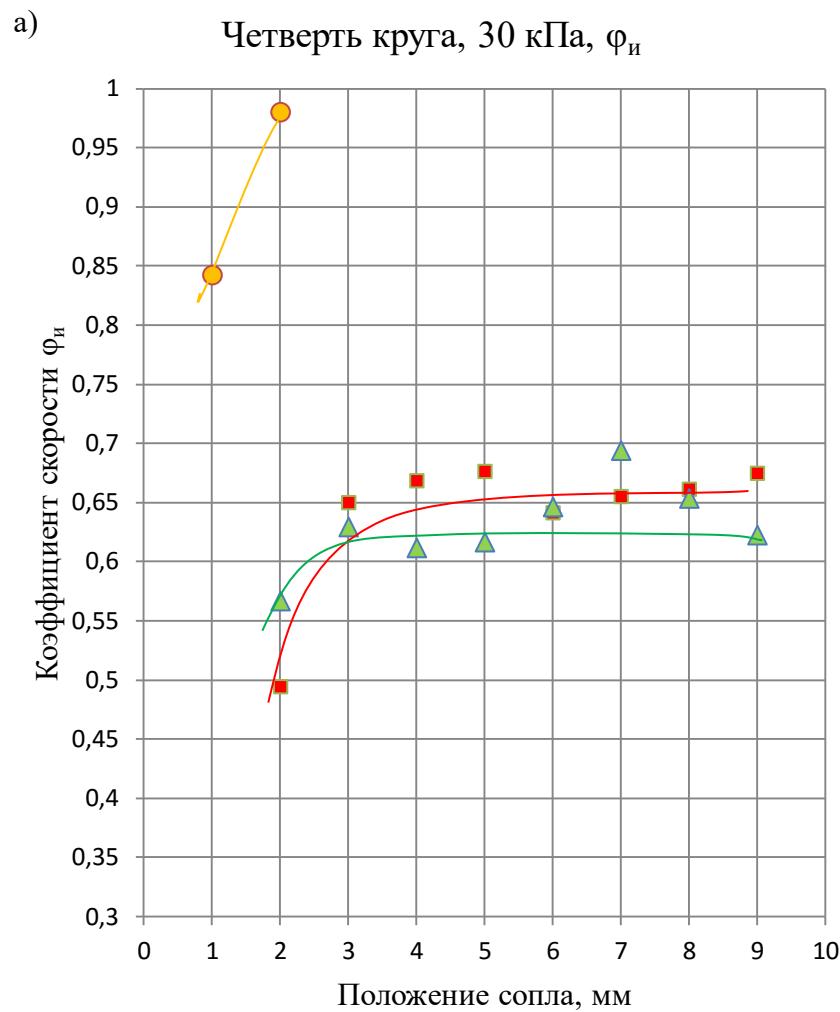


Рисунок Ж.2 – (Рисунки а и б соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 30 кПа и конфузоре - четверть круга

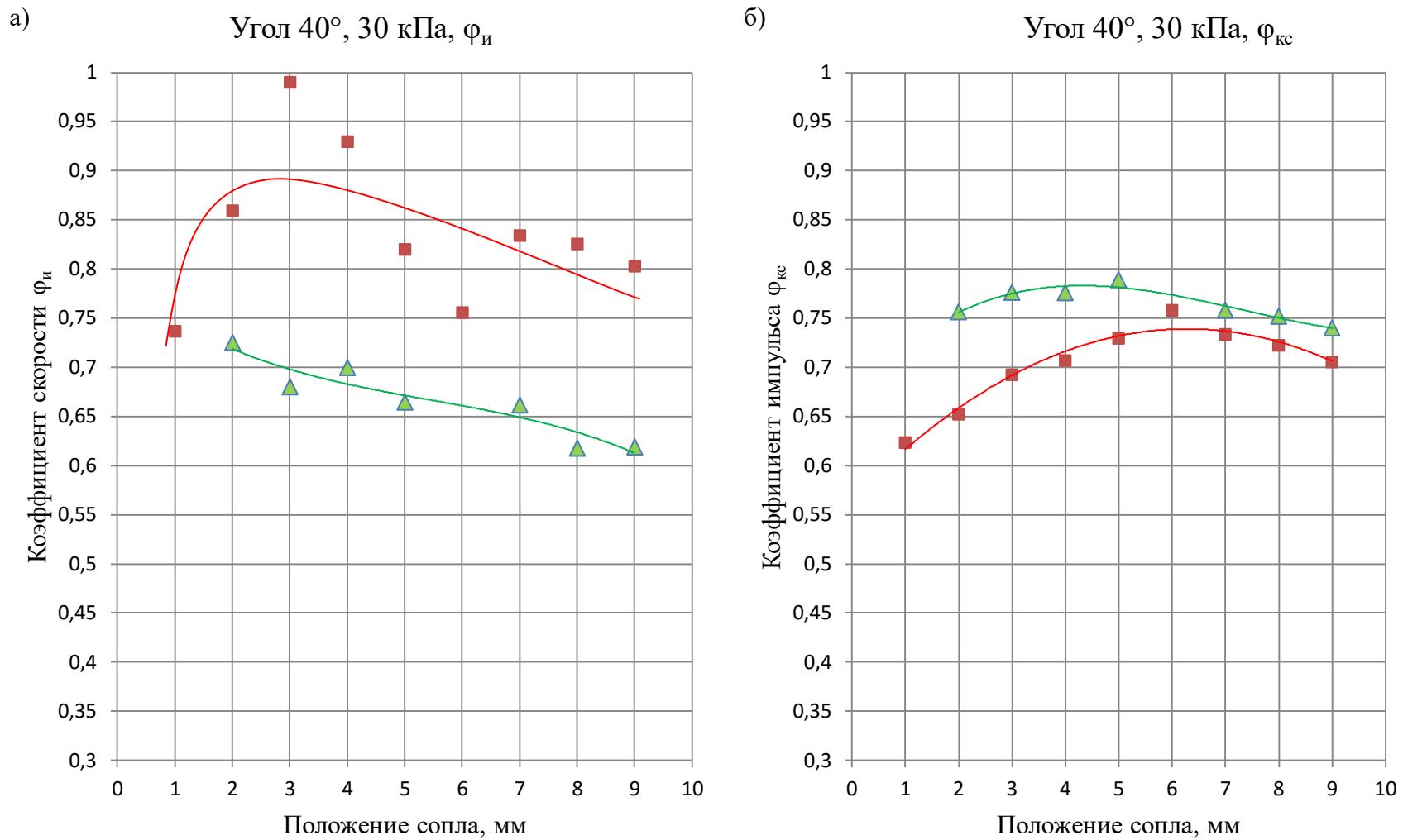


Рисунок Ж.3 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки *а* и *б* соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 30 кПа и конфузоре – угол  $40^\circ$

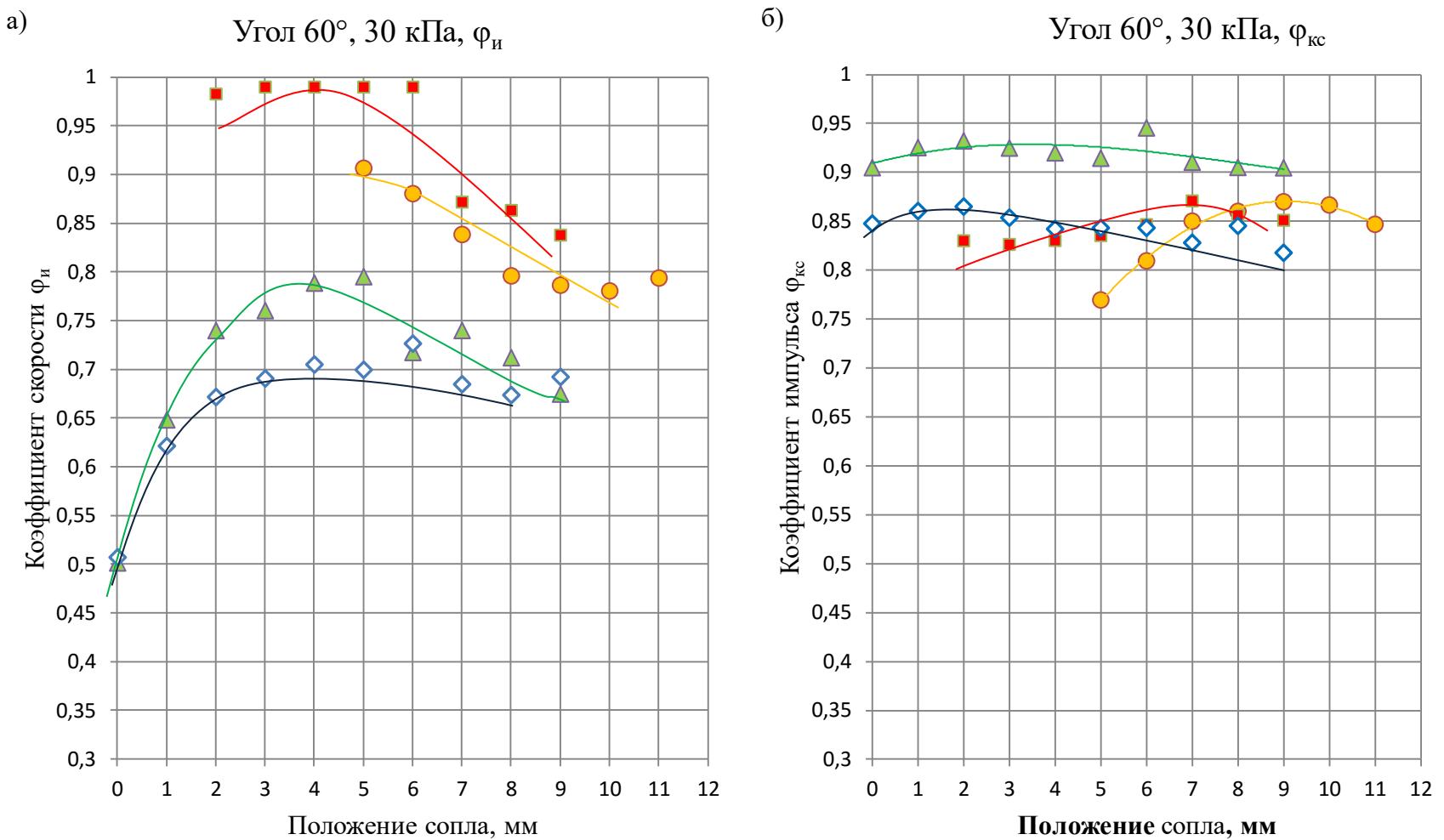
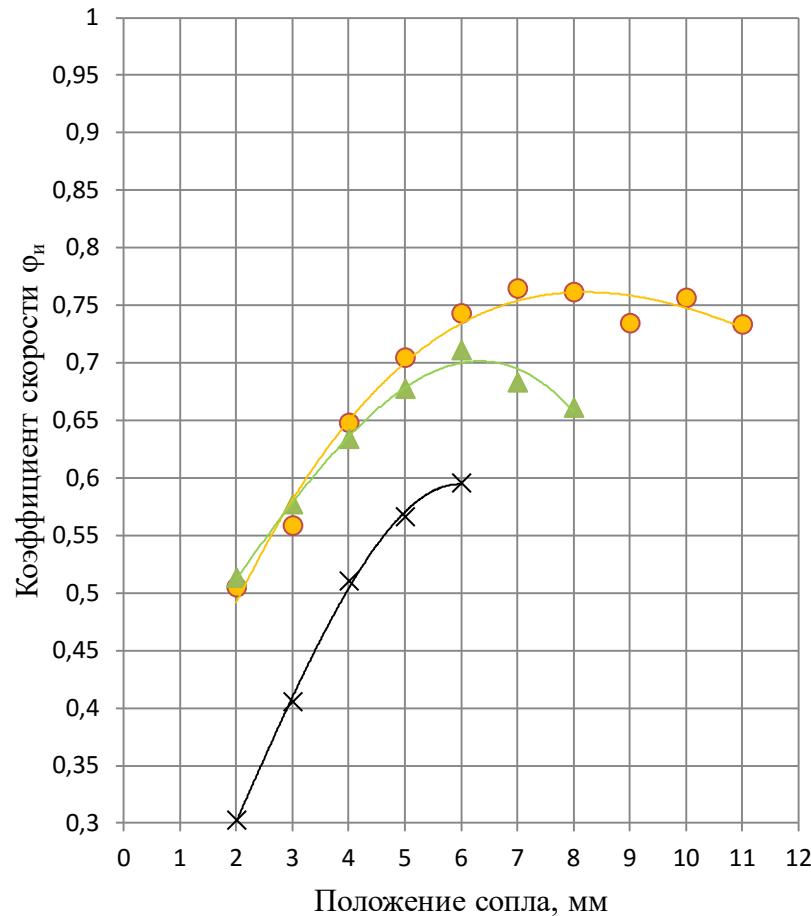
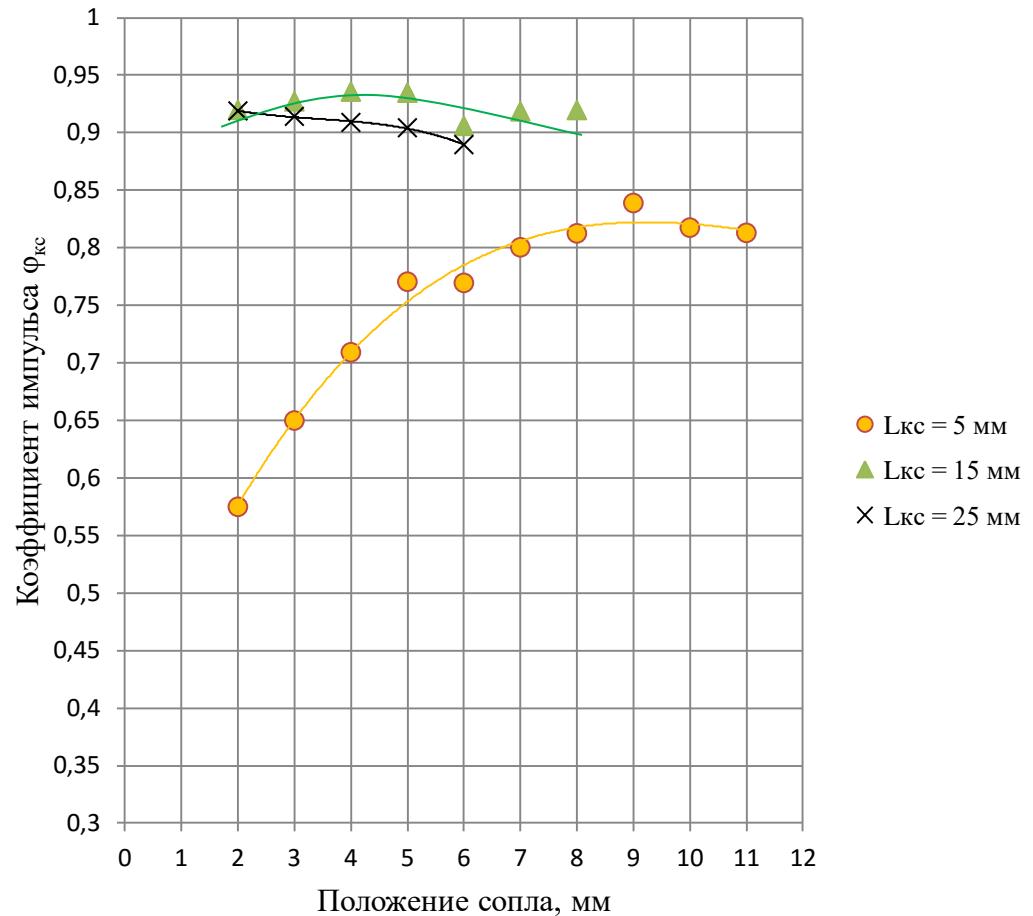


Рисунок Ж.4 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки а и б соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 30 кПа и конфузоре – угол  $60^\circ$

а)

Угол  $80^\circ$ , 30 кПа,  $\phi_i$ 

б)

Угол  $80^\circ$ , 30 кПа,  $\phi_{kc}$ 

●  $L_{kc} = 5 \text{ мм}$   
▲  $L_{kc} = 15 \text{ мм}$   
×  $L_{kc} = 25 \text{ мм}$

Рисунок Ж.5 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки а и б соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 30 кПа и конфузоре – угол  $80^\circ$

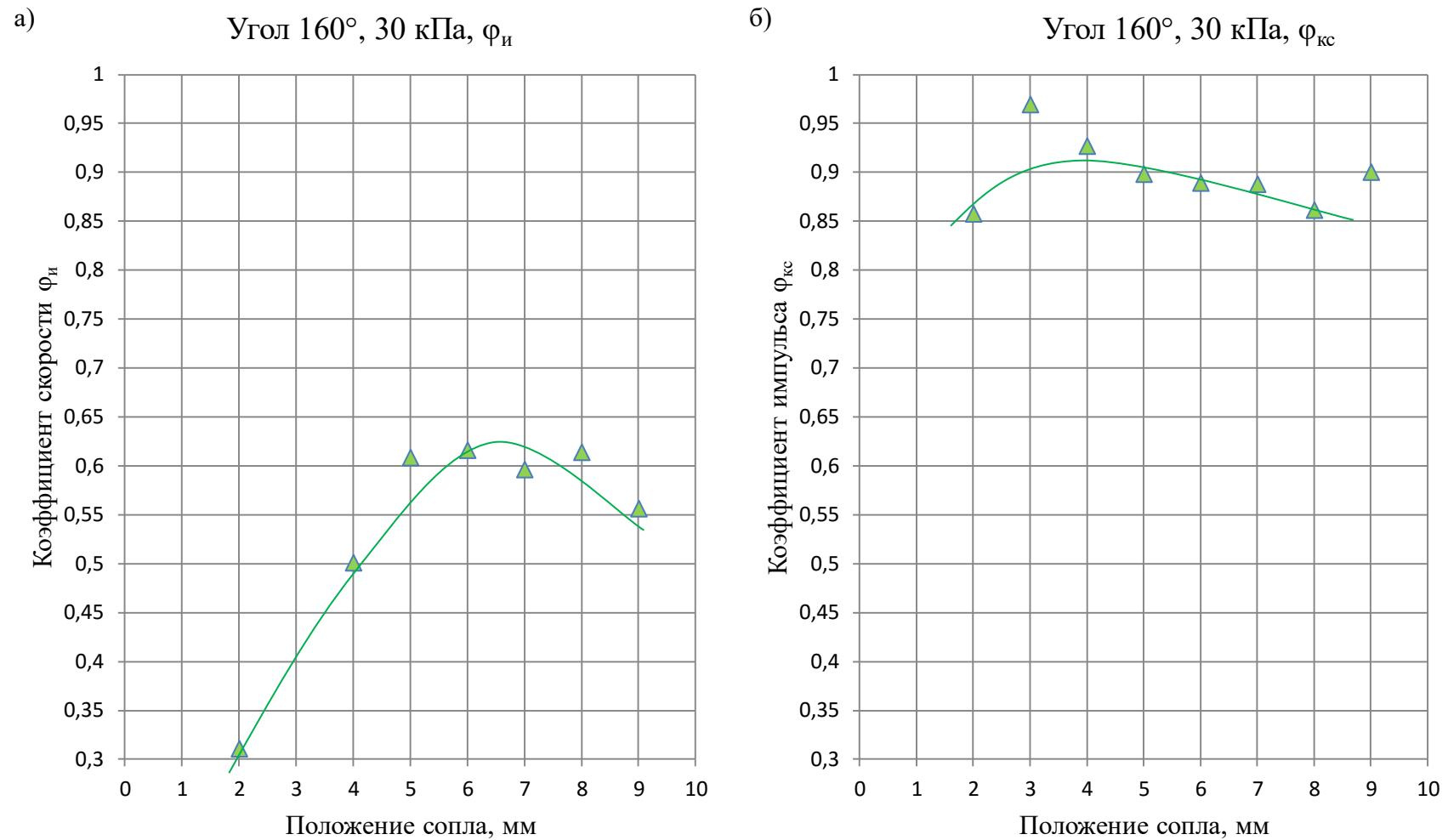


Рисунок Ж.6 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки а и б соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 30 кПа и конфузоре – угол  $160^\circ$

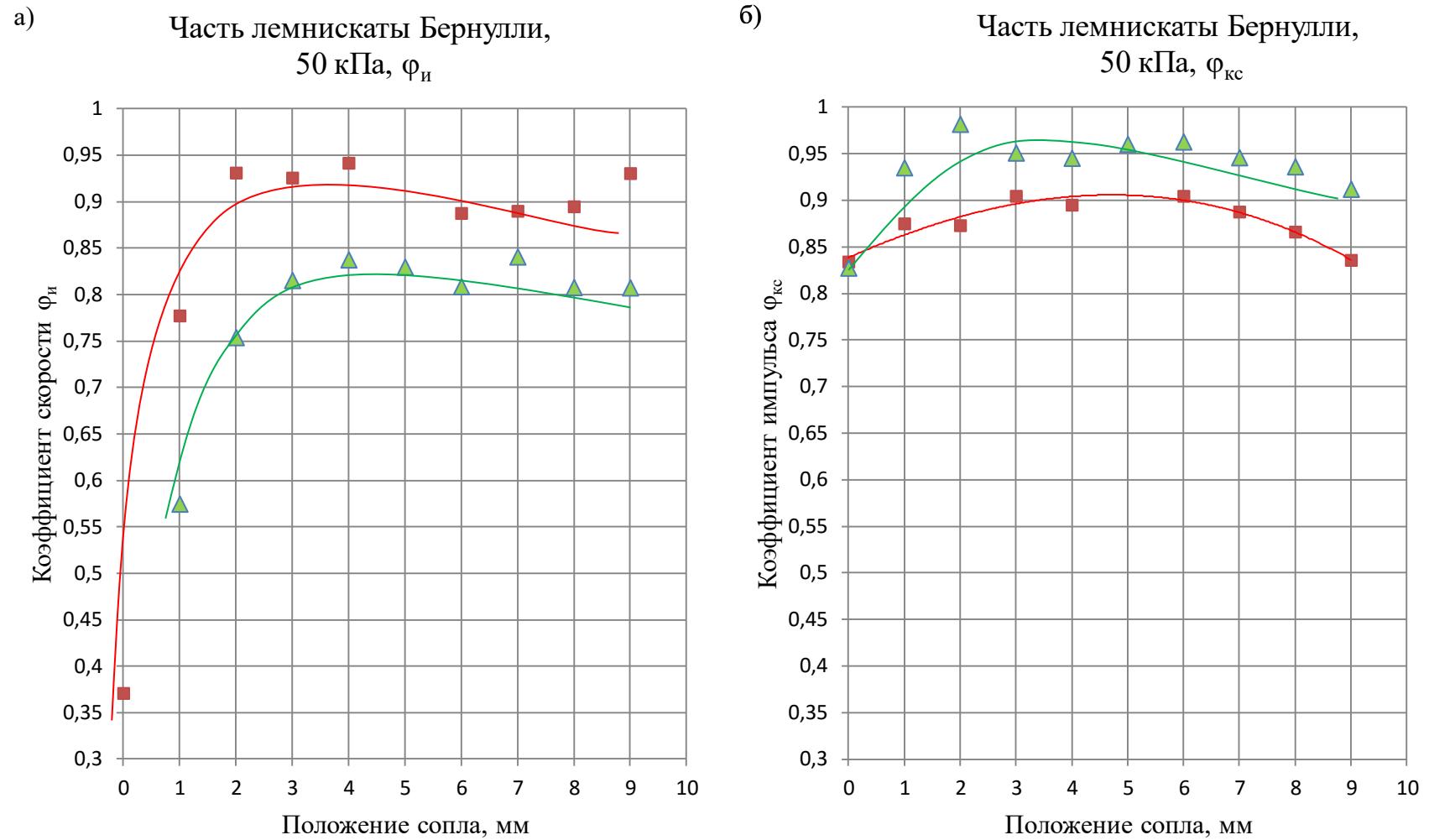


Рисунок Ж.7 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения  
(Рисунки *а* и *б* соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 50 кПа и конфузоре – часть лемнискаты Бернулли

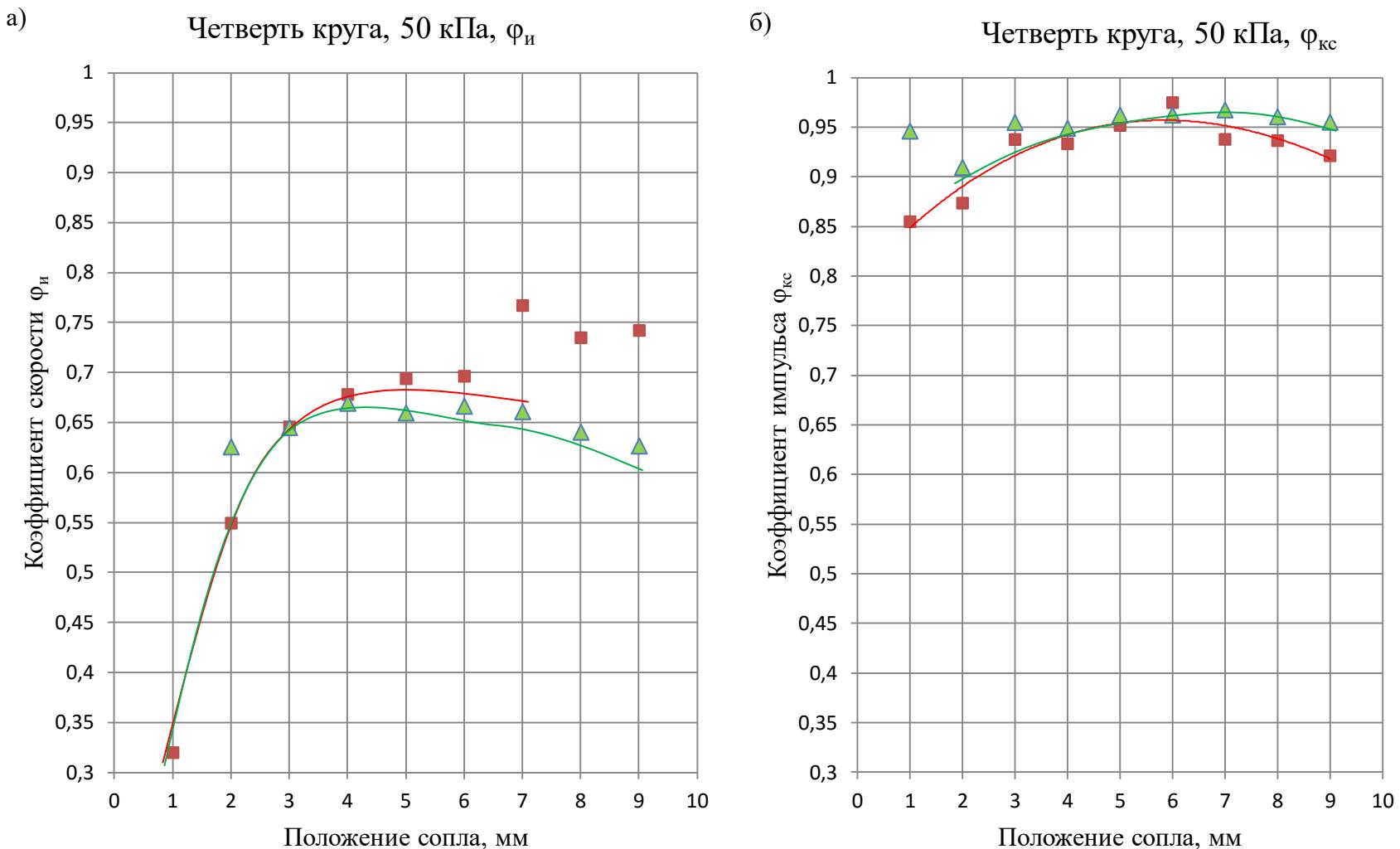


Рисунок Ж.8 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки *а* и *б* соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 50 кПа и конфузоре – четверть круга

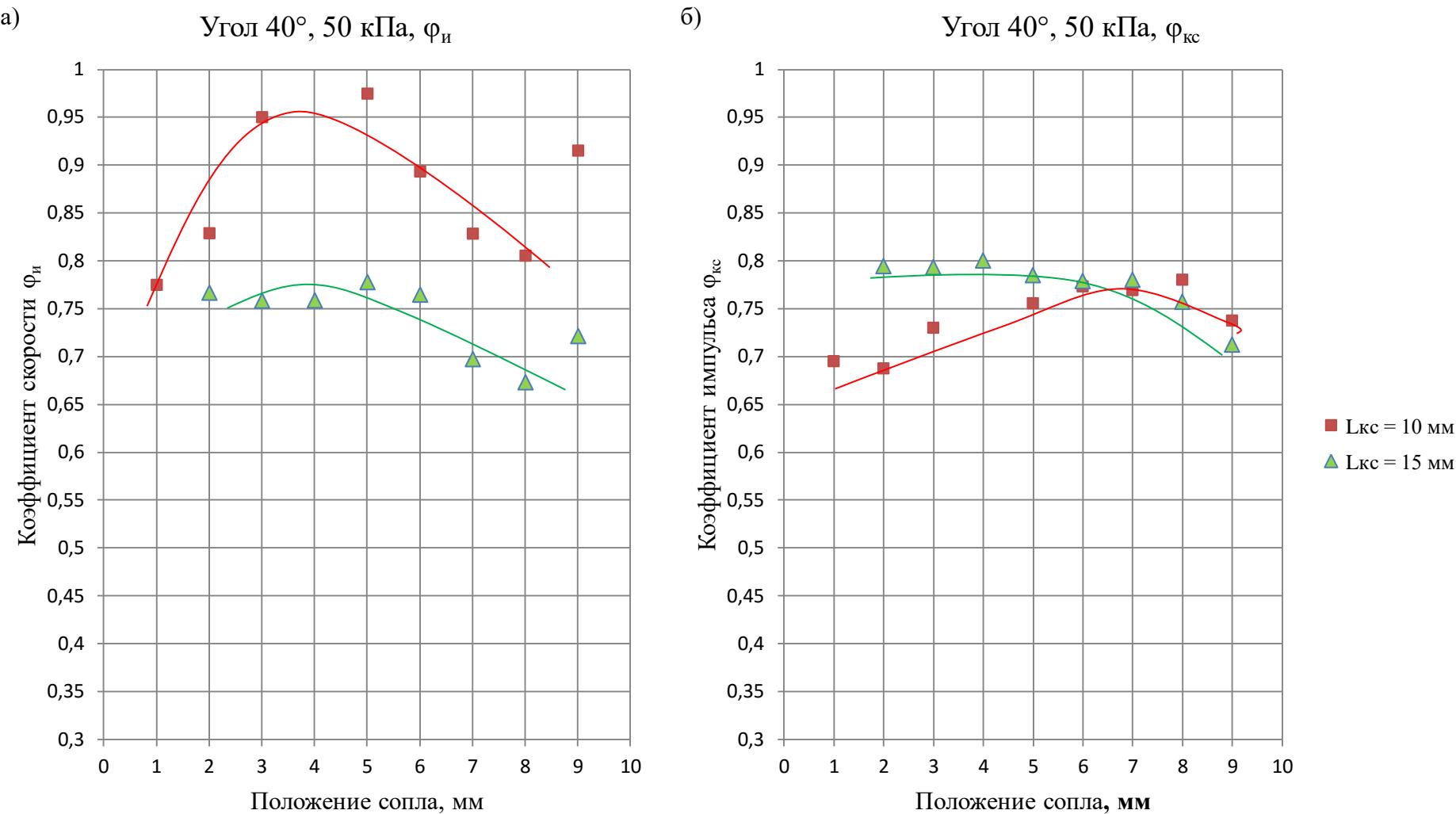


Рисунок Ж.9 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки *а* и *б* соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 50 кПа и конфузоре – угол  $40^\circ$

a)



б)

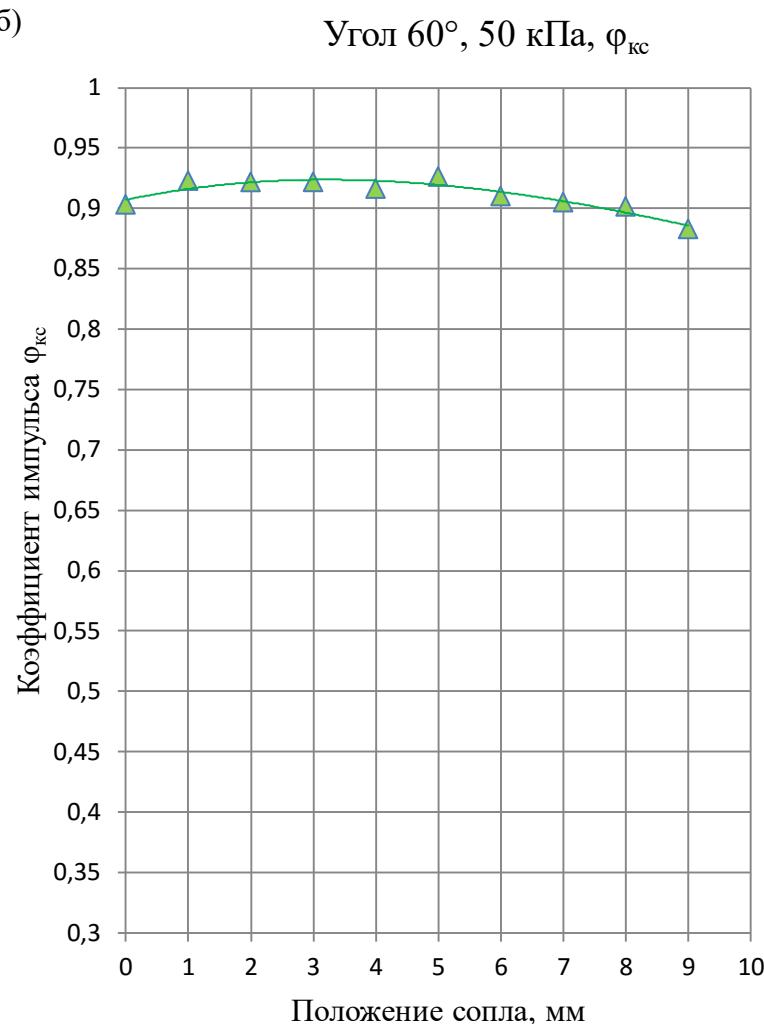
 $\triangle L_{kc} = 15$  мм

Рисунок Ж.10 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки *a* и *б* соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 50 кПа и конфузоре – угол  $60^\circ$

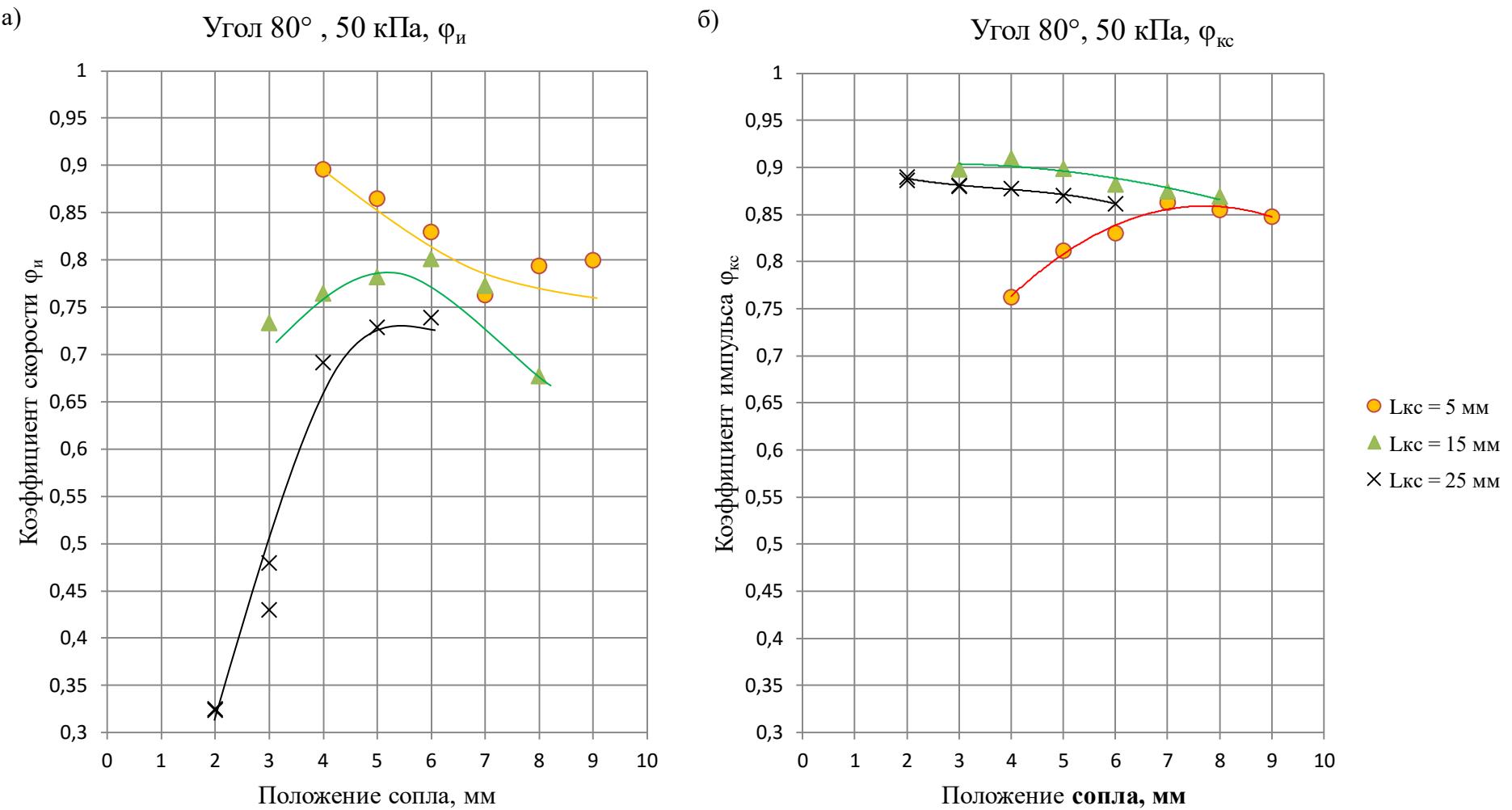


Рисунок Ж.10 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки *а* и *б* соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 50 кПа и конфузоре – угол  $80^\circ$

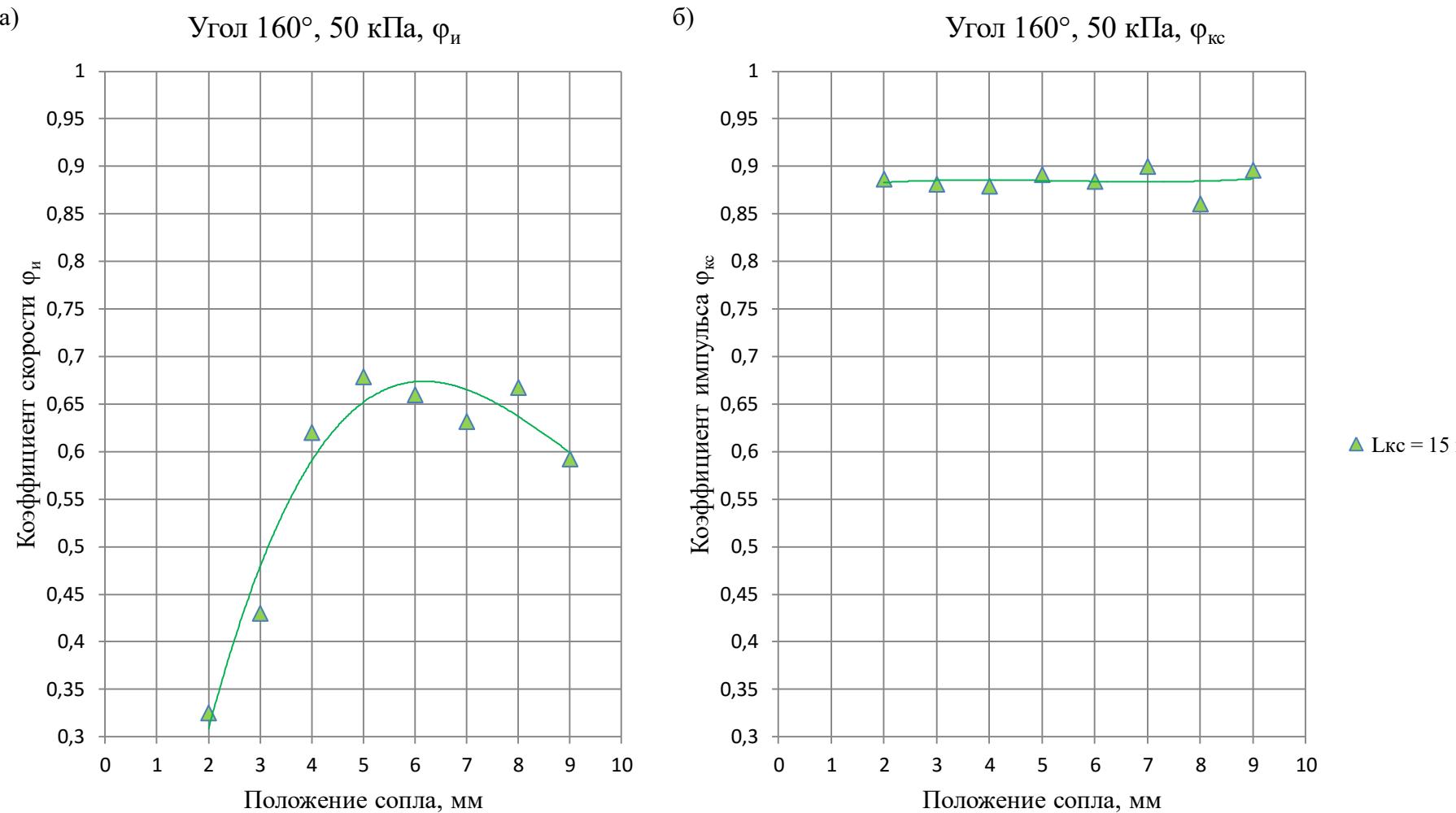


Рисунок Ж.11 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки *a* и *б* соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 50 кПа и конфузоре – угол  $160^\circ$

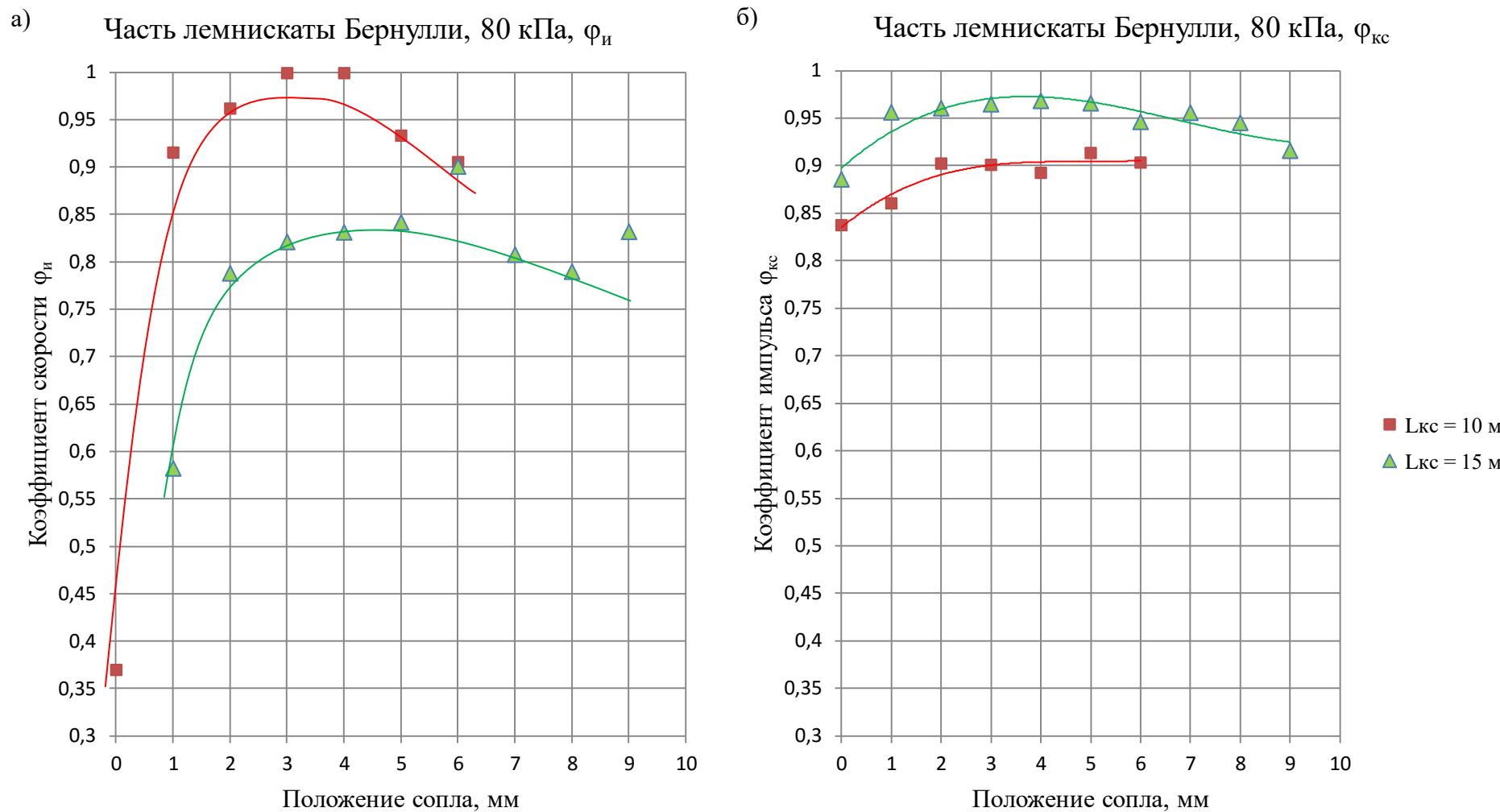


Рисунок Ж.12 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки *а* и *б* соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 80 кПа и конфузоре – часть лемнискаты Бернулли

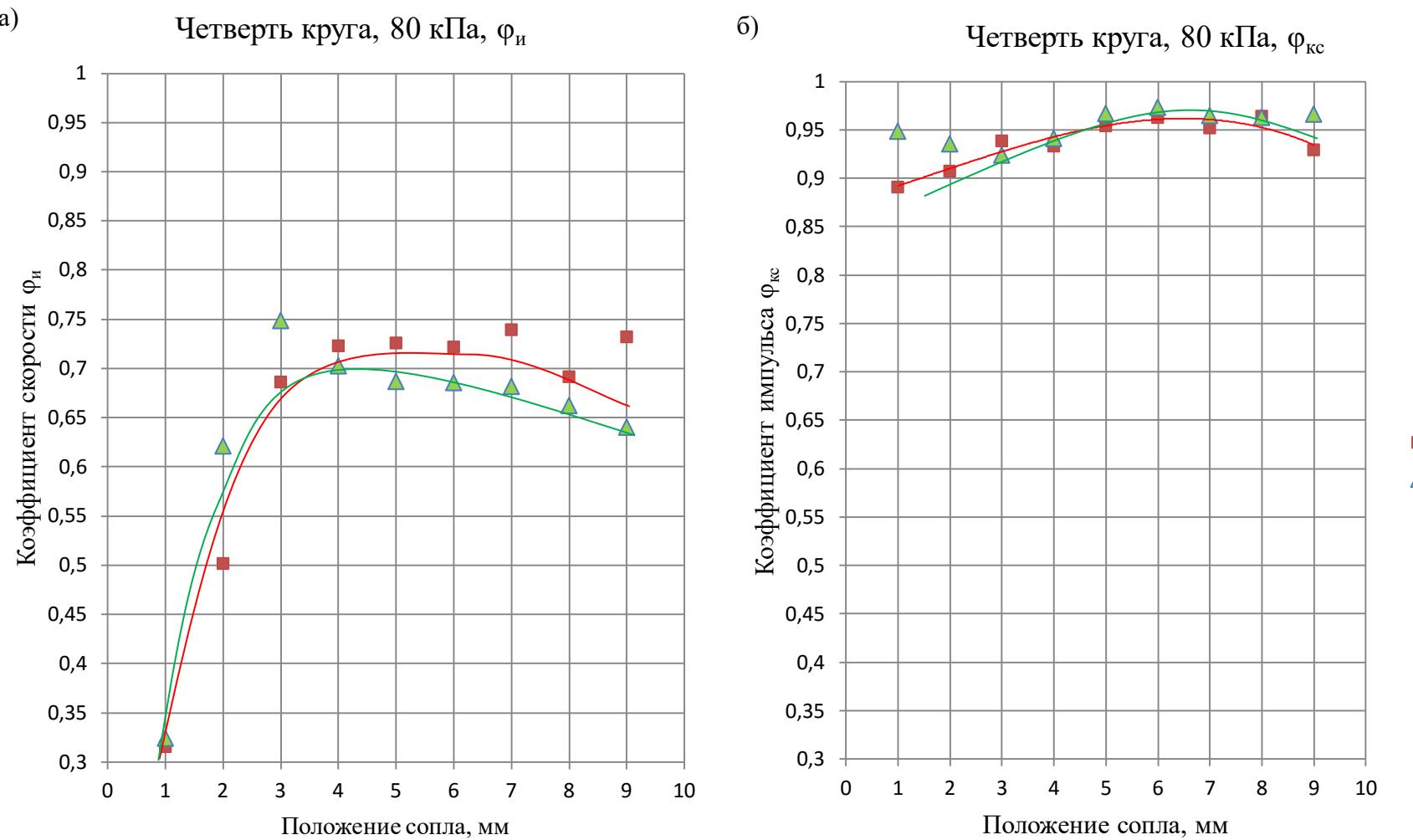


Рисунок Ж.13 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки а и б соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 80 кПа и конфузоре – четверть круга

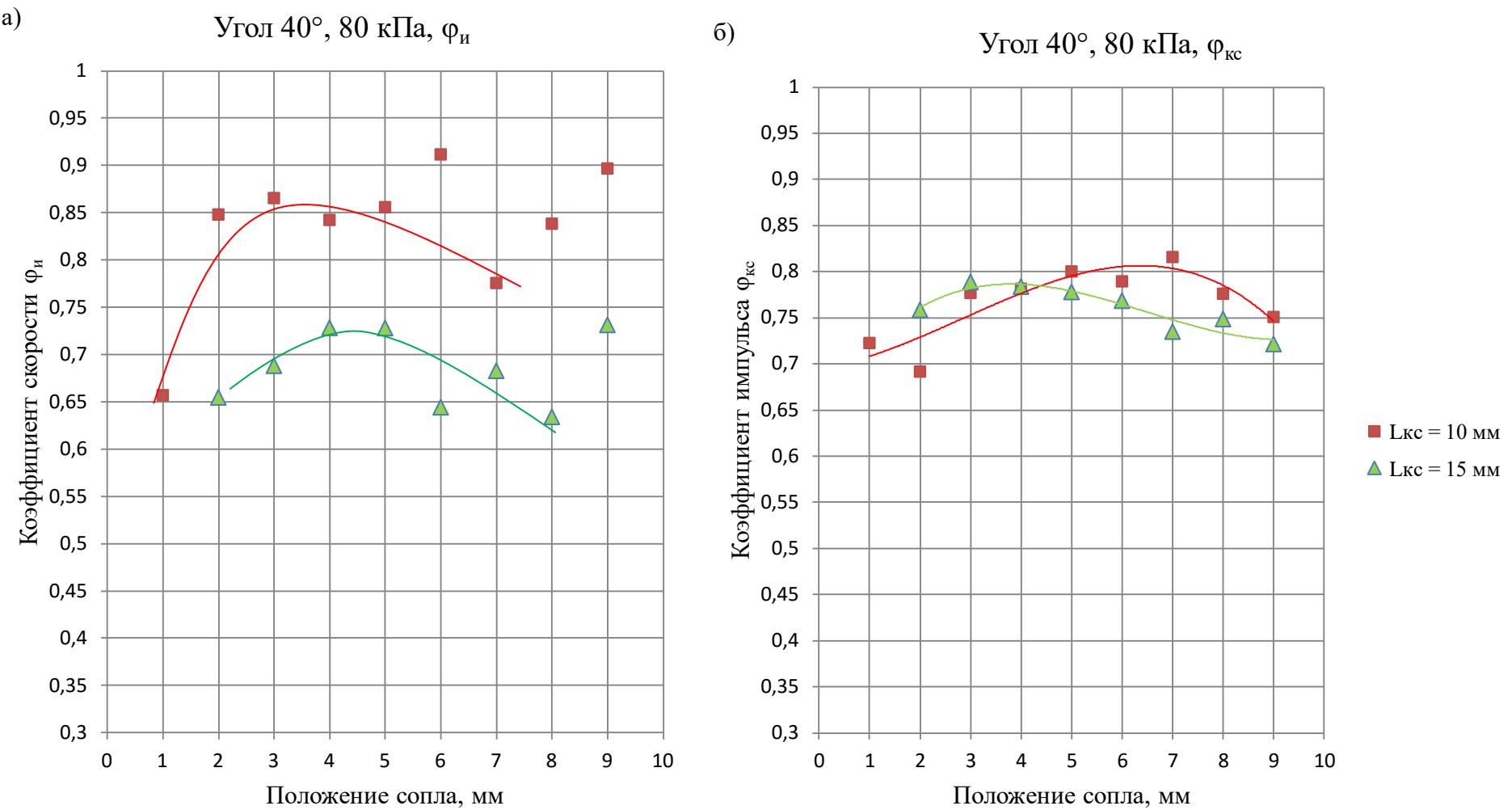
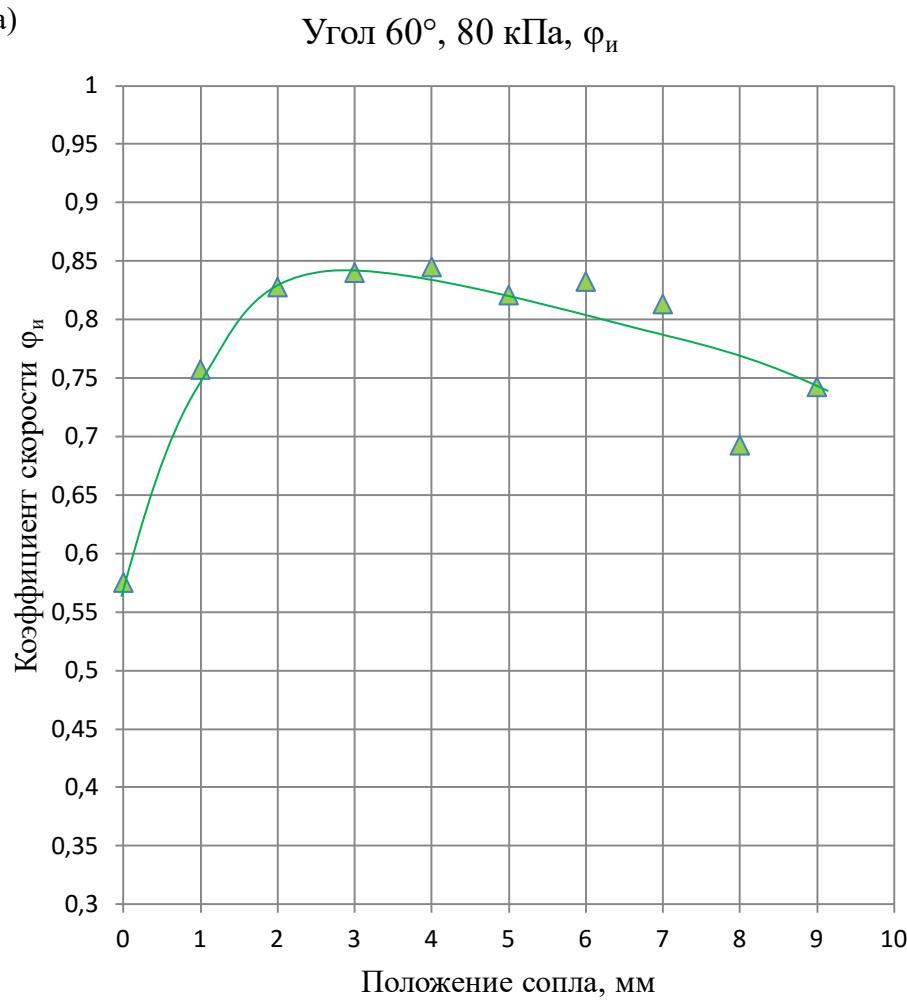
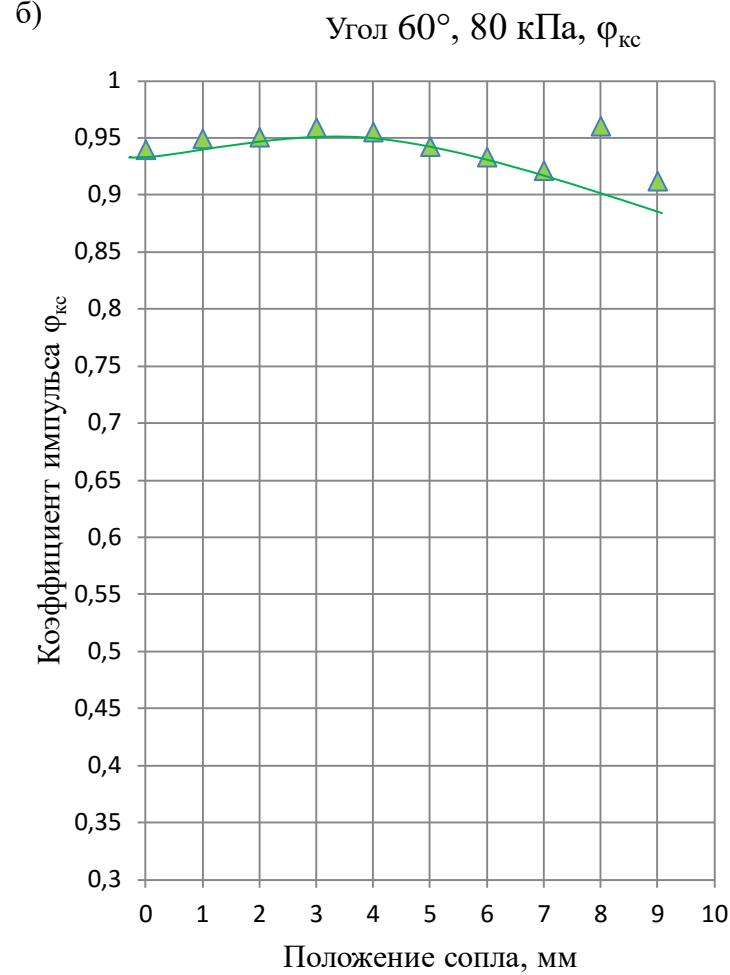


Рисунок Ж.14 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки а и б соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 80 кПа и конфузоре – угол  $40^\circ$

а)



б)



▲  $L_{kc} = 15$  мм

Рисунок Ж.15 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки а и б соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 80 кПа и конфузоре – угол  $60^\circ$

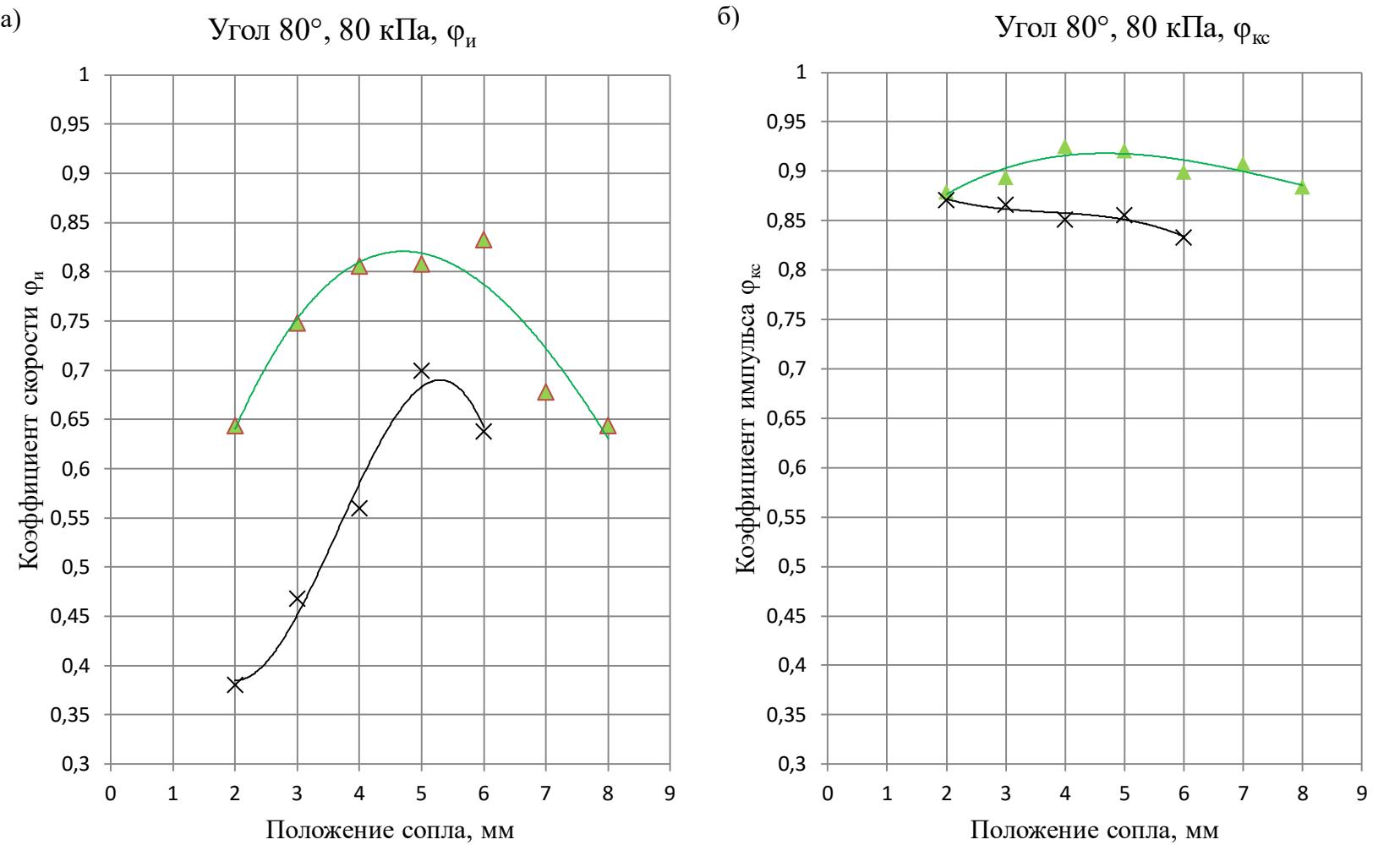


Рисунок Ж.16 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки а и б соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 80 кПа и конфузоре – угол  $80^\circ$

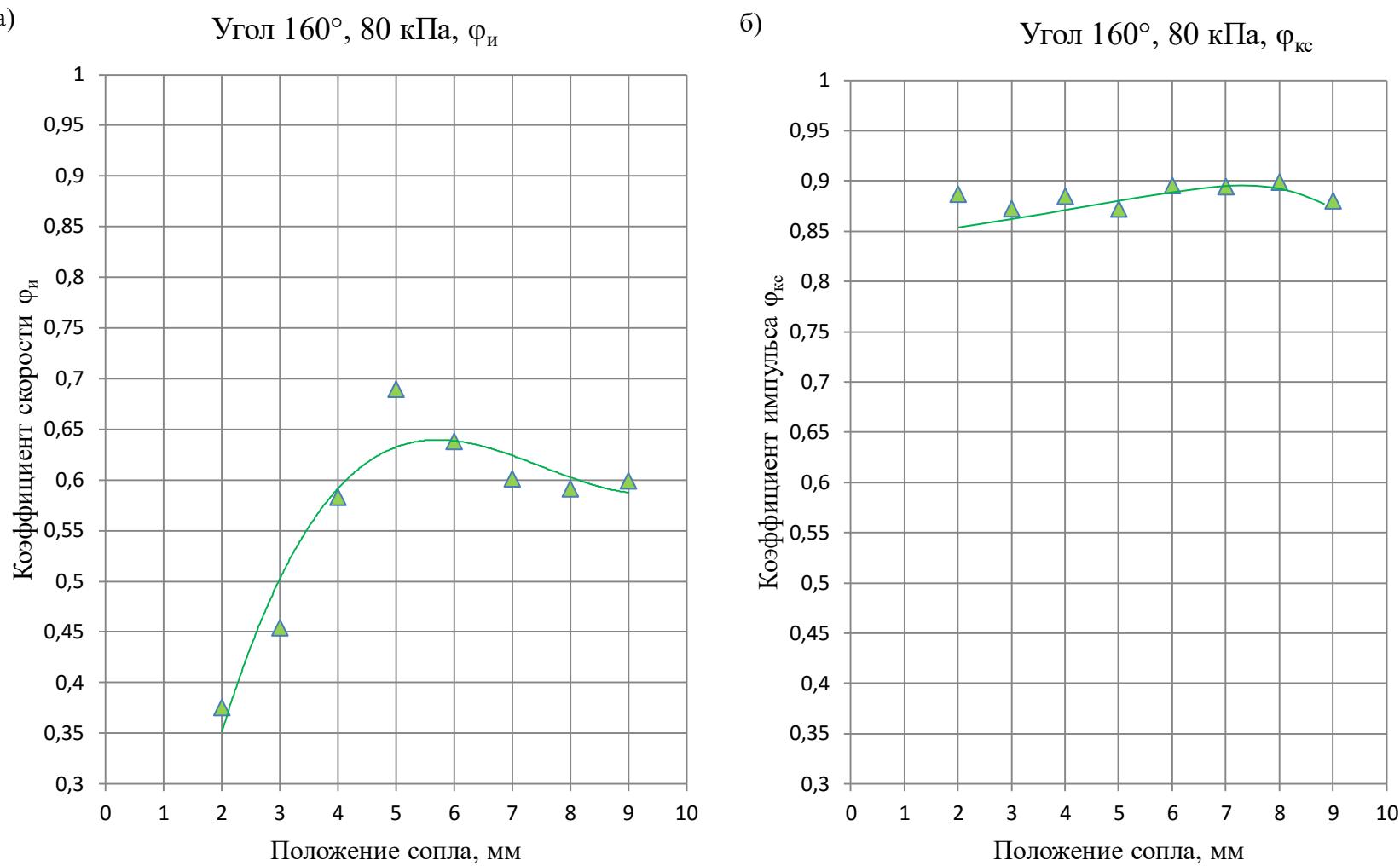


Рисунок Ж.16 – Зависимости коэффициентов скорости и импульса газовых потоков конфузора и камеры смешения (Рисунки *а* и *б* соответственно) от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 80 кПа и конфузоре – угол 160°

**ПРИЛОЖЕНИЕ И**

**(справочное)**

**Зависимость коэффициента скорости газового потока  
конфузора от положения рабочего сопла при различной форме  
образующей конфузорного участка**

$$L_{kc} = 10 \text{ mm}, 30 \text{ кПа}$$

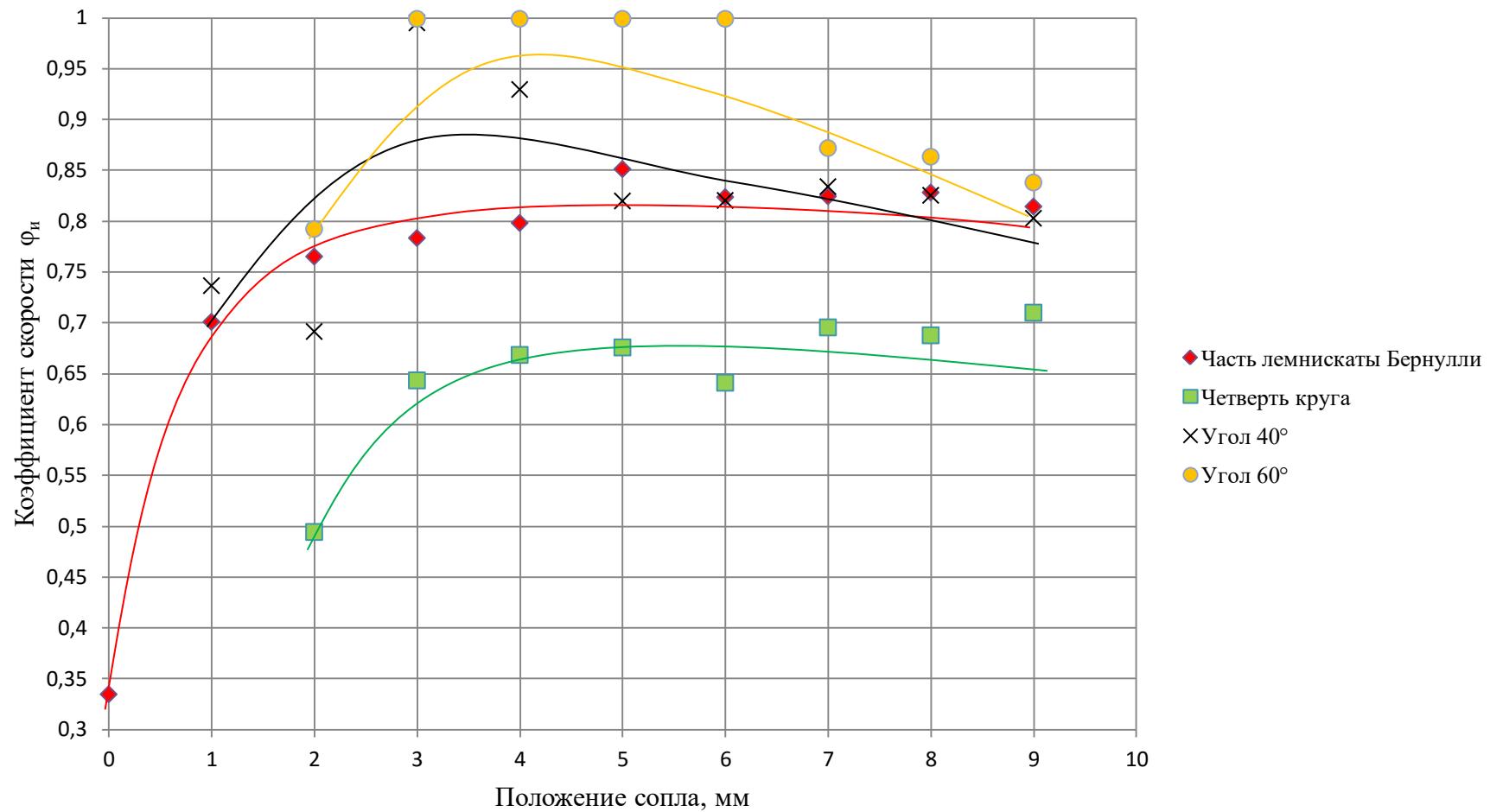


Рисунок И.1 – Зависимость коэффициента скорости газового потока конфузора от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 30 кПа и длине камеры смешения 10 мм

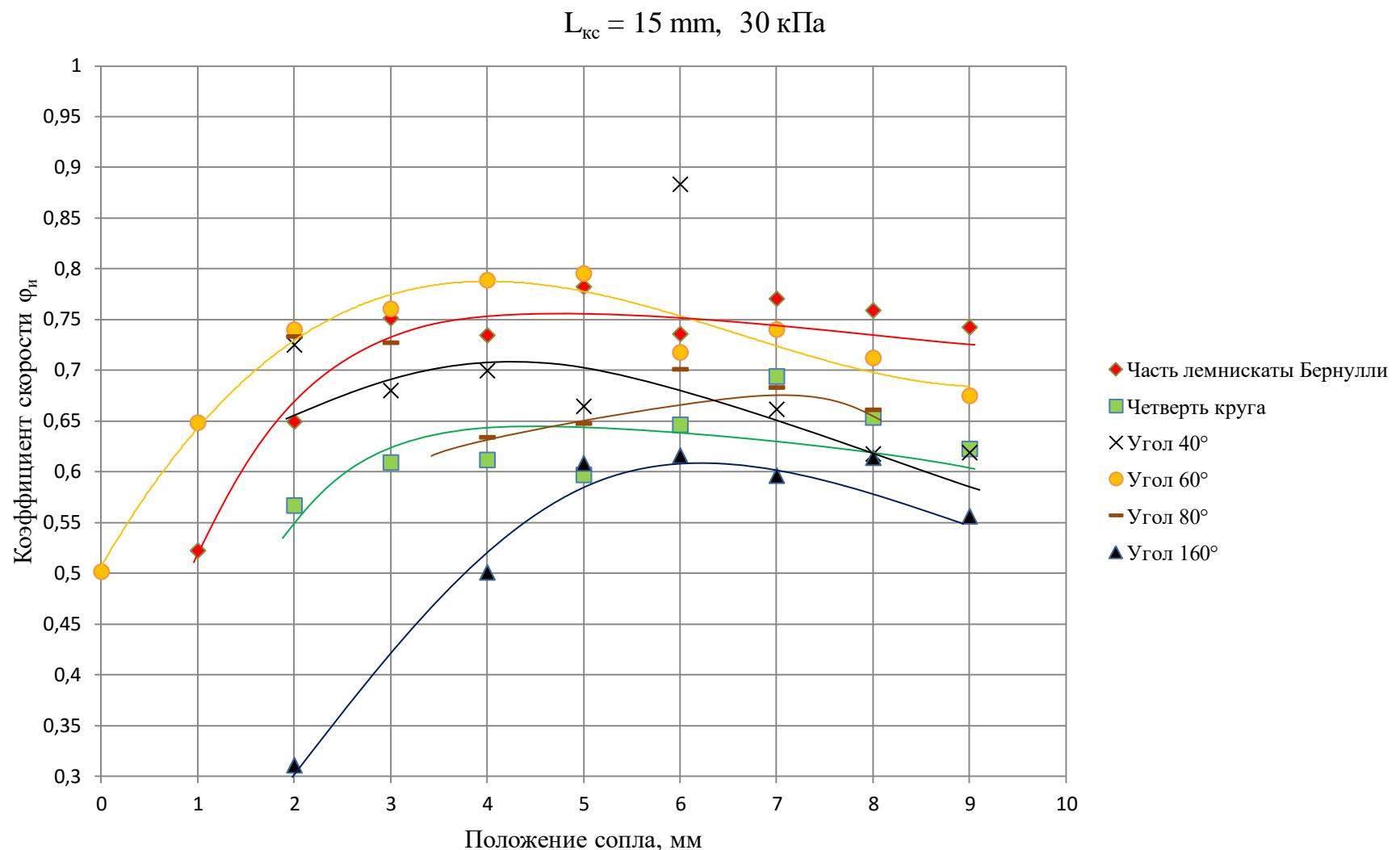
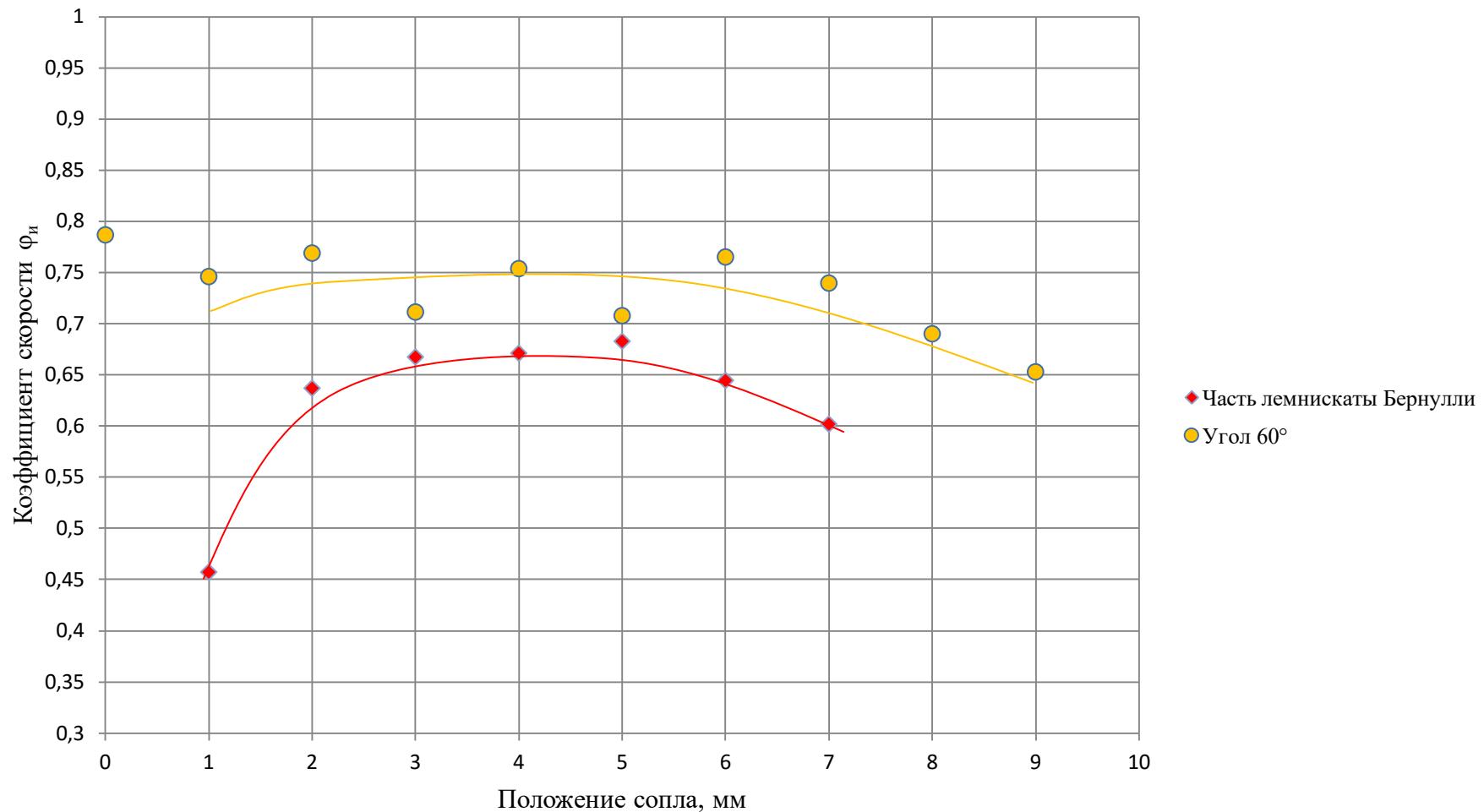


Рисунок И.2 – Зависимость коэффициента скорости газового потока конфузора от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 30 кПа и длине камеры смешения 15 мм

$$L_{kc} = 20 \text{ mm}, 30 \text{ кПа}$$



226

Рисунок И.3 – Зависимость коэффициента скорости газового потока конфузора от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 30 кПа и длине камеры смешения 20 мм

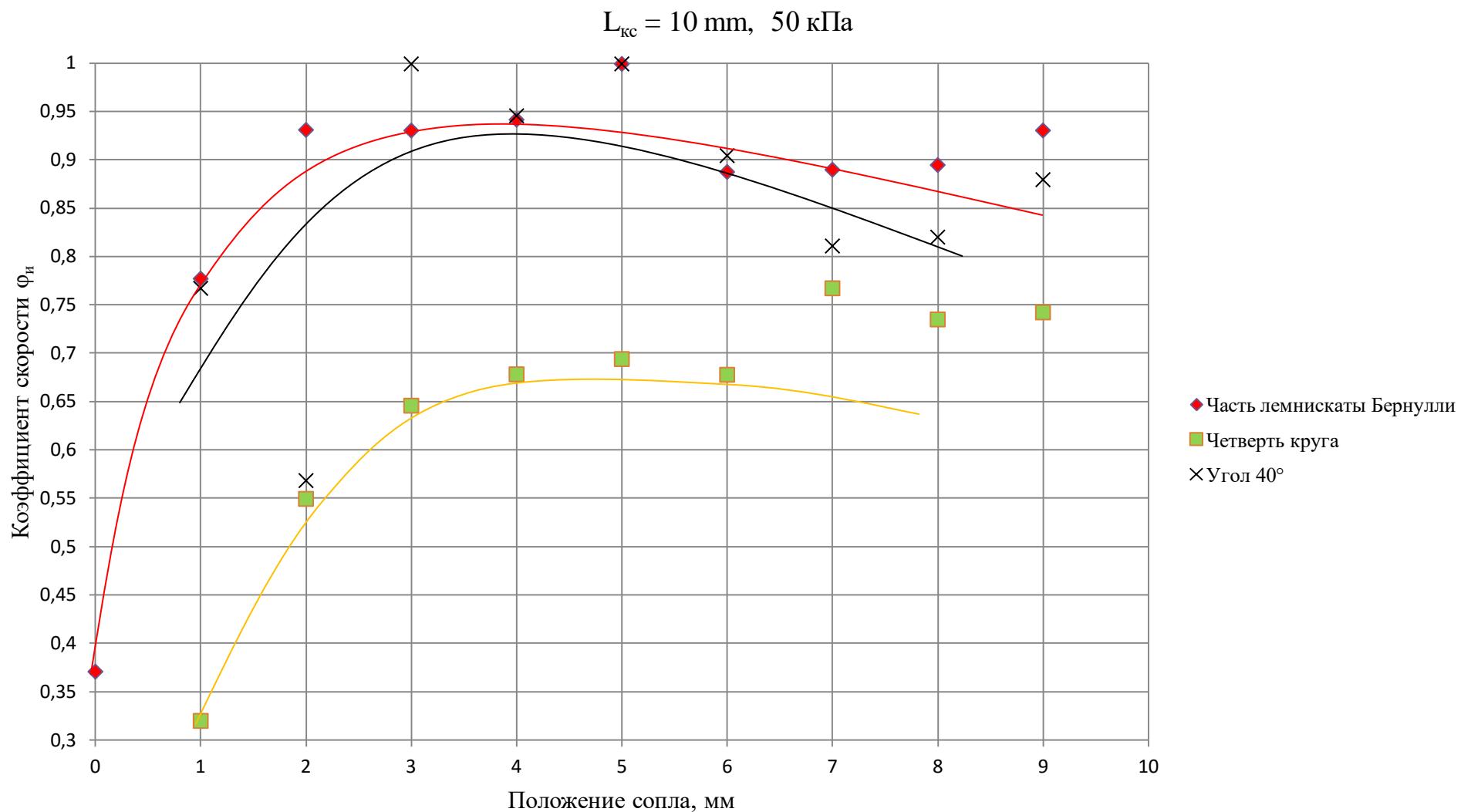


Рисунок И.4 – Зависимость коэффициента скорости газового потока конфузора от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 50 кПа и длине камеры смешения 10 мм

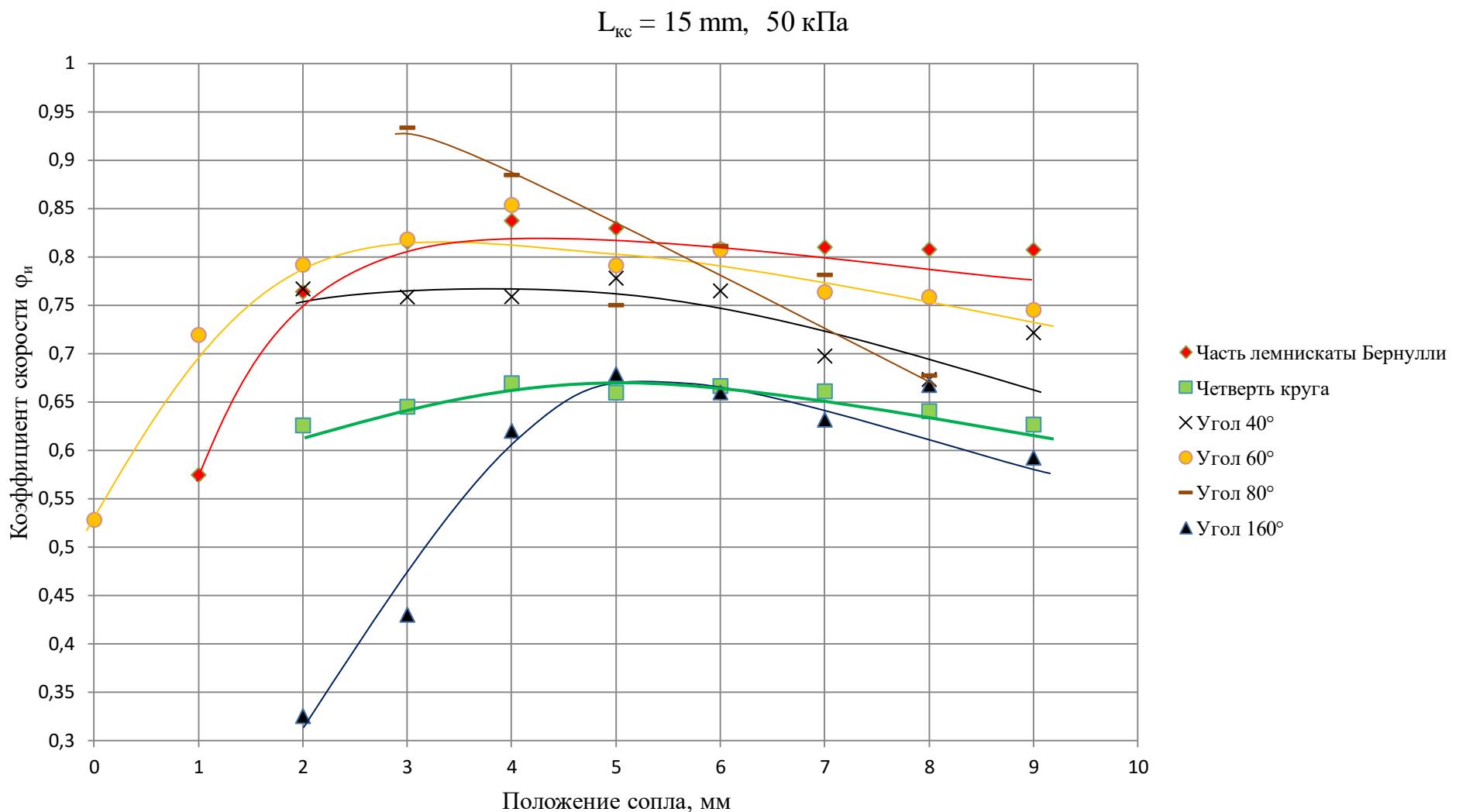


Рисунок И.5 – Зависимость коэффициента скорости газового потока конфузора от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 50 кПа и длине камеры смешения 15 мм

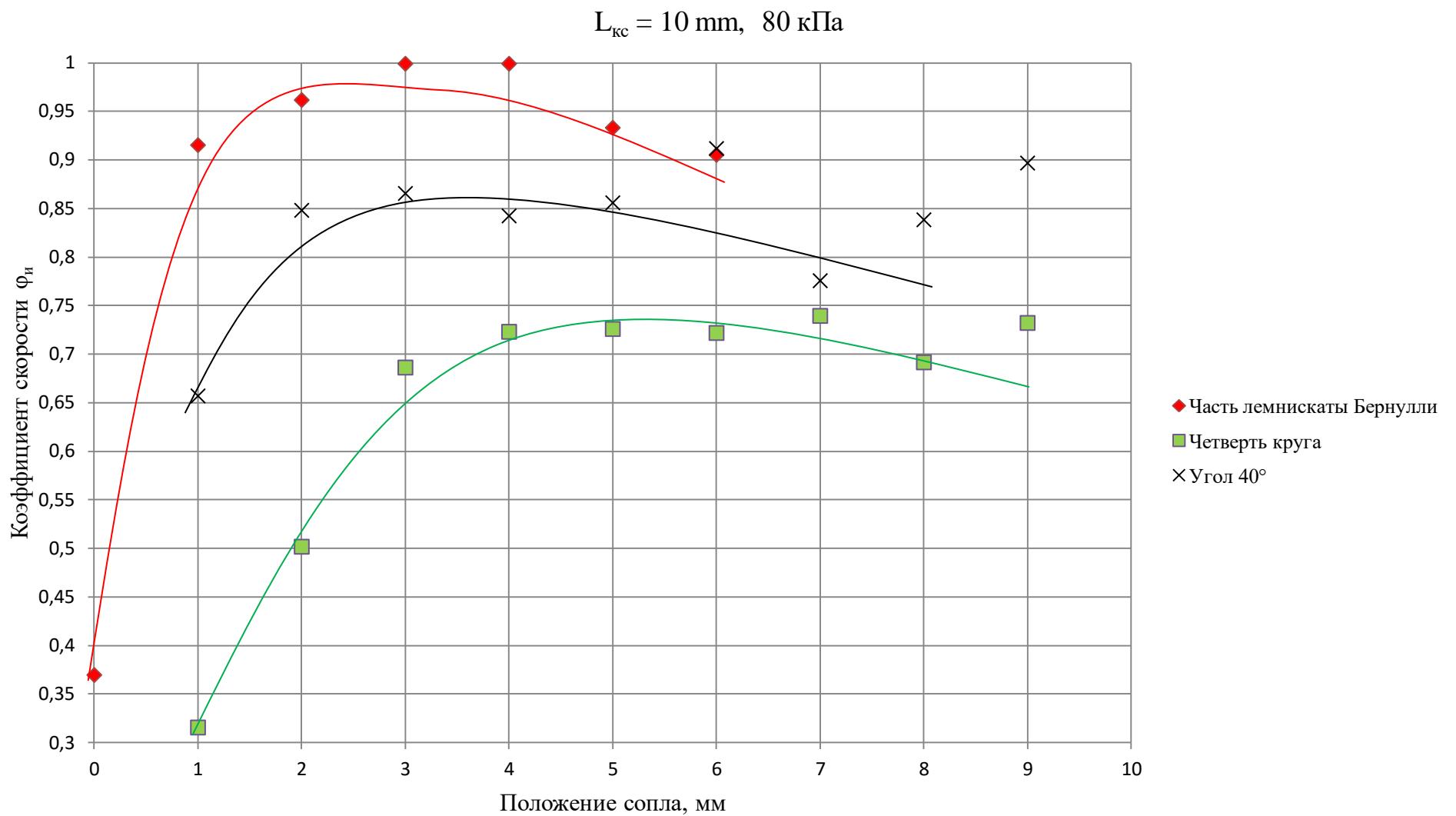


Рисунок И.6 – Зависимость коэффициента скорости газового потока конфузора от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 80 кПа и длине камеры смешения 10 мм

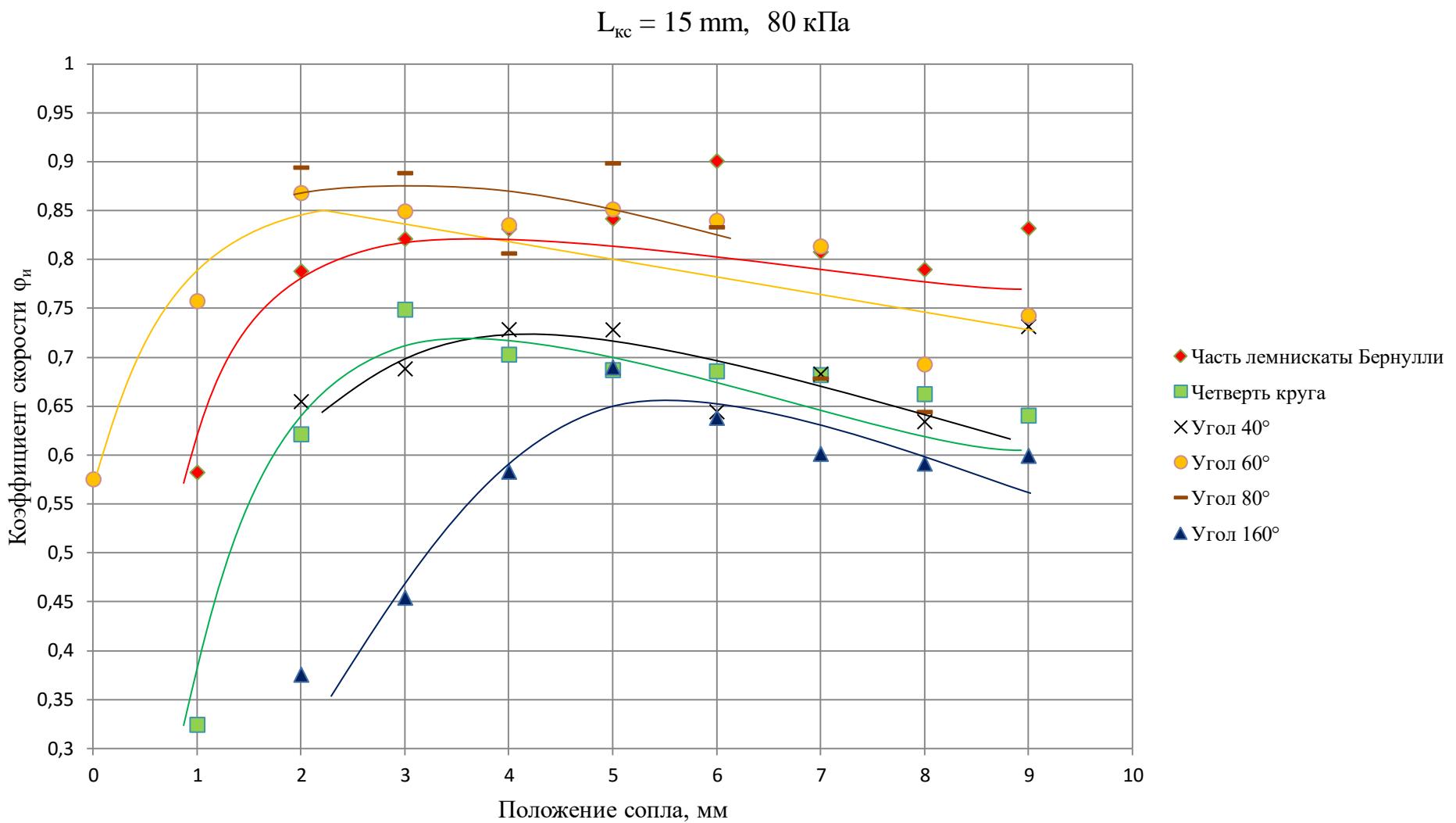


Рисунок И.6 – Зависимость коэффициента скорости газового потока конфузора от положения рабочего сопла при избыточном давлении рабочего газа 80 кПа и длине камеры смешения 15 мм