

УДК 533.6.011, 621.694.2

ТЕЧЕНИЕ В ЭЖЕКТОРНОЙ СИСТЕМЕ С ПОЛУОГРАНИЧЕННОЙ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ СТРУЕЙ

В. И. КОРОБОВ, Я. В. ЗАГУМЕННЫЙ, Ю. А. ПАРАМОНОВ

Институт гидромеханики НАН Украины, Киев

Получено 27.07.2006

Приведены результаты экспериментальных исследований параметров течения в воздушной низконапорной эжекторной системе с полуограниченной высокоскоростной струей. Определение расходных характеристик сочеталось с измерением давления и скорости. Также осуществлялась визуализация течения внутри газодинамического тракта. Использовались нерасчетные срезанные сопла простой конфигурации. Показано существование оптимального соотношения параметров. Аэродинамическая эффективность эжектора зависит от геометрии сопла для выдува высокоскоростной струи и формы его сопряжения со стенкой камеры смешения. Путем вариации величины импульса высокоскоростной струи и геометрии газодинамического тракта можно улучшить расходные характеристики и эффективность эжекторной системы.

Наведені результати експериментальних досліджень параметрів течії повітряної ежекторної системи з напівобмеженим високошвидкісним струменем та малими перепадами тиску. Визначення витратних характеристик поєднувалось з виміром тиску та швидкості. Також виконувалась візуалізація течії в середині газодинамічного тракту. Використовувались не розрахункові обрізані сопла простої конфігурації. Показано існування оптимального співвідношення параметрів. Аеродинамічна ефективність ежектора залежить від геометрії сопла для видуву високошвидкісного струменю та форми поверхні, яка поєднує його зі стінкою камери змішування. Шляхом варіації величини імпульсу високошвидкісного струменя та геометрії газодинамічного тракту можливе покращення витратних характеристик та ефективності ежекторної системи.

The results of experimental investigations of flow parameters in air ejector system with semibounded high-speed jet are adduced. Consumption characteristics as well as pressure measuring and flow visualization in the interior of gas dynamic track were determined. Underexpanded cut off jet nozzles with simple configuration were used. The existence of an optimal ratio of parameters has been shown. Aerodynamic efficiency of ejector depends upon geometric parameters of nozzle for jet blowing and the shape of its conjugate with the mixing chamber wall. The flow-rate characteristics and efficiency of the ejector system can be improved by variation of the high-speed jet impulse magnitude and shape of gas-dynamic channel.

ВВЕДЕНИЕ

Газовый эжектор благодаря простоте конструкции и надежности в эксплуатации широко используется в различных отраслях техники. Известно, что удовлетворительная работа газового эжектора в большой мере зависит от длины камеры смешения. Если она недостаточна, то характеристики эжектора ухудшаются из-за неполного перемешивания газов первичного и вторичного потоков, а при ее чрезмерном увеличении возрастает отрицательная роль потерь полного давления на трение о стенки и в выхлопном диффузоре. У эжекторов традиционной схемы оптимальная длина цилиндрической камеры смешения обычно равна $8 \div 12$ ее калибров [1, 2].

В работе [3] отмечено, что оптимальный одноступенчатый газовый эжектор во всей области действительных значений параметров газов (отношению давлений σ и коэффициенту эжекции k) является сверхзвуковым. В работе [4] показана оптимальность одноступенчатого газового эжектора на критическом режиме работы. Из экспериментов

[3] следует, что оптимальная длина камеры смешения сверхзвукового эжектора зависит от коэффициента эжекции k .

В ряде практических приложений необходим эжектор с малыми габаритными размерами, но при этом обладающий высокими расходными характеристиками, достаточно высоким коэффициентом эжекции и работающий при большом давлении эжектирующего газа.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В эжекторе традиционной прямоточной схемы [5] вокруг первичной полностью затопленной высокоскоростной осесимметричной струи формируется эжектируемая коаксиальная низкоскоростная вторичная струя. Уменьшение протяженности камеры смешения приводит к резкому падению коэффициента аспирации [4, 6]. Эффективность эжектора можно повысить, если модернизировать газодинамический тракт. Это можно осуществить, если область перемешивания эжектирующей и вторичной струй развивать не вдоль по

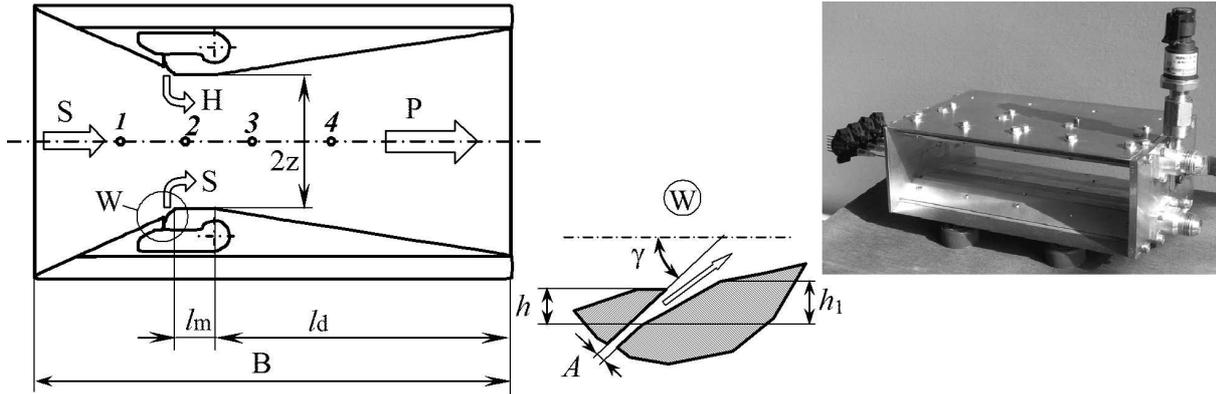


Рис. 1. Схема эжектора:
1 – 4 – места размещения датчиков давления

потоку, а интенсифицировать процесс взаимодействия в плоскости, перпендикулярной к направлению вторичного потока.

В качестве одного из подходов в этом направлении может служить реализация взаимодействия высокоскоростной полуограниченной струи со свободным вторичным течением.

С целью уменьшения гидравлических потерь во внутреннем тракте и повышения эффективности рассмотрена схема плоского эжектора, в котором щели для выдува плоских сверхзвуковых струй располагались на внутренних поверхностях внешних стенок в начале камеры смешения (рис. 1).

Использованы срезанные нерасчетные плоские сопла высокого давления с простой геометрией. Целесообразность такого исполнения сопла обусловлена, с одной стороны, упрощенной технологией изготовления. С другой стороны, учитывались данные о том, что восстановление давления на стенке за критическим сечением у плоского сопла с прямолинейными образующими суживающейся и расширяющейся частей больше, чем у осесимметричного сопла с такими же углами образующих [7]. Из двух таких сопел, имеющих одинаковое расчетное значение степени понижения давления, коэффициент импульса плоского сопла больше, чем осесимметричного.

Цель настоящей работы заключалась в экспериментальной проверке эффективности взаимодействия первичного и вторичного потоков в воздушной эжекторной системе указанного типа. В случае формирования струйного течения из срезанного сопла большое значение приобретает геометрия сопряжения сопла с поверхностью камеры смешения. Поэтому в опытах предусмотрена вариация геометрии газодинамического тракта в области выдува высокоскоростной струи.

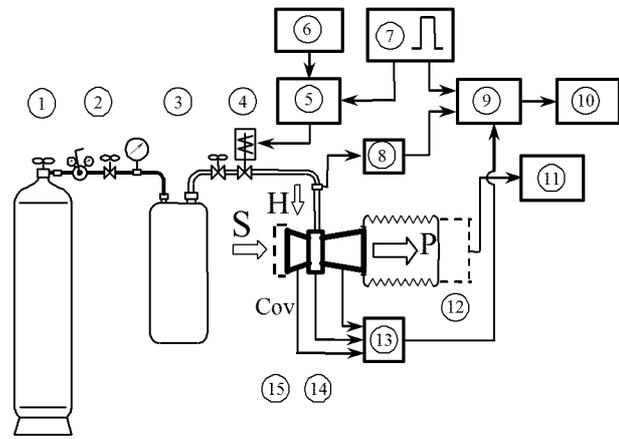


Рис. 2. Схема стенда для продувки эжектора

2. МЕТОДИКА И ТЕХНИКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Для проведения исследований изготовлен макет плоского эжектора. Поперечное сечение камеры смешения имеет форму прямоугольника с соотношением сторон в наиболее узком месте, равным $L/2z \approx 6 : 1$, где L – размах эжектора, $2z$ – характерный (наименьший) поперечный размер канала. Одна из особенностей макетного образца исследуемой эжекторной системы состояла в том, что была выбрана камера смешения переменной геометрии, причем малого удлинения, величина которого составляла $(l_m + l_d)/2z = 2.7$ (рис. 1). Эта величина существенно меньше, чем соответствующий параметр у эжекторов традиционной схемы.

Особенности конструкции макетного образца эжектора позволяли изменять ряд геометрических параметров газодинамического тракта.

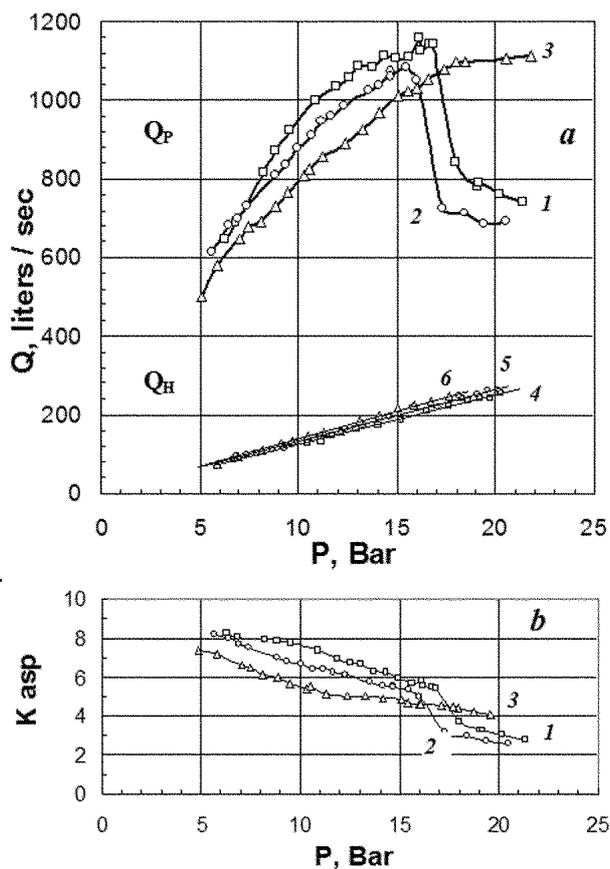


Рис. 3. Зависимость расходной характеристики (а) и коэффициента аспирации (б) макета эжектора от величины давления наддува в форкамере

Важным геометрическим параметром эжектора является отношение площадей выходных сечений сопел для эжектирующего и эжектируемого газов $\alpha = F_1/F_2$. В опытах эта величина варьировалась в пределах: $\alpha = 0.0036 \div 0.008$, т. е. $\alpha \ll 1$. Эжектор с малым значением параметра α позволяет подсосать большое количество газа, но мало повышает его напор.

Для проведения продувок макетных образцов эжектора был собран стенд [8], который позволял работать в импульсном режиме. Продолжительность рабочего цикла могла варьироваться в пределах от 120 до 500 миллисекунд.

Схема стенда показана на рис. 2. В состав стенда входят: 1 – баллон со сжатым воздухом высокого давления ($P < 15$ МПа, объем 40 л); 2 – регулируемый воздушный редуктор; 3 – воздушный ресивер низкого давления ($P < 5$ МПа, объем 12 л) с образцовым воздушным манометром; 4 – управляемый электромагнитный воздушный клапан; 5, 6, 7 –

блоки питания и управления открытием электромагнитного клапана; 8 – датчик давления; 9 – АЦП (аналого-цифровой преобразователь); 10 – компьютер; 11 – газовый расходомер; 12 – гибкий сосуд для сбора воздуха на выходе из эжектора; 13 – датчик давления (разряжения); 14 – исследуемый образец эжектора; 15 – съемная заглушка заборного конфузора эжектора.

По показаниям газового расходомера (11) определялся суммарный объем воздуха V , прокачанного через эжектор за время рабочего цикла. Величина объемного расхода вычислялась как $Q = V/t$, где t – рабочее время наддува камеры перед щелью.

Для регистрации времени t и величины давления наддува эжектора в камере перед щелью устанавливались малоинерционные полупроводниковые датчики давления 8 фирмы “Motorolla” серии MPX5 и фирмы “Honeywell” ML500PS2PC с рабочим диапазоном давления до 1000 и до 3500 кПа соответственно.

В результате проведения экспериментов определялся объемный расход воздуха через эжектор соответственно при открытом ($Q_P = Q_S + Q_H$) и закрытом (Q_H) заборнике канала подсоса воздуха. В последнем случае фиксируемая величина соответствовала расходу эжектирующей струи. Находился также коэффициент эжекции (аспирации) в зависимости от давления P в камере нагнетания (наддува) перед щелью выдува высокоскоростной струи $K_{asp} = Q_P/Q_H$.

В опытах с помощью малоинерционных полупроводниковых дифференциальных датчиков 13 регистрировались пульсации давления, а с помощью пневматического зонда определялась величина скорости в нескольких характерных точках по тракту эжектора. Одновременно регистрировались интегральные аэродинамические характеристики. Особенность техники эксперимента состояла в том, что для обеспечения измерений расходных характеристик эжектора при импульсном режиме струи реализована схема с промежуточным малоинерционным буферным накопителем 12, что обеспечило высокую точность измерений интегральных параметров [8]. Визуализация течения осуществлялась методом отмеченных частиц.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Рассмотрены два случая. В первом случае высокоскоростная струя выдувается перпендикулярно ($\gamma = 90^\circ$) по отношению к направлению втори-

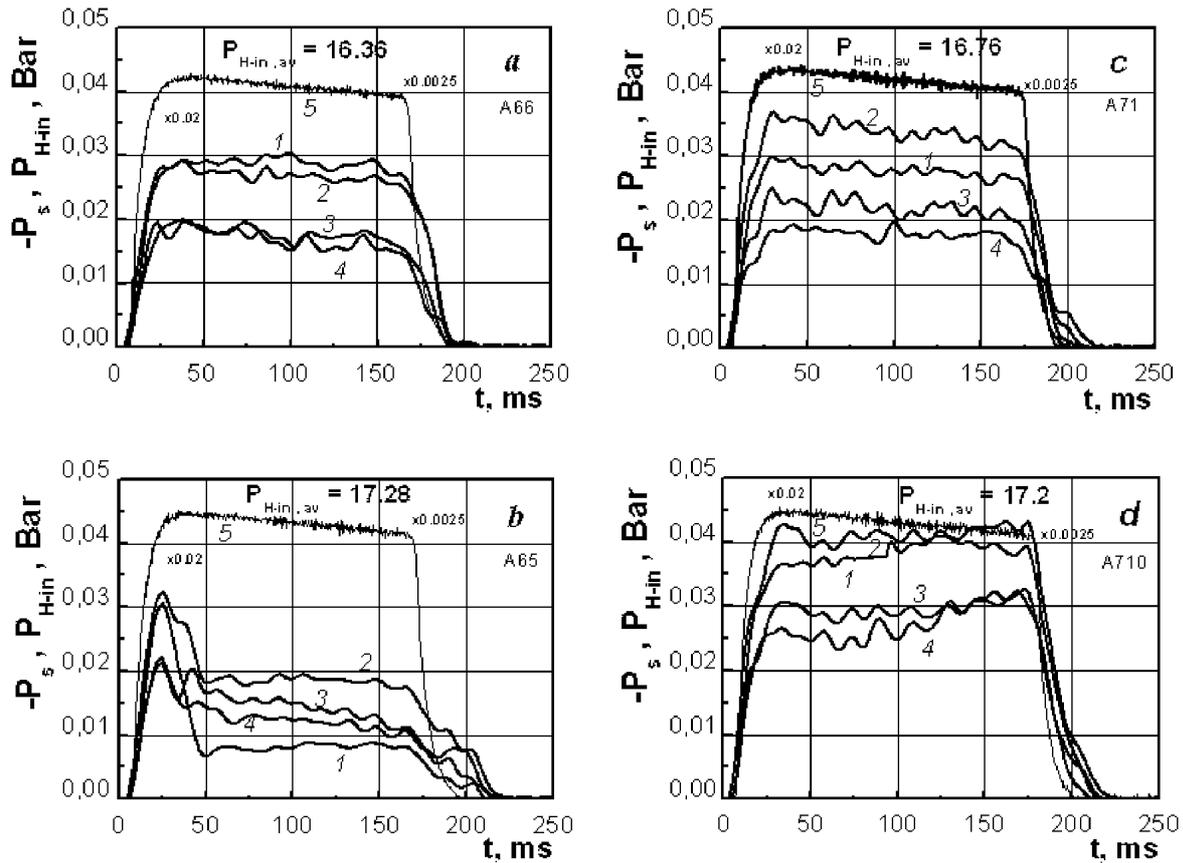


Рис. 4. Распределение давления на оси канала эжектора: *a, b* – импульс высокоскоростной струи направлен под прямым углом к направлению вторичного потока; *c, d* – эжектирующая струя наклонена по отношению к оси эжектора; 1 – 4 – величина разрежения в камере смешения и диффузоре; 5 – величина давления наддува в коллекторе перед щелью (*A*) для выдува высокоскоростной струи. Расположение датчиков 1 – 5 показано на рис. 1 и рис. 5

чного потока, а во втором – импульс высокоскоростной струи наклонен по отношению к эжектируемому потоку под некоторым углом ($\gamma = 57^\circ$). Кроме того, в первом случае варьировался размер щели *A* (сопла) для выдува высокоскоростной струи, изменялась геометрия среза сверхзвукового сопла *h* и изменялась величина проходного сечения камеры смешения *Z* (рис. 1).

На рис. 3, *a* приведены результаты измерений объемного расхода эжектирующей струи Q_H и эжектора в целом Q_P . На рис. 3, *b* приведены данные по коэффициенту аспирации ($K_{asp} = Q_P/Q_H$), в зависимости от величины давления наддува P в коллекторной полости перед щелью, из которой истекает высокоскоростная струя.

Общим для всех кривых 1 – 3 на рис. 3 является одинаковый размер щели – $A_1 = A_2 = A_3$. Отличие заключается в следующем. Для кривых 1 и 2 геометрия в зоне выдува высокоскоростной

струи одинакова, причем $\gamma_1 = \gamma_2 = 90^\circ$ (“прямая” щель). Экспериментальная зависимость 3 отражает данные испытаний эжектора с наклоненной щелью: $\gamma_3 = 57^\circ$.

Величина проходного сечения камеры смешения для 2 и 3 одинакова: $z_2 = z_3$. Для модификации 1, по сравнению с 2 и 3, площадь проходного сечения увеличена на 50%, т. е. $z_1 = 1.5z_2 = 1.5z_3$. Соотношения величин проходного сечения сопла и камеры смешения ($\alpha = F_1/F_2 = A/z$) соответственно равны: $\alpha_1 = 0.004$; $\alpha_2 = \alpha_3 \approx 0.006$.

Как следует из данных эксперимента, с увеличением давления наддува расход эжектирующей струи Q_H монотонно растет во всем исследуемом диапазоне по давлению. Поскольку у всех трех модификаций размер щели один и тот же, то и расход газа через напорное сопло в эксперименте одинаков (кривые 4 – 6, рис. 3, *a*).

Для “прямой” струи ($\gamma = 90^\circ$), в отличие

от зависимости величины расхода эжектирующей струи $Q_H(P)$, экспериментальная кривая суммарного расхода имеет некий предел по давлению, после которого величина $Q_P(P)$ резко падает. В этом случае происходит также резкое падение коэффициента аспирации. Так, для модификации эжектора, результаты продувки которого представлены кривой 2 на рис. 3, такая картина наблюдается в достаточно узком диапазоне давления: $16 \div 17$ Бар.

Такая особенность расходных характеристик подтверждается результатами измерений распределения давления (рис. 4) в характерных зонах внутри тракта эжектора (см. рис. 1: 1 – во входном конфузоре (в воздухозаборном устройстве для вторичного потока); 2 – в области выдува высокоскоростной струи; 3, 4 – в камере смешения и диффузоре).

На графиках указаны следующие обозначения. Кривые 1 ÷ 4 – величины разрежения ($-P$) в соответствующих точках по тракту эжектора (рис. 1 и 5). Кривая 5 – величина давления наддува (P_{H-in}) в камере перед соплом. Рядом с кривой 5 указан поправочный коэффициент приведения данных к масштабу шкалы давления. На графике также приведена средняя величина давления наддува ($P_{H-in,av}$) за время рабочего цикла.

Данные на графиках рис. 4, а, b соответствуют интегральным параметрам при продувке эжектора с прямой струей (кривая 2 на рис. 3, а) и отличаются величиной давления наддува в коллекторе перед щелью.

Из сравнения графиков на рис. 4, а, b видно, как резко упал уровень разрежения во всех дренажных точках, и особенно в точках 1 и 2, при прохождении порогового (критического) значения давления наддува ($P_{H-in,av} \approx 16.5$ Бар).

Характер изменения распределения давления свидетельствует о появлении обратного течения в тракте эжектора. Происходит отрыв высокоскоростной струи, вытекающей из щели, от обтекаемой поверхности и, как следствие, частичное запыление эжектора. При этом наблюдается падение его эффективности (коэффициента аспирации) (кривая 2, рис. 3, b).

Таким образом, экспериментально подтверждено существование критического режима работы сверхзвукового газового эжектора исследуемого типа, когда происходит запыление низконапорного газа расширяющейся струей высоконапорного газа на начальном участке камеры смешения [9].

Более полное представление о взаимодействии струй в низконапорном эжекторе можно составить на основе выполненной визуализации течения [10].

На рис. 5 показана визуализация картины обте-

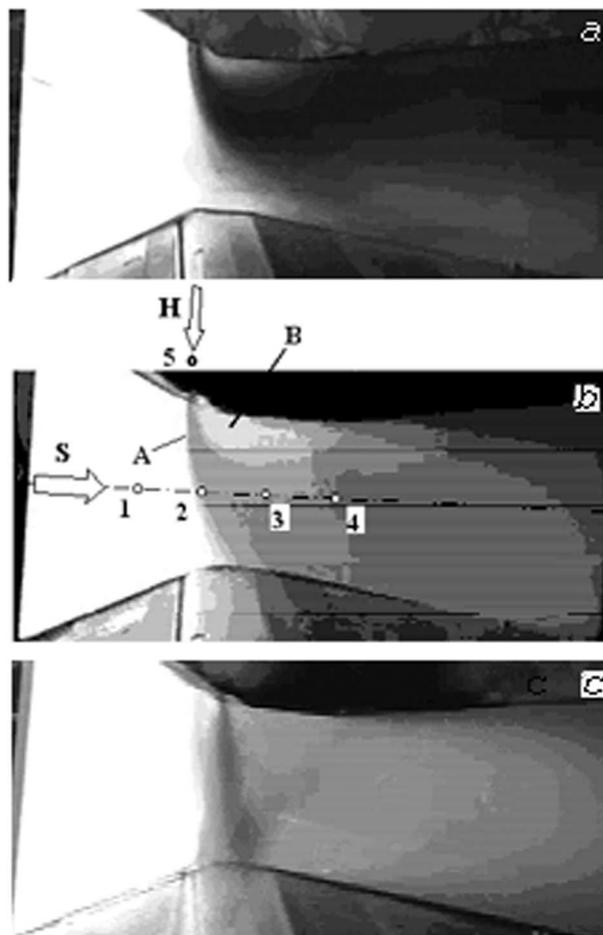


Рис. 5. Картина течения в камере смешения газового эжектора при различной величине импульса высокоскоростной струи

кания внутри тракта эжектора с “прямой” струей путем подкрашивания одной из двух высокоскоростных струй.

На фотографии области с различной градацией по яркости, вниз по потоку от переднего фронта струи (А на рис. 5, b), указывают на различный уровень скорости в камере смешения. Более яркой области на фотографии соответствует зона с большей скоростью потока. Чем темнее зона, тем больше в ней степень торможения потока. Это обусловлено тем, что концентрация взвешенных частиц в воздухе (отмеченных частиц в пространстве) обратно пропорциональна скорости потока.

Характерная фотография распределения скоростей на докритических режимах ($P_{H-in,av} < P_{кр}$) показана на рис. 5, a.

На фотографии рис. 5, b показана визуализация выдува высокоскоростной струи и последующего ее смешения с эжектируемым потоком на предкри-

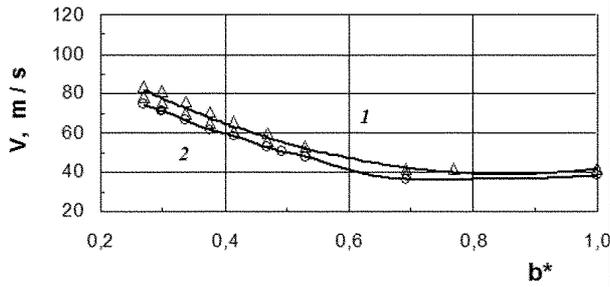


Рис. 6. Распределение скорости на оси канала ($z = 0$) по длине эжектора при разных значениях наддува в форкамере:
 1 – $P = 14.6$ Бар; 2 – $P = 12.1$ Бар

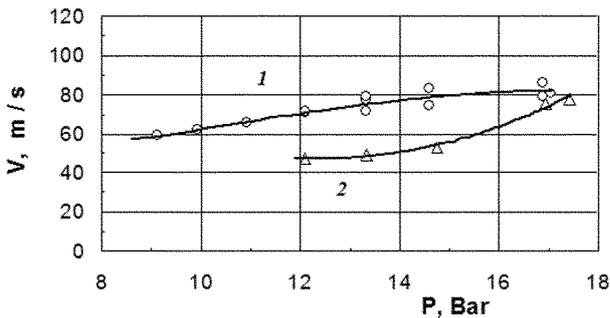


Рис. 7. Значение скорости в двух точках на оси канала $z = 0$ в зависимости от давления наддува в ресивере:
 1 – $b^* = 0.30$; 2 – $b^* = 0.38$

тическом режиме обтекания. Эта фотография соответствует данным по расходным характеристикам, представленным кривой 2 на рис. 3, при давлении наддува порядка $P_{H-in,av} \approx 14$ Бар. Этим же данным, в свою очередь, приблизительно соответствует распределение давления, приведенное на рис. 4, *a*. На фотографии течения зонам с большей освещенностью соответствуют области с большей скоростью потока. Хорошо видны передний фронт (А) и ядро (В) высокоскоростной струи и трансформация поля скорости в камере смешения.

При этом эжектирующая высокоскоростная струя выдувается из щели в стенке во внутрь канала под углом к низкоскоростной струе и затем, за счет особенностей геометрии камеры смешения, прижимается к стенке, разворачивается и ускоряется в направлении выходного сечения параллельно эжектируемой струе. Создаваемая при этом зона пониженного давления на стенке подсасывает вторичное течение.

Картина течения, когда давление становится выше критического, показана на рис. 5, *c*. Этому же случаю соответствуют данные по распределе-

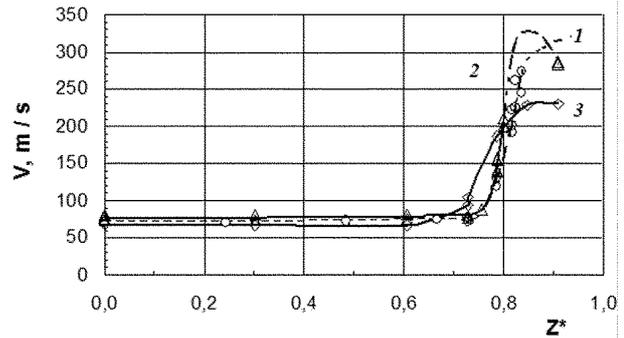


Рис. 8. Распределение скорости в двух сечениях поперек канала при разных значениях давления наддува в форкамере: 1 – $b^* = 0.30, P = 12.1$ Бар; 2 – $b^* = 0.30, P = 14.6$ Бар; 3 – $b^* = 0.38, P = 14.6$ Бар

нию давления внутри тракта эжектора, представленные на рис. 4, *b*.

Четко просматривается отрыв высокоскоростной струи от разгонной поверхности и заклинивание эжектора.

Картина поля течения в камере смешения, полученная путем визуализации потока, согласуется как с результатами измерений давления, так и с данными прямых измерений скорости в ряде точек внутри тракта эжектора. Последние данные зарегистрированы с помощью пневмометрического зонда скоростного напора.

Количественные результаты измерения скорости внутри эжектора приведены на рис. 6–9.

С увеличением импульса эжектирующей струи повышается скорость в пристенной области и увеличивается протяженность зоны ядра струи в направлении от стенки. Такая динамика наблюдается также при визуализации потока (рис. 5, *a, b*).

Приведенные зависимости 1 и 2 на рис. 3 являются характерными для эжекторной системы, в которой направление течения в сопле высокоскоростной струи задается под прямым углом по отношению к импульсу вторичного потока [8].

Характер течения в камере смешения эжектора с наклонной струей отличается от случая с “прямой” струей. Отрыва высокоскоростной струи в исследуемом диапазоне по давлению наддува не наблюдалось. Об этом свидетельствует монотонный характер кривой 3 на рис. 3 и последовательное нарастание параметров разрежения с увеличением давления наддува на рис. 4 (от *c* к *d*).

При одинаковой геометрии эффективность эжектора с наклонной струей ниже, чем у эжектора с “прямой” струей на докритических режимах [10]. При соответственно одинаковой величине им-

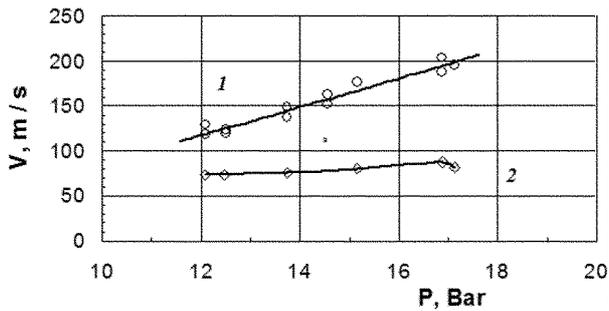


Рис. 9. Значение скорости в двух разных точках, смещенных поперек канала $b^* = 0.3$ в зависимости от давления наддува: $1 - z^* = 0.79$; $2 - z^* = 0.67$

пульса эжектирующей струи, на режимах, где для “прямой” струи наступает отрыв от обтекаемой поверхности и происходит частичное заклинивание эжектора — наклонная струя продолжает эффективно работать, (сравни кривые 2 и 3 на рис. 3). Следует полагать, что заклинивание эжектора при наклонной высокоскоростной струе будет происходить при больших значениях величины давления наддува в камере перед соплом.

На докритических режимах более эффективным оказалось взаимодействие “прямой” эжектирующей струи со вторичным потоком. Поэтому вариация геометрии газодинамического тракта в экспериментах проводилась на модификациях эжектора вышеуказанного типа.

Первоначально изменялась величина проходного сечения камеры смешения при неизменных параметрах сопла и геометрии его сопряжения с трактом эжектора. С увеличением поперечного размера камеры смешения также увеличилась величина критического давления (см. кривые 2 и 1 на рис. 3). Увеличение площади проходного сечения камеры смешения на 50% привело к увеличению расходных характеристик до 7%. Зависимость параметра эффективности эжектора от соотношения размеров проходного сечения камеры смешения и сопла носит нелинейный характер.

Это подтверждается данными прямых измерений скорости потока внутри камеры смешения эжектора. Протяженность зоны пристенной высокоскоростной струи поперек потока мало изменяется по мере увеличения импульса эжектирующей струи (рис. 7–9).

В другом случае изменялась величина проходного сечения плоского сопла A (рис. 1) при прочих неизменных геометрических параметрах тракта. Результаты такого цикла экспериментов с измерением расходных характеристик и эффек-

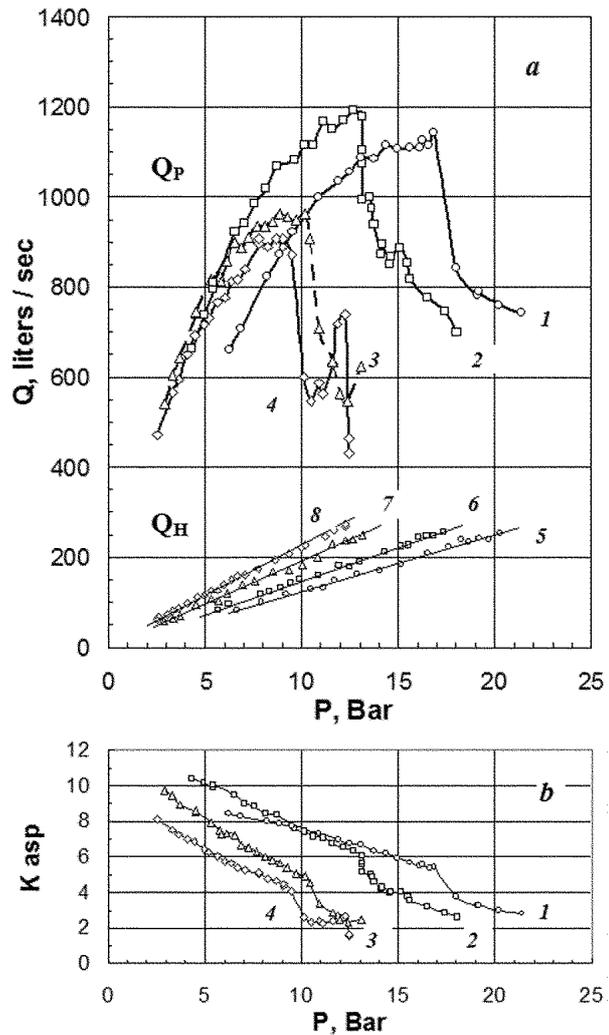


Рис. 10. Зависимость расхода (a) и коэффициента аспирации (b) от величины давления наддува при различных значениях проходного сечения сопла A для выдува высокоскоростной струи

тивности приведены на рис. 10, a, b.

Общим для результатов на рис. 10 является одинаковая для всех геометрия тракта и зоны сопряжения щели для выдува высокоскоростной струи со стенкой камеры смешения W , причем $z_1 = z_2 = z_3 = z_4$ и $\gamma_{1-4} = 90^\circ$. Отличие составляет размер щели (сопла) $A^* = A/z : A_1^* = \alpha_1 = 0.0036; A_2^* = \alpha_2 = 0.0052; A_3^* = \alpha_3 = 0.0060; A_4^* = \alpha_4 = 0.0080$. Этим размерам соответствуют кривые 1–4 на рис. 10.

Для плоского эжектора с “прямой” струей с увеличением размера проходного сечения сопла расход газа в эжектирующей струе возрастает (кривые 5–8, рис. 10, a), а величина критического давления наддува уменьшается (рис. 11, c). При этом

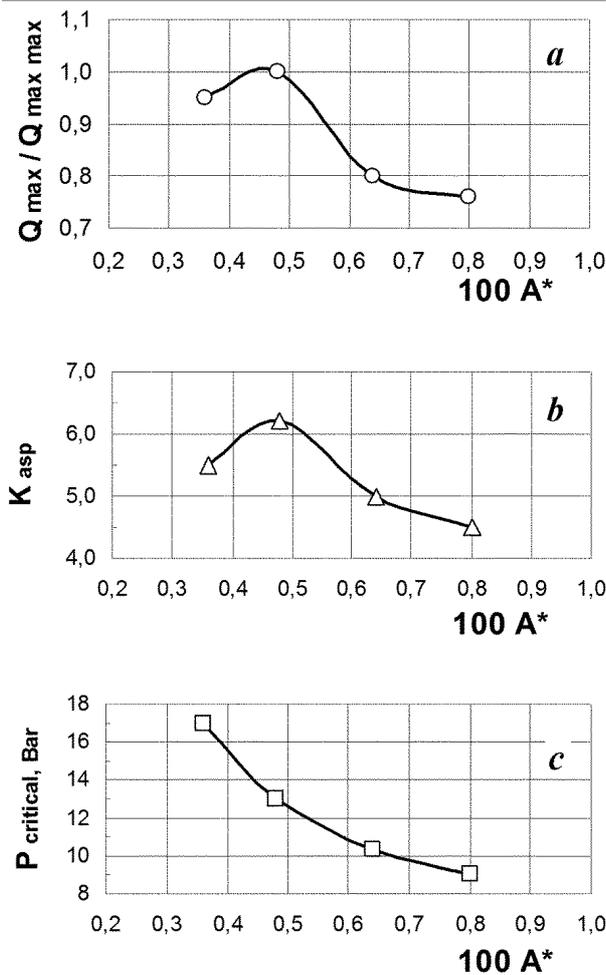


Рис. 11. Зависимость величины относительного расхода (а), коэффициента аспирации (b) и величины критического давления (с) от величины проходного сечения A эжектирующего сопла

имеется оптимум по расходным характеристикам (рис. 11, а) и коэффициенту аспирации (рис. 11, b).

В третьем случае при постоянном соотношении проходных сечений сопла и камеры смешения и неизменной форме сопряжения выходной части сопла со стенкой камеры смешения изменялась величина среза нерасчетного сопла $h^* = h/h_1$, где h_1 – высота зоны первого раскрытия сопла (рис. 1). Характер полученных зависимостей $Q(P)$ и $K_{asp}(P)$, аналогичен данным предыдущей серии экспериментов. В безразмерном виде результаты продувок представлены на рис. 12.

С увеличением среза сопла величина критического давления возрастает. Но при этом существует оптимальная величина ступеньки h срезанно-

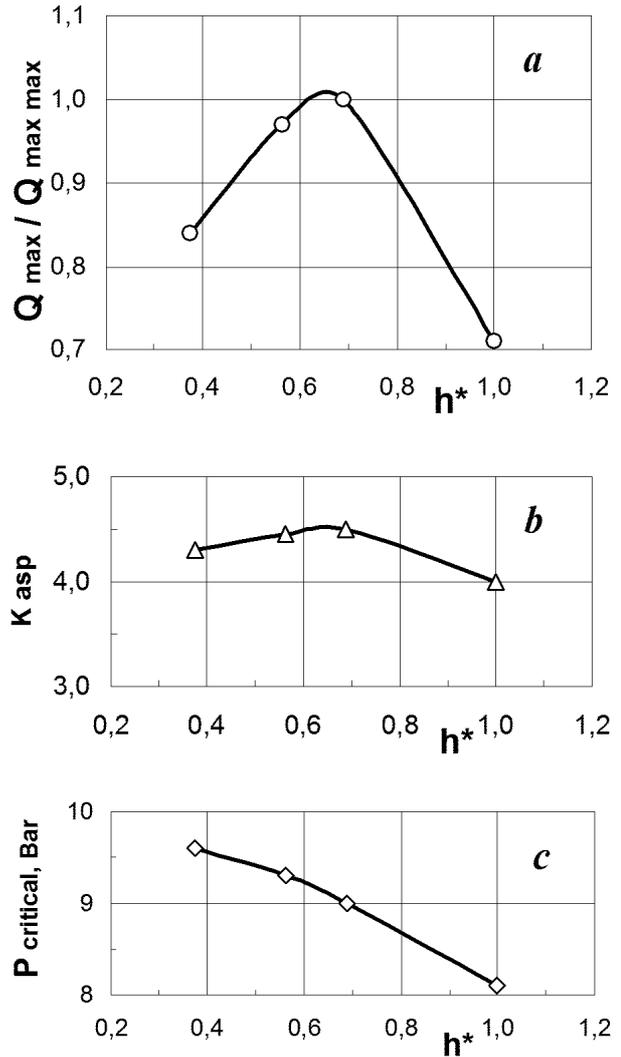


Рис. 12. Зависимость величины относительного расхода (а), коэффициента эжекции (b) и величины критического давления (с) от глубины среза h нерасчетного сопла

го сопла, при которой достигается максимальный расход и происходит эффективное взаимодействие эжектирующей струи и вторичного потока.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании результатов проведенного цикла экспериментов можно полагать, что определяющими элементами являются:

- сопло, обеспечивающее нужную струю;
- камера смешения с необходимыми параметрами;

в) место расположения сопла и форма его сопряжения с поверхностью эжектора, обеспечивающие необходимое распределение давления и поворот струи.

Указанные факторы определяют уровень расходной характеристики и эффективность работы рассмотренной схемы низконапорной эжекторной системы.

На основе многофакторного эксперимента показано, что за счет вариации величины импульса высокоскоростной струи и геометрии рассмотренной схемы эжектора можно увеличить его расходные характеристики и эффективность. При оптимальном выборе параметров можно улучшить характеристики приблизительно в $1.5 \div 2$ раза.

Исследования выполнены при поддержке Украинского научно-технологического центра в рамках проекта 3197.

1. Аркадов Ю. К. Оптимальный газовый эжектор с диффузором // Ученые записки ЦАГИ.– 1980, Т. 11, N 2.– С. 9–14.
2. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика.– М.: Наука, 1969.– 824 с.
3. Рябинков Г. М., Харитонов В. Т. Сверхзвуковой оптимальный эжектор // Труды ЦАГИ.– 1989.– вып. 2453.– С. 3–14.
4. Васильев Ю. Н. Газовые эжекторы со сверхзвуковыми соплами // Труды ЦАГИ.– 1956.– 32 с.
5. Христианович С. А., Гальперин В. Г., Миллиончиков М. Д., Симонов Л. А. Прикладная газовая динамика, Ч. 1, 2 // М.: типография ЦАГИ, – 1948.
6. Харитонов В. Т. Исследование эффективности газового эжектора с цилиндрической камерой смешения // Теплоэнергетика.– 1958.– N 4.– С. 8–16.
7. Алексеенко В. А., Сафонов В. П., Щербаков С. А. Газодинамические характеристики плоского или осесимметричного сопла с прямолинейной образующей сверхзвуковой части // Ученые записки ЦАГИ.– 1989.– Т. 20, N 6.– С. 100–104.
8. Korobov V. I. The integral aerodynamic characteristics of a gas ejector // Годичный отчет Института гидромеханики НАН Украины.– Киев, 2002.– С. 59–60.
9. Никольский А. А., Шустов В. И. Критические режимы газового эжектора больших перепадов давления // М.: Труды ЦАГИ. – 1954.– С.4–9.
10. Коробов В. И., Клешня Н. А. Режимы течения в низконапорном газовом эжекторе // Матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції “АВІА-2006”, 25-27 вересня.– Київ, НАУ, Т. 1, 2006.– С. 14.13-14.16.