



**ЦЕГЕЛЬСКИЙ**  
Валерий Григорьевич  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

**TSEGELSKIY**  
Valery Grigorievich  
(Moscow, Russian Federation,  
MSTU named  
after N.E. Bauman)



**АКИМОВ**  
Михаил Витальевич  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

**AKIMOV**  
Mikhail Vitalyevich  
(Moscow, Russian Federation,  
MSTU named  
after N.E. Bauman)



**САФАРГАЛИЕВ**  
Тимур Дамирович  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

**SAFARGALIEV**  
Timur Damirovich  
(Moscow, Russian Federation,  
MSTU named  
after N.E. Bauman)

## Экспериментальное исследование влияния длины конической камеры смешения и горловины диффузора на характеристики сверхзвукового газового эжектора

**В.Г. Цегельский, М.В. Акимов, Т.Д. Сафаргалиев**

*Экспериментальные исследования сверхзвуковых газовых эжекторов с коническими камерами смешения (КС), проведенные ранее другими авторами (например [3, 4]), не позволяют выделить первый и второй критические режимы, а также найти оптимальную длину конической КС для этих режимов. Приведенные в статье экспериментальные данные подтвердили теоретические выводы работы [1] о возможности реализации в таких эжекторах двух критических режимов. Определены условия реализации первого критического режима. Найдена оптимальная длина конической КС для первого и второго критического режима работы. Достигнут максимальный КПД эжектора на первом критическом режиме, в 1,55 раза превышающий максимальный КПД на втором критическом режиме.*

**Ключевые слова:** газовый эжектор, коническая камера смешения.

## Experimental Research of the Influence of Conical Chamber Length and Diffuser Throat on the Supersonic Ejector Characteristics

**V.G. Tsegelskiy, M.V. Akimov, T.D. Safargaliev**

*Experimental research of supersonic gas jet ejector with conical COP, previously held by the other authors, do not allow to select the first and the second critical modes; not to determine the optimal length of the conical COP for these modes. The paper presents the experimental data that confirmed the theoretical results of work for feasibility of both modes in said ejectors. Operating conditions at the first critical mode are determined as well as the optimal length of the conical mixing chamber for the first and second critical modes is defined. Maximum efficiency ejector at the first critical mode is achieved that is 1.55 greater than the maximum efficiency at the second critical mode.*

**Keywords:** gas ejector, conical mixing chamber.

В работах [1, 2] расчетным и экспериментальным путем показано, что в сверхзвуковом газовом эжекторе с конической камерой смешения (КС) кроме докритического, могут быть реализованы первый и второй критические режимы. Получено удовлетворительное согласование результатов расчета, выполненных в предположении за-

вершения процесса смешения газов к выходному сечению КС, с экспериментом для эжектора с приведенными в работе [2] геометрическими размерами. В данной работе, являющейся продолжением работ [1, 2], представлены результаты экспериментального исследования влияния длины конической КС и горловины диффузора на характеристики эжектора.

В таблице приведены основные геометрические параметры экспериментально исследованных эжекторов.

Экспериментальное исследование влияния длины конической КС на характеристики газового эжектора проводилось на эжекторах № 1—6, имеющих одинаковую горловину диффузора диаметром  $d_2 = 20$  мм и длиной  $l_{\text{гор}} = 95$  мм и начальный цилиндрический участок КС диаметром  $d_1 = 30$  мм и длиной  $l_1 = 14$  мм. Геометрические размеры одного из них (эжектора № 3) приведены на рис. 4, б. Экспериментальное исследование влияния длины горловины диффузора проводилось на эжекторах № 2, 7—9, имеющих одинаковую КС с относительной длиной  $\bar{l}_{\text{КС}} = 4,75$  и разные относительные длины горловины  $\bar{l}_{\text{гор}}$ , изменяющиеся от 2,45 до 9,75. Во всех исследованных эжекторах ис-

пользовалось одно и то же центральное сверхзвуковое коническое сопло с геометрическими размерами, представленными на рис. 4, б. Степень расширения  $f_a$  сопла, равная отношению площади  $F_{\text{кр}}$  критического сечения диаметром 4,28 мм к площади  $F_{a1}$  выходного сечения сопла, составляла  $f_a = F_{\text{кр}} / F_{a1} = 0,12$ , расчетная приведенная скорость на срезе сопла  $\lambda_{a1} = 2,1$ . Срез выходного сечения сверхзвукового сопла, имеющего тонкую кромку толщиной 0,3 мм, совпадал с входным сечением КС. Во всех эжекторах использовался один и тот же расширяющийся участок диффузора с геометрическими размерами, приведенными на рис. 4, б.

В процессе проведения эксперимента получали дроссельную характеристику, которая представляет собой зависимость полного давления пассивного газа  $p_{п0}^*$  на входе в эжектор заданной геометрии от полного давления смеси газов  $p_{с3}^*$  на выходе из него. Данная характеристика строилась для фиксированного коэффициента эжекции  $K$ , равного отношению массового расхода пассивного газа к массовому расходу активного газа, при следующих постоянных входных параметрах:  $p_{a0}^*$  — полное давление активного газа на входе в эжектор;  $T_a^*$ ,  $T_{п}^*$  —

Основные геометрические параметры экспериментально исследованных эжекторов

Номер эжектора	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$l_{\text{КС}}$ , мм	$l_1$ , мм	$l_{\text{гор}}$ , мм	$\alpha$	$\beta$	$\bar{l}_{\text{КС}}$	$\bar{l}_{\text{гор}}$
1	30	20	55	14	95	4,891	0,444	2,75	4,75
2	30	20	95	14	95	4,891	0,444	4,75	4,75
3	30	20	129	14	95	4,891	0,444	6,45	4,75
4	30	20	163	14	95	4,891	0,444	8,15	4,75
5	30	20	199	14	95	4,891	0,444	9,95	4,75
6	30	20	243	14	95	4,891	0,444	12,15	4,75
7	30	20	95	14	49	4,891	0,444	4,75	2,45
8	30	20	95	14	153	4,891	0,444	4,75	7,65
9	30	20	95	14	195	4,891	0,444	4,75	9,75

*Примечание.*  $d_1$ ,  $d_2$  — входной и выходной диаметр КС;  $l_{\text{КС}}$ ,  $l_1$ ,  $l_{\text{гор}}$  — соответственно длина КС, ее входного цилиндрического участка и горловины диффузора;  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\bar{l}_{\text{КС}}$ ,  $\bar{l}_{\text{гор}}$  — безразмерные геометрические параметры. Параметр  $\alpha = F_{\text{П1}} / F_{a1}$  — отношение площади  $F_{\text{П1}}$  выходного сечения сопла пассивного газа к площади  $F_{a1}$  выходного сечения сопла активного газа;  $\beta = F_2 / F_1$  — отношение площади  $F_2$  выходного сечения к площади  $F_1$  входного сечения КС;  $\bar{l}_{\text{КС}} = l_{\text{КС}} / d_2$  — относительная длина КС;  $\bar{l}_{\text{гор}} = l_{\text{гор}} / d_2$  — относительная длина горловины диффузора. Все обозначения полностью соответствуют обозначениям, принятым в работах [1, 2].

температуры торможения, соответственно, активного и пассивного газов на входе в эжектор; составы активного и пассивного газов. При проведении эксперимента замерялось распределение давления на стенке по длине проточной части эжектора в некоторых точках дроссельной характеристики. Кроме того, для каждой геометрии эжектора строилась зависимость  $p_{п0}^* = f(K)$  при постоянном противодавлении ( $p_{с3}^* = \text{const}$ ) на выходе из эжектора, значительно меньшем полного давления смеси газов на начальном критическом режиме его работы. Как было показано в работе [2], эта экспериментальная зависимость позволяет выделить диапазоны коэффициентов эжекции, в которых реализуются определенные критические режимы работы эжектора. Поэтому далее такую зависимость  $p_{п0}^* = f(K)$  будем называть режимной характеристикой. Методика построения экспериментальных характеристик газового эжектора подробно описана в работе [2]. Принципиальная схема стенда, на котором

проводились экспериментальные исследования эжекторов, и погрешность измерения параметров приведены в [5]. При этом в активное сверхзвуковое сопло эжектора подавался воздух из той же воздушной ramпы, из которой подавался и пассивный газ в соответствующее сужающееся сопло.

Экспериментальные режимные и дроссельные характеристики эжекторов № 1–6, отличающихся один от другого только длиной конической КС, изменяющейся в диапазоне  $\bar{l}_{КС} = 2,75 - 12,15$ , приведены на рис. 1–9. Все представленные эксперименты проводились при близких значениях  $p_{а0}^*$ , указанных на рисунках. В работах [1, 2] отмечена возможность влияния порядка запуска эжектора с конической КС на его характеристики. Поэтому при построении приведенных в статье экспериментальных характеристик в эжектор сначала подавался активный газ при противодавлении на выходе из эжектора не выше 0,11 МПа, а затем

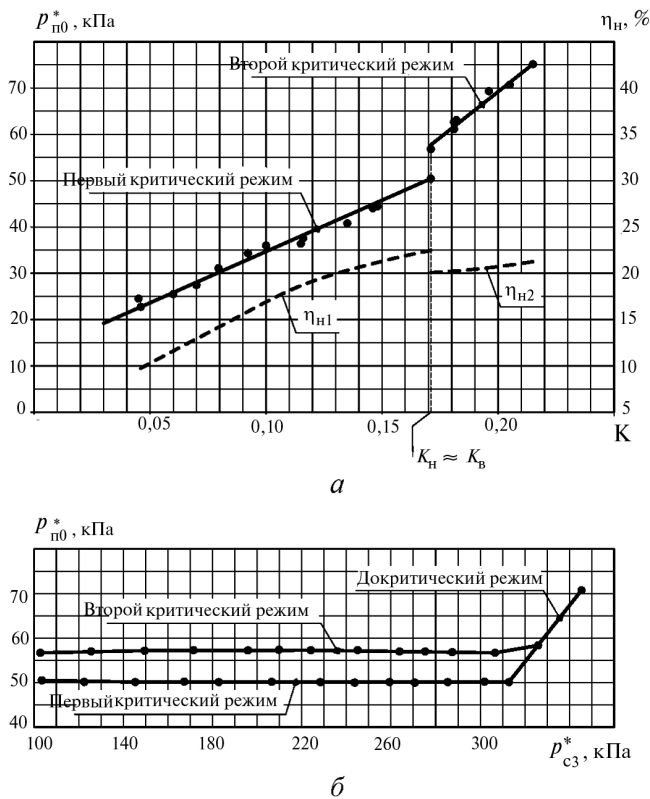


Рис. 1. Режимная (а) и дроссельная (б) характеристики эжектора № 1:

• — эксперимент; — — — КПД;  $p_{а0}^* = 5,14$  МПа;  $T_a^* = T_n^* = 275$  К

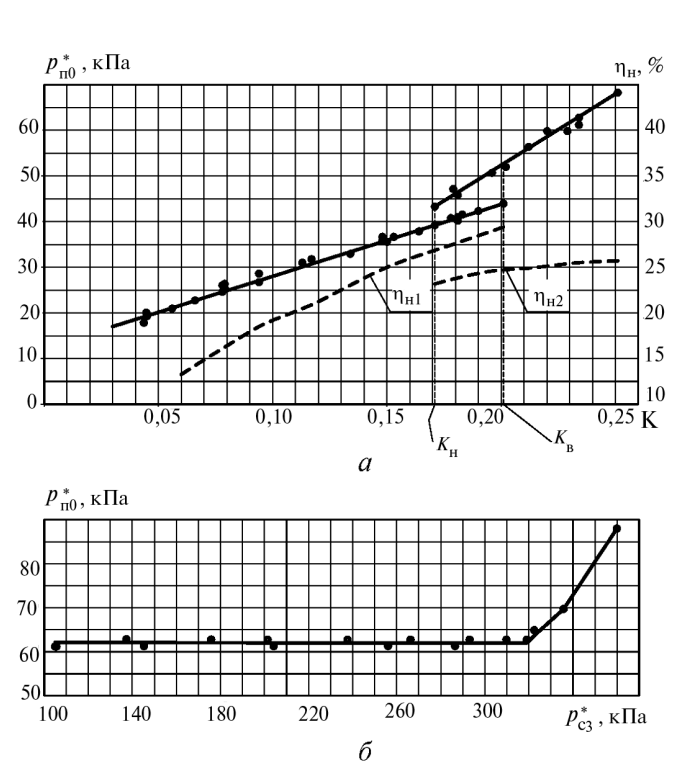


Рис. 2. Режимная (а) и дроссельная при  $K = 0,234$  (б) характеристики эжектора № 2:

• — эксперимент; — — — КПД;  $p_{а0}^* = 5,21$  МПа;  $T_a^* = T_n^* = 267$  К

расход пассивного газа увеличивался до получения необходимого коэффициента эжекции.

Согласно работе [1] в газовых эжекторах с конической КС могут быть реализованы первый и второй критические режимы, каждому из которых соответствует своя картина течения смешивающихся газов в проточной части аппарата. В работе [2] экспериментально установлено, что каждому из двух критических режимов соответствует свой профиль распределения давления на стенке по длине КС. На рис. 3, б представлены два типичных профиля распределения давления на стенке по длине КС и горловине диффузора для эжектора № 3. Номера кривых распределения давления на рис. 3, б соответствуют номерам точек на режимной характеристике (рис. 3, а), в которых замерялось распределение давления. В других точках характеристики профили распределения давления подобны приведенным. Аналогичные распределения давления в точках режимной характеристики были получены и для эжекторов других геометрий. На втором критическом режиме (точки 4—6 на рис. 3, а и соответствующее им распределение давления на рис. 3, б) наблюдается незначительное понижение давления на начальном участке КС с последующим его ростом к ее выходному сечению и небольшим падением давления на входном участке горловины диффузора. На первом критическом режиме (точки 1—3 на рис. 3, а и соответствующее им распределение давления на рис. 3, б) наблюдается значительное падение давления по ходу течения смешивающихся газов на продолжительном участке КС с последующим его ростом к ее выходному сечению и небольшим падением давления на входном участке горловины диффузора. На первом критическом режиме происходит возрастание скорости струи пассивного газа, текущего по периферии конической КС, до скорости звука, вызванного уменьшением площади ее поперечного сечения за счет расширения сверхзвуковой струи активного газа, что и приводит к значительному падению статического давления и запиранию проточной части КС на начальном ее участке. На режимных характеристиках (см. рис. 1, а — 3, а; 5, а; 8, а) исследованных эжекторов по характерному профилю изменения

давления по длине КС можно выделить, в соответствии с работой [2], диапазон коэффициентов эжекции ниже значения  $K_H$ , в котором могут реализоваться только первые критические режимы, диапазон коэффициентов эжек-

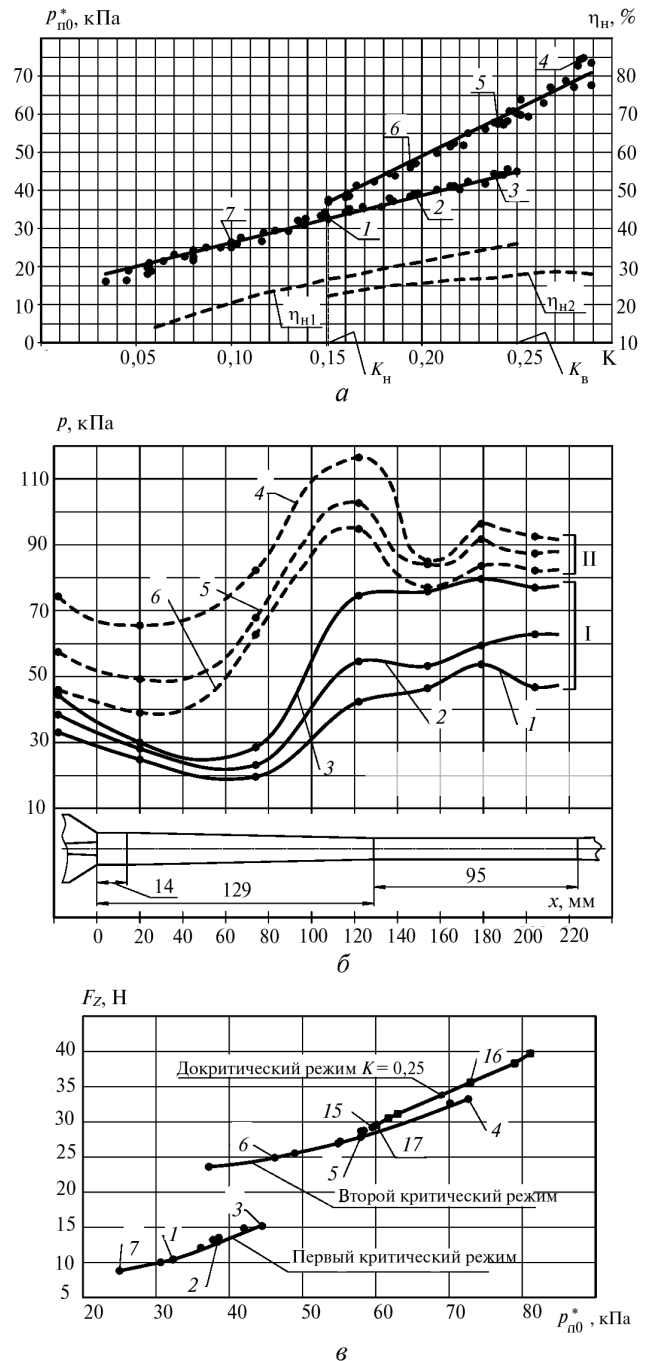


Рис. 3. Режимная характеристика (а), распределение давления (б) и зависимость  $F_z = f(p_{n0}^*)$  (в) для эжектора № 3:

• — эксперимент; — — — КПД;  $P_{a0}^* = 5,12$  МПа;  $T_a^* = T_n^* = 271$  К

ции от значения  $K_b$  и выше, в котором могут реализоваться только вторые критические режимы, и диапазон от  $K_n$  до  $K_b$ , в котором при одном и том же значении коэффициента эжекции могут реализоваться как первые, так и вторые критические режимы. Причем, в случае реализации при запуске эжектора первого критического режима при последующем росте расхода пассивного газа этот режим сохраняется до коэффициента эжекции  $K_b$ , после чего следует скачкообразный переход на второй критический режим. При работе эжектора на втором критическом режиме с уменьшением расхода пассивного газа при коэффициенте эжекции  $K_n$  осуществляется обратный переход на первый критический режим. При запуске эжектора с подачей в КС сначала полного расхода пассивного газа, а затем активного газа, при коэффициентах эжекции выше  $K_n$  сразу после пуска эжектора реализуются вторые критические режимы, а при коэффициентах эжекции ниже  $K_n$  – первые критические режимы. Дальнейшее изменение коэффициента эжекции за счет изменения расхода пассивного газа приводит к изменению режимов работы в соответствии с режимной характеристикой конкретного эжектора.

Из приведенных на рис. 3, б кривых распределения давления для точек (3, 5) режимной характеристики видно, что при переходе с первого критического режима (точка 3) на второй критический режим (точка 5) изменяется характер распределения давления по длине КС. Экспериментально также было установлено, что при переходе с первого критического на второй критический режим скачкообразно изменяется значение проекции на ось эжектора силы взаимодействия потока со стенкой конической КС  $F_Z = \int_{F_1}^{F_2} p dF$ , где  $p$  – давление на

стенке КС. На рисунке 3, в точками представлены экспериментальные значения  $F_Z$ , рассчитанные путем численного интегрирования по приведенной выше формуле с использованием распределений давления по длине КС для точек 1–7 режимной характеристики (см. рис. 3, а). Значения  $F_Z$  на рис. 3, в и соответствующие им точки на режимной характеристике отмечены

одинаковыми номерами. На этом же рисунке точками без номеров приведены экспериментальные значения  $F_Z$ , полученные в процессе обработки других экспериментальных характеристик эжектора этой же геометрии. Расчет  $F_Z$  проводился с использованием кубической сплайн-интерполяции экспериментальных точек давления, замеренного на стенке по длине КС, например, представленных на рис. 3, б и соединенных для наглядности линиями. На рисунке 3, в видно, что кривая значений  $F_Z = f(p_{n0}^*)$  для первого критического режима (точки 1–3, 7) лежит ниже кривой значений  $F_Z = f(p_{n0}^*)$  для второго критического режима (точки 4–6), причем при переходе с одного режима на другой зависимость  $F_Z = f(p_{n0}^*)$  терпит разрыв, вызванный скачкообразным изменением значения силы взаимодействия потока со стенкой КС. Это возможно только при скачкообразном изменении картины течения смешивающихся потоков в конической КС при переходе с одного критического режима на другой.

На режимных характеристиках некоторых эжекторов диапазон коэффициентов эжекции  $K_n - K_b$ , в котором возможна реализация как первого, так и второго критического режима, может быть очень незначительным (см. рис. 1, а) или вообще отсутствовать (см. рис. 9, а). При этом первый критический режим (см. рис. 1, а) при коэффициенте эжекции  $K_b$  переходит во второй критический режим. В случае уменьшения коэффициента эжекции при практически таком же значении  $K_n \approx K_b$  второй критический режим переходит в первый критический. Это особенно наглядно видно на приведенной на рис. 1, б дроссельной характеристике эжектора, полученной при коэффициенте эжекции незначительно изменившемся в процессе проведения эксперимента от  $K = 0,173$  до  $K = 0,168$ . При запуске эжектора с  $K = 0,173$  реализовался второй критический режим его работы, который с увеличением противодавления перешел в докритический режим. При уменьшении противодавления коэффициент эжекции в эксперименте понизился до  $K = 0,168$  и докритический режим перешел в первый критический.

Это полностью соответствует режимной характеристике, приведенной на рис. 1, *a*.

Каждая из двух кривых, соответствующих разным критическим режимам на режимной характеристике (см. рис. 1, *a* — 3, *a*; 5, *a*; 8, *a*), имеет свой угол наклона к оси абсцисс. По углу наклона кривых на режимной характеристике можно выделить два участка. Верхний участок с большим углом наклона к оси абсцисс соответствует второму критическому режиму, а нижний участок с меньшим углом наклона — первому критическому режиму. Иногда для эжектора с очень короткой КС трудно определить коэффициент эжекции  $K_n$  по характерному распределению давления, замеренного вдоль стенки КС ввиду малой ее длины и недостаточного количества точек замера. Однако по наклону кривых и точки их пересечения можно определить с некоторой погрешностью значение коэффициента эжекции  $K_n$ . Из режимной характеристики, приведенной на рис. 9, *a*, и распределения давления по длине КС (рис. 9, *б*) следует, что в эжекторе с переудлиненной КС могут реализоваться только вторые критические режимы. Поэтому точка  $K_n$  на режимной характеристике, изображенной на рис. 9, *a*, отсутствует.

На рисунках 2, *б* и 4, *a* приведены типичные дроссельные характеристики эжекторов с конической КС, соответствующие случаю реализации в них при заданном коэффициенте эжек-

ции только второго критического режима работы, переходящего при определенном противодействии в докритический режим. Эти характеристики состоят из горизонтального участка, соответствующего работе эжектора на втором критическом режиме, и примыкающего к нему наклонного участка, на котором реализуются докритические режимы работы. На рисунке 4, *б* представлено экспериментальное распределение давления на стенке по длине проточной части эжектора № 3. Номера кривых распределения давления, изображенных на рис. 4, *б*, соответствуют номерам точек на дроссельной характеристике (см. рис. 4, *a*). Такое распределение давления является характерным для диапазона коэффициентов эжекции, в котором реализуются вторые критические режимы, переходящие в докритические с увеличением противодействия. На рисунке 4 видно, что на критическом режиме с увеличением противодействия скачок давления перемещается по диффузору и его горловине к выходному сечению 2—2 КС (см. кривые 12—15 на рис. 4, *б*). При этом распределение давления по длине конической КС не изменяется. Как только скачок давления доходит до выходного сечения конической КС и входит в нее начинает изменяться распределение давления по длине КС и увеличиваться  $p_{п0}^*$  (кривая 16). Реализуются докритические режимы работы эжектора. При уменьшении

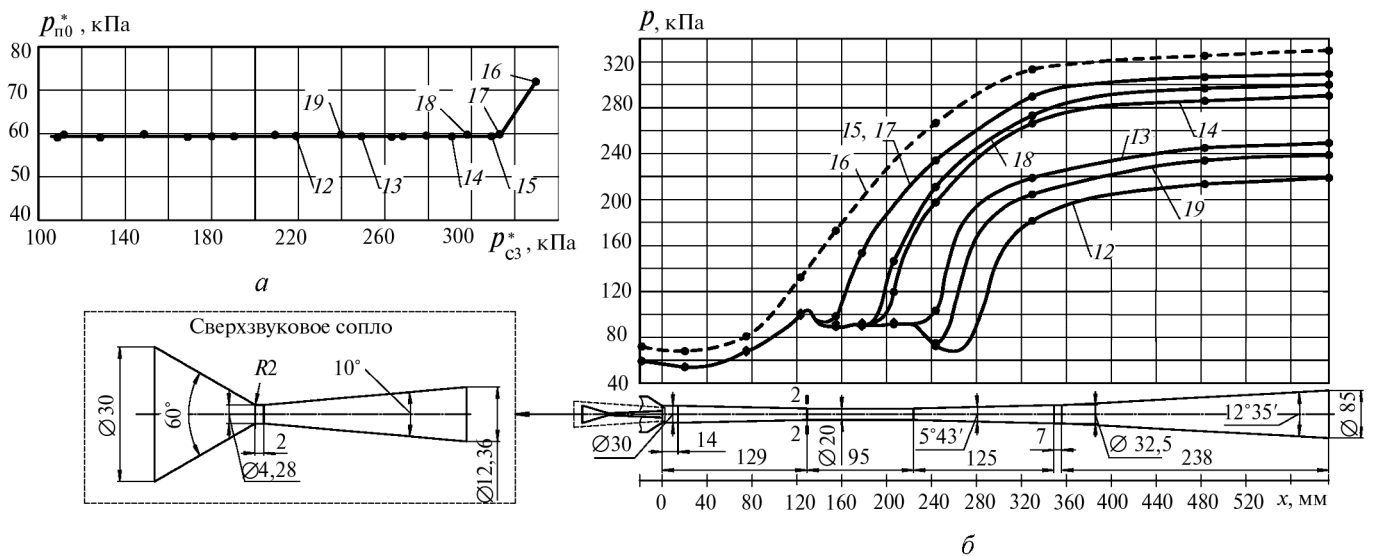


Рис. 4. Дроссельная характеристика при  $K = 0,253$  (*a*) и распределение давления (*б*) для эжектора № 3:

• — эксперимент;  $p_{a0}^* = 5,07$  МПа;  $T_a^* = T_n^* = 272$  К

противодавления скачок давления выходит из КС и входит в диффузор (см. кривые 17–19). Осуществляется переход с докритического режима на второй критический режим работы. Перемещение скачка уплотнения по горловине диффузора без изменения значения  $p_{п0}^*$  (точки 13–15; 17–18 и соответствующие им распределения давления) указывает на то, что в горловине диффузора от выходного сечения КС до скачка уплотнения поток смешивающихся газов течет со сверхкритической (сверхзвуковой) скоростью. На представленных дроссельных характеристиках видно, что переход с второго критического режима на докритический и обратно осуществляется плавно, без участка разрыва в дроссельной характеристике. Это связано с тем, что кривые распределения давления на начальном втором критическом режиме и близлежащем к нему докритическом режиме близки по характеру изменения давления по длине КС. На рисунке 3, в точками 15–17 приведены определенные экспериментально для тех же точек дроссельной характеристики (см. рис. 4, а) значения  $F_Z$  проекции на ось эжектора силы взаимодействия потока газа со стенкой КС. Определение  $F_Z$  проводилось аналогично изложенному выше с использованием представленных на рис. 4, б экспериментальных профилей давления на стенке по длине КС. На рисунке 3, в также нанесены значения  $F_Z$ , полученные в процессе обработки экспериментов для докритических режимов работы рассматриваемого эжектора при  $K \approx 0,25$ . Видно, что при переходе с второго критического режима на докритический режим и обратно кривая  $F_Z = f(p_{п0}^*)$  изменяется без разрывов, чем и объясняется сохранение непрерывности изменения параметров дроссельной характеристики при переходе с участка, соответствующего второму критическому режиму в докритический участок и обратно.

Принципиально иной вид имеют дроссельные характеристики, для которых коэффициент эжекции на режимной характеристике лежит в диапазоне значений от  $K_n$  до  $K_b$ . На рисунке 5, б приведена экспериментальная дроссельная характеристика эжектора с геометрией № 4, полученная при коэффициенте

эжекции  $K = 0,24$ , лежащем в указанном диапазоне (см. рис. 5, а). На рисунке 5, в приведено распределение статического давления, измеренного на стенке по длине проточной части эжектора. Номера кривых распределения давления на рис. 5, в соответствуют номерам точек на дроссельной характеристике (рис. 5, б). На рисунке 5, б видно, что экспериментальная дроссельная характеристика состоит из трех участков, соответствующих двум критическим и докритическому режиму. На первом критическом режиме, установившемся после запуска эжектора, с увеличением противодавления  $p_{с3}^*$  скачок давления перемещается по диффузору к выходному сечению КС (кривые 2, 3, 5, 7, 8 на рис. 5, в). При этом распределение давления по длине конической КС не изменяется и наблюдается существенное падение статического давления на начальном участке КС с последующим его ростом к выходному сечению КС. При дальнейшем увеличении противодавления выше некоторого значения  $p_{с3}^*$  (точка 8 на рис. 5, б) первый критический режим срывается, что сопровождается резким увеличением давления пассивного газа  $p_{п0}^*$  на входе в эжектор (кривая 9 на рис. 5, в и точка 9 на рис. 5, б). Эжектор переходит с первого критического на докритический режим работы. При этом дроссельная характеристика в точке перехода имеет разрыв. Такой характер перехода с первого критического режима на докритический реализуется и при других значениях коэффициента эжекции, в том числе при значениях, меньших  $K_n$ . При уменьшении противодавления на докритическом режиме работы (точки 9, 10) осуществляется его переход на второй критический режим (точки 11–14). Распределение давления на стенке по длине КС для второго критического режима (кривые 11–13 на рис. 5, в) аналогичны распределениям, представленным на рис. 4, б для такого же режима. На рисунке 5, г точками приведены экспериментальные значения  $F_Z$  проекции на ось эжектора силы взаимодействия потока со стенкой КС для точек 1–14 рассматриваемой дроссельной характеристики, рассчитанные с использованием, в том числе, представленных на рис. 5, в, экспериментальных профилей давления на стенке по длине

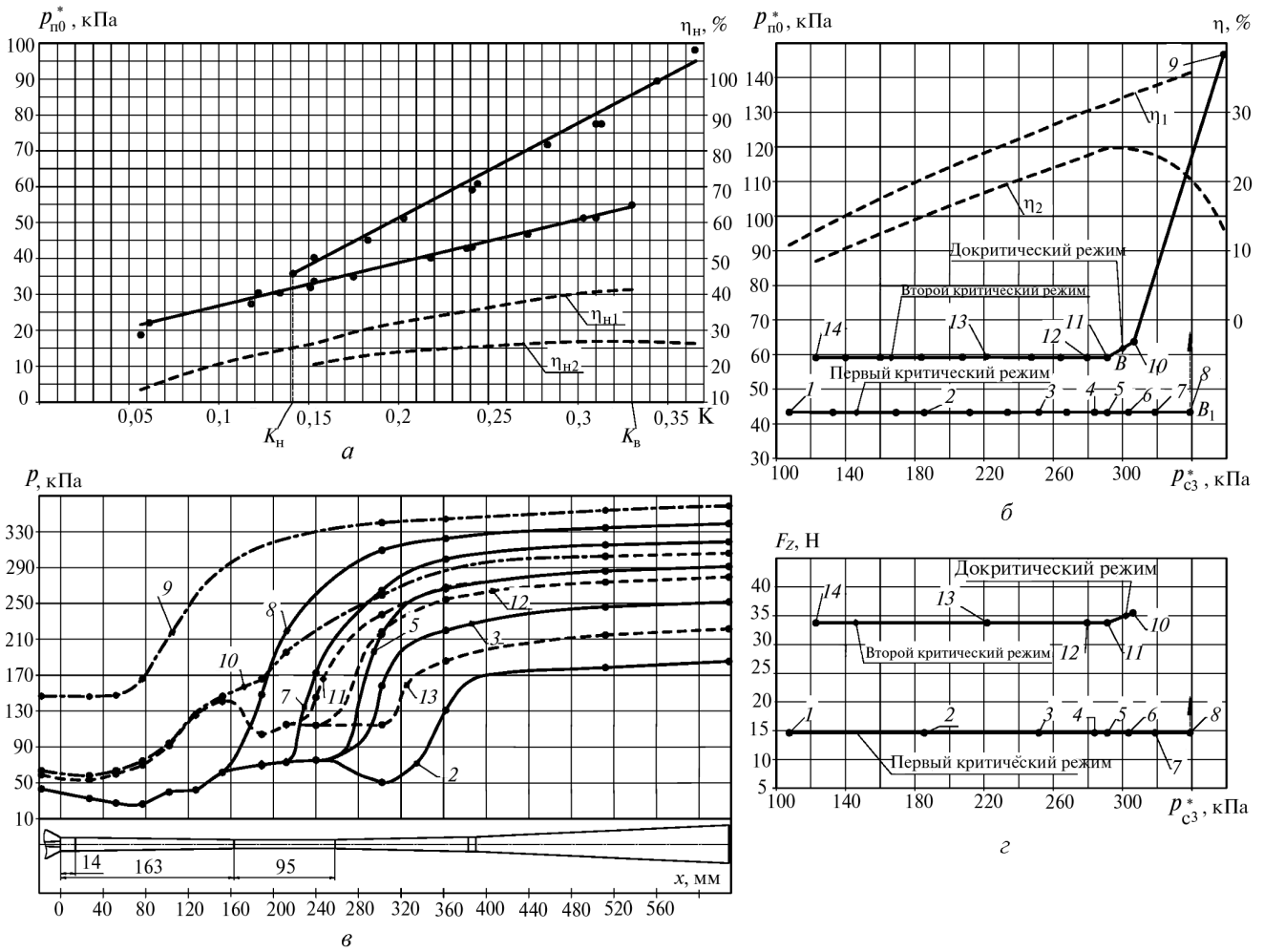


Рис. 5. Режимная характеристика (а), дроссельная характеристика при  $K = 0,24$  (б), распределение давления (в) и зависимость  $F_Z = f(p_{c3}^*)$  (г) для эжектора № 4:

• — эксперимент; - - - КПД;  $p_{a0}^* = 5,08$  МПа;  $T_a^* = T_n^* = 272$  К

КС. Точки дроссельной характеристики и соответствующие им значения  $F_Z$  на рис. 5, г обозначены одинаковыми цифрами. Видно, что на первом критическом режиме величины  $F_Z$  существенно ниже, чем на докритическом и втором критическом режимах, причем при переходе с первого критического на докритический режим значение  $F_Z$  скачкообразно изменяется. Это обусловлено скачкообразным изменением картины течения смешивающихся потоков в конической КС при переходе с первого критического режима на докритический, приводящим к разрыву непрерывности изменения параметров на участке дроссельной характеристики. При переходе с докритического режима на второй критический значение  $F_Z$  изменяется плавно, без разрыва. В связи с чем

и дроссельная характеристика не имеет разрыва в непрерывности изменения параметров на участке перехода докритического режима ко второму критическому и обратно, о чем уже было сказано ранее.

Экспериментальная дроссельная характеристика эжектора с геометрией № 4, полученная при коэффициенте эжекции  $K = 0,31$ , приведена на рис. 6. Она аналогична дроссельной характеристике, полученной при  $K = 0,24$  (см. рис. 5, б).

Иной вид имеют дроссельные характеристики, построенные при коэффициентах эжекции, меньших  $K_n$ . Для примера на рис. 7, а представлена экспериментальная дроссельная характеристика эжектора с геометрией № 4, получен-



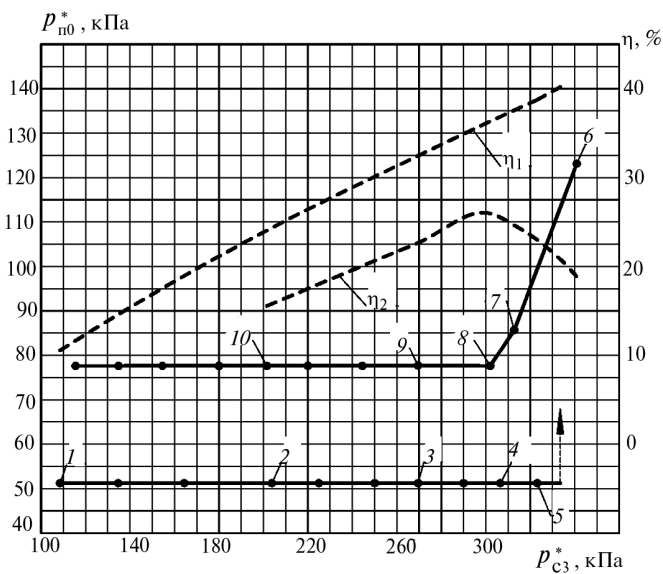


Рис. 6. Дроссельная характеристика при  $K = 0,31$  эжектора № 4:

• — эксперимент; — — — КПД;  $p_{a0}^* = 5,14$  МПа;  
 $T_a^* = T_n^* = 274$  К

ная при  $K = 0,134 < K_n$ . На рисунке 7, б приведено распределение статического давления, замеренного на стенке по длине проточной части эжектора. На рисунке 7, в точками с номерами нанесены экспериментальные значения  $F_z$  для тех же точек дроссельной характеристики, представленной на рис. 7, а. Особен-

ности распределения давления по длине проточной части эжектора на первом критическом режиме описаны выше. С увеличением противодавления скачок уплотнения перемещается по диффузору к выходному сечению КС (кривые 2, 4, б). При противодавлении, превышающем давление на начальном первом критическом режиме, происходит скачкообразный переход на докритический режим работы (точка 7 на рис. 7, а). При уменьшении противодавления на докритическом режиме скачок давления перемещается по КС к выходному ее сечению (кривые 7—9 на рис. 7, б). При некотором противодавлении (несколько меньшем точки 9) происходит скачкообразный переход с докритического на первый критический режим работы. При переходе с первого критического на докритический, так же как и при переходе с докритического на первый критический режим работы, скачкообразно изменяется структура течения смешивающихся потоков в КС эжектора, что и приводит к разрывам в изменении параметров дроссельной характеристики в местах этого перехода. На скачкообразное изменение структуры, а соответственно и картины течения смешивающихся потоков в КС, указывает и скачкообразное изменение в местах

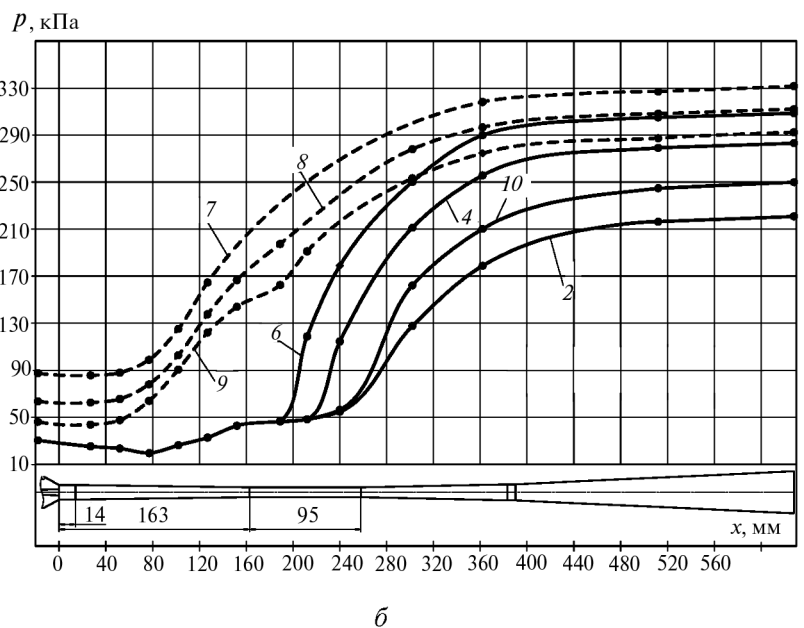
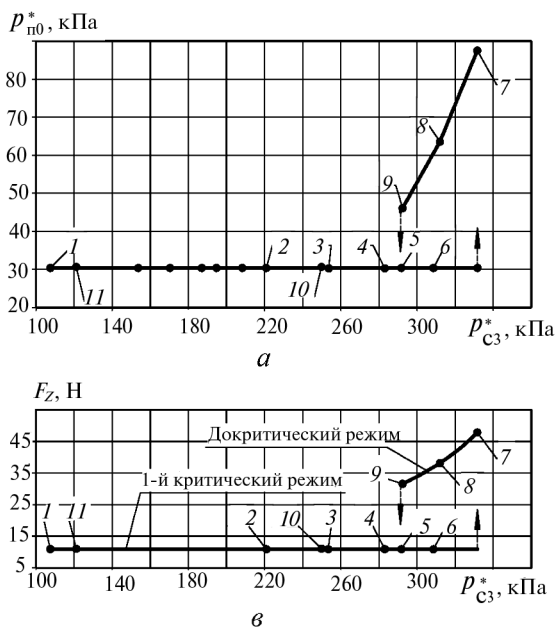


Рис. 7. Дроссельная характеристика при  $K = 0,134$  (а), распределение давления (б) и зависимость  $F_z = f(p_{c3}^*)$  (в) для эжектора № 4:

• — эксперимент;  $p_{a0}^* = 5,07$  МПа;  $T_a^* = T_n^* = 274$  К

этого перехода проекции на ось эжектора силы взаимодействия потока со стенкой КС  $F_z$ , приведенной на рис. 7, в. Изменение структуры течения смешивающихся потоков при таком переходе сопровождается изменением шума работы эжектора.

За начальный критический режим часто принимают точку перехода докритического режима в критический. При реализации второго критического режима точка перехода докритического режима в критический совпадает с точкой перехода второго критического режима в докритический. В случае реализации первого критического режима точка его перехода в докритический режим не совпадает с точкой перехода докритического режима в первый критический (см. рис. 7, а). Переход первого критического режима в докритический происходит при большем противодавлении, чем обратный переход. Поэтому под начальным, как первым, так и вторым, критическим режимом следует понимать точку перехода критического режима в докритический. В этой точке, как будет показано далее, реализуется максимальный КПД эжектора из всех возможных рабочих точек дроссельной характеристики.

Проанализируем как изменяется КПД эжектора в зависимости от режима его работы на различных участках дроссельной характеристики. На рисунке 5, б пунктирными линиями приведены такие зависимости адиабатического КПД эжектора, рассчитанного по формуле

$$\eta = \frac{K \left[ \left( p_{c3}^* / p_{n0}^* \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{1 - \left( p_{c3}^* / p_{a0}^* \right)^{\frac{n-1}{n}}},$$

где  $n$  — показатель адиабаты. На этом рисунке  $\eta_1$  — КПД эжектора на участке дроссельной характеристики, соответствующем первому критическому режиму работы;  $\eta_2$  — КПД эжектора на участке дроссельной характеристики, соответствующем второму критическому и докритическому режимам работы. Видно, что максимальный КПД достигается на начальных критических режимах. Так, например, на начальном втором критическом режиме в точке  $B$  дроссельной характеристики (см. рис. 5, б)  $\eta_{n2} = 0,248$ ,

а на начальном первом критическом режиме в точке  $B_1$  дроссельной характеристики  $\eta_{n1} = 0,36$ . На рисунке 6 приведены значения  $\eta_1$  и  $\eta_2$  в точках дроссельной характеристики эжектора № 4, полученной при коэффициенте эжекции  $K = 0,31$ , более высоком по сравнению с  $K = 0,24$ , соответствующем дроссельной характеристике, приведенной на рис. 5, б. Из сопоставления рис. 5, а и б следует, что с увеличением значения  $K$  повышается КПД эжектора на начальных критических режимах работы.

Проанализируем как изменяется КПД эжектора заданной геометрии на начальном критическом режиме работы при изменении  $K$  за счет расхода пассивного газа, приводящего к изменению полного давления  $p_{n0}^*$  этого газа на входе и давления  $p_{c3}^*$  смеси на выходе эжектора. На рисунке 5, а пунктирными линиями приведены такие зависимости, построенные для начальных первых ( $\eta_{n1}$ ) и вторых ( $\eta_{n2}$ ) критических режимов работы эжектора № 4. При их построении использовались экспериментальные дроссельные характеристики, аналогичные приведенным на рис. 5, б; 6; 7, а. Верхняя кривая  $\eta_{n1} = f(K)$  соответствует КПД эжектора при его работе на начальном первом критическом режиме, переходящем при коэффициенте эжекции  $K_b$  во второй критический режим. Нижняя кривая  $\eta_{n2} = f(K)$  соответствует КПД эжектора при его работе на начальном втором критическом режиме, переходящем при коэффициенте эжекции  $K_n$  в первый критический режим. Видно, что для эжектора № 4 максимальный КПД  $\eta_{n1(\max)} = 0,41$  достигается на первом критическом режиме при  $K_b = 0,33$  и соответствующем ему  $p_{n0}^* = 0,55$  кПа. На втором критическом режиме при  $p_{n0}^* = 60$  кПа КПД эжектора достигает значения  $\eta_{n2} = 0,25$  и далее с увеличением значения  $K$  изменяется незначительно.

Аналогичные экспериментальные зависимости КПД эжектора от коэффициента эжекции  $K$  при его работе на начальных критических режимах приведены на рис. 1, а–3, а; 8, а; 9, а для эжекторов с другой длиной КС. На основании изложенного выше следует, что при работе эжектора на первом критическом ре-

жиме достигается более высокий КПД по сравнению со вторым критическим режимом. Поэтому при проектировании эжектора необходимо подбирать такие его геометрические и режимные параметры, которые обеспечат его работу вблизи начального первого критического режима.

Экспериментальные характеристики эжектора № 5 с относительной длиной КС  $\bar{l}_{КС} = 9,95$  приведены на рис. 8. Из сопоставления режимных характеристик, представленных на рис. 8, а и 5, а, видно, что при увеличении относительной длины КС с  $\bar{l}_{КС} = 8,15$  до  $\bar{l}_{КС} = 9,95$  диапазон коэффициентов эжекции  $K_n - K_b$ , в котором возможна реализация как первого, так и второго критического режима, существенно расширился как за счет уменьшения  $K_n$  со значения  $\sim 0,14$  до  $\sim 0,07$ , так и за счет увеличения верхнего значения  $K_b$ . При этом первый критический режим перешел во второй критический при  $K_b = 0,367$  и  $p_{п0}^* = 60,4$  кПа, чему соответствует расчетное значение давления пассивного газа во входном сечении КС  $p_{п1} = 50,2$  кПа. Расчетное давление активного газа на срезе сопла составляло  $p_{a1} = 49,6$  кПа. Согласно теории [1], реализовавшийся первый критический режим может существовать только до такого значения  $p_{п0}^*$  и соответствующего ему коэффициента эжекции, при котором может сохраняться картина течения смешивающихся газов на начальном участке КС характерная для этого режима работы эжектора. При приближении статического давления  $p_{п1}$  пассивного газа на входе в КС к статическому давлению активного газа на срезе сверхзвукового сопла  $p_{a1}$  наступает момент, когда разрушается структура течения смешивающихся газов на начальном участке КС, соответствующая первому критическому режиму, и эжектор переходит на второй критический режим работы. Таким образом, первый критический режим, согласно [1], может реализоваться только при  $p_{п1} \leq p_{a1}$ . В рассматриваемом эксперименте было достигнуто отношение  $p_{п1} / p_{a1} = 1,01$  несколько большее единицы. Это обусловлено толщиной пограничного слоя на срезе сопла, уменьшающей степень расширения активного газа в сопле и повышающей его давление на срезе.

На рисунке 8, б приведена дроссельная характеристика эжектора, построенная при  $K = 0,182$ , а на рис. 8, в и 8, г — распределения давления, замеренные на стенке по длине проточной части эжектора, соответственно, для второго и первого критических режимов работы. Видно, что распределение давления на первом критическом режиме как для эжектора с  $\bar{l}_{КС} = 9,95$  (см. рис. 8, г) так и для эжекторов с меньшими относительными длинами КС (см., например, рис. 5, в) аналогичны. Распределение давления по длине проточной части аппарата на втором критическом режиме для эжектора с  $\bar{l}_{КС} = 9,95$  (см. рис. 8, в) имеет некоторое отличие от распределений давления для эжекторов с меньшими длинами КС (см., например, рис. 5, в; 4, б). В эжекторе с  $\bar{l}_{КС} = 9,95$  при работе на втором критическом режиме с увеличением противодавления скачок уплотнения перемещается по расширяющейся части диффузора к горловине (см. кривые 11, 12 на рис. 8, в). Как только скачок уплотнения доходит до выходного сечения горловины диффузора (кривая 13 на рис. 8, в и соответствующая ей точка на рис. 8, б) сразу следует переход со второго критического на докритический режим работы (кривая 14 на рис. 8, в и соответствующая точка на рис. 8, б). Перемещение скачка уплотнения по горловине диффузора к выходному сечению КС при работе на втором критическом режиме не происходит, как это имело место в эжекторах с  $\bar{l}_{КС} \leq 8,15$  (см., например, кривые рис. 4). Это указывает на то, что вдоль всей длины горловины диффузора поток смеси газов имеет звуковую или околонуковую скорости. При уменьшении противодавления докритический режим (кривые 7, 8 на рис. 8, в и соответствующие точки на рис. 8, б) переходит в начальный второй критический режим (точка 9 на рис. 8, б и соответствующая кривая на рис. 8, в). При дальнейшем уменьшении противодавления не наблюдается перемещение скачка уплотнения по длине горловины к выходному его сечению, как это имеет место в эжекторах с  $\bar{l}_{КС} \leq 8,15$ , а происходит падение давления в расширяющейся части диффузора (см. кривые 10), начиная от выходного сечения

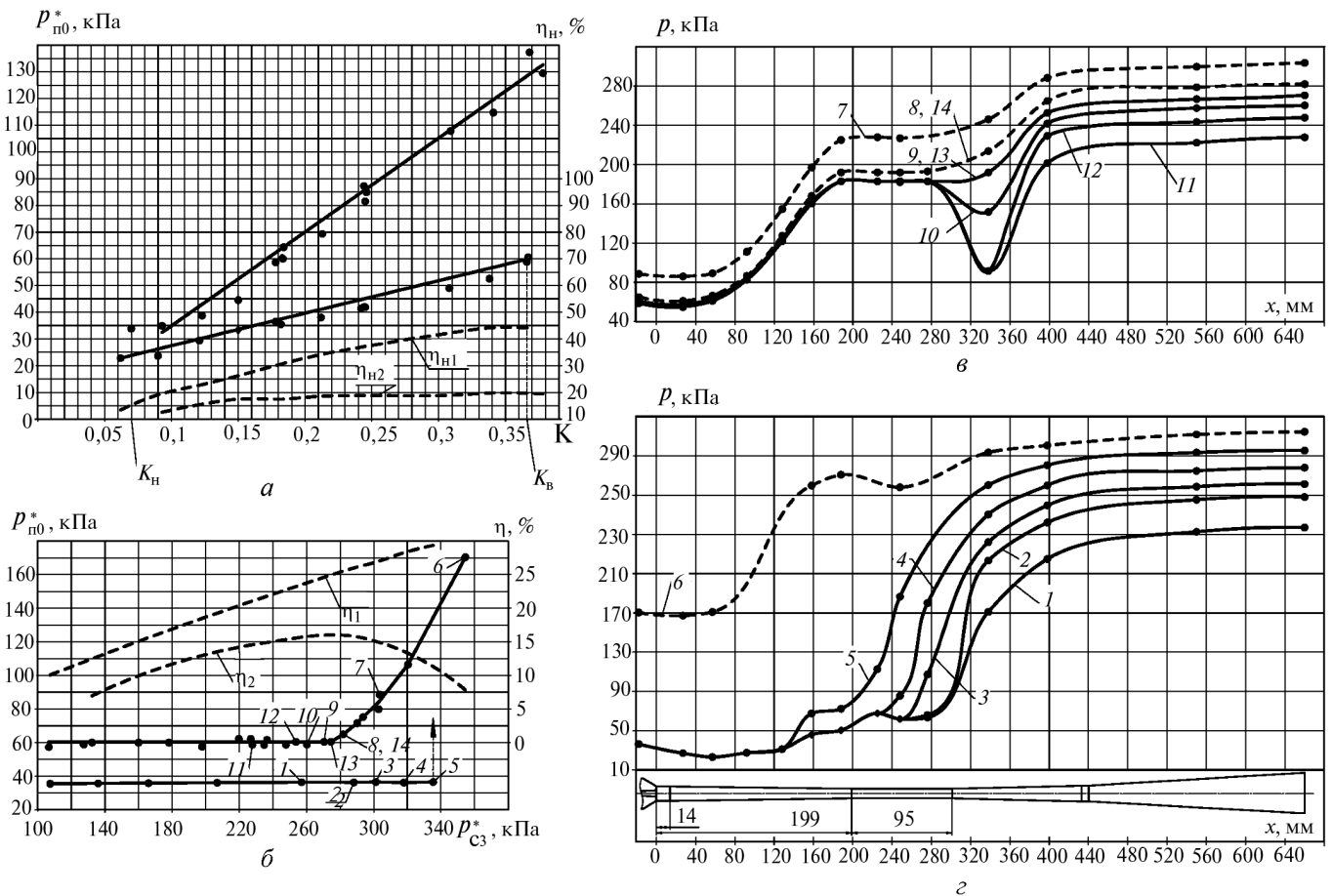


Рис. 8. Режимная характеристика (а), дроссельная характеристика при  $K = 0,182$  (б) и распределение давления (в, г) для эжектора № 5:

• — эксперимент; — — — КПД;  $p_{a0}^* = 5,14$  МПа;  $T_a^* = T_{п}^* = 267$  К

его горловины. Это возможно только в случае течения газа в горловине со звуковой скоростью и последующем разгоне его до сверхзвуковой скорости, сопровождающемся падением давления в расширяющейся части диффузора.

В работах [1, 2] показано, что первый критический режим реализуется при меньших значениях  $p_{п0}^*$  по сравнению со вторым критическим режимом. На рисунках 1, а–3, а; 5, а; 8, а видно, что с увеличением относительной длины КС уменьшается значение давления пассивного газа  $p_{п0}^*$  на входе в эжектор и соответствующее ему значение коэффициента эжекции  $K_n$ , до которого может реализоваться при запуске эжектора первый критический режим. Естественно предположить, что при некоторой относительной длине КС, бóльшей  $\bar{l}_{КС} = 9,95$  (см. рис. 8, а), кривые на режимной характеристике, соответствующие первому и второму крити-

ческим режимам работы, не пересекутся ни при каких значениях коэффициента эжекции. В этом случае реализовать первый критический режим в эжекторе с такой длиной КС ни при каких условиях не удастся. Экспериментальная режимная характеристика такого эжектора с относительной длиной КС  $\bar{l}_{КС} = 12,15$ , приведена на рис. 9, а. Видно, что режимная характеристика состоит только из одной кривой, соответствующей второму критическому режиму работы эжектора, что подтвердило и замеренное в эксперименте распределение давления по длине КС. Экспериментальная дроссельная характеристика этого эжектора, полученная при  $K = 0,103$ , представлена на рис. 9, б, а на рис. 9, в приведено распределение статического давления, замеренного на стенке по длине проточной части эжектора. Видно, что распределение давления на рис. 9, в аналогично описанному выше распределению давления для эжектора

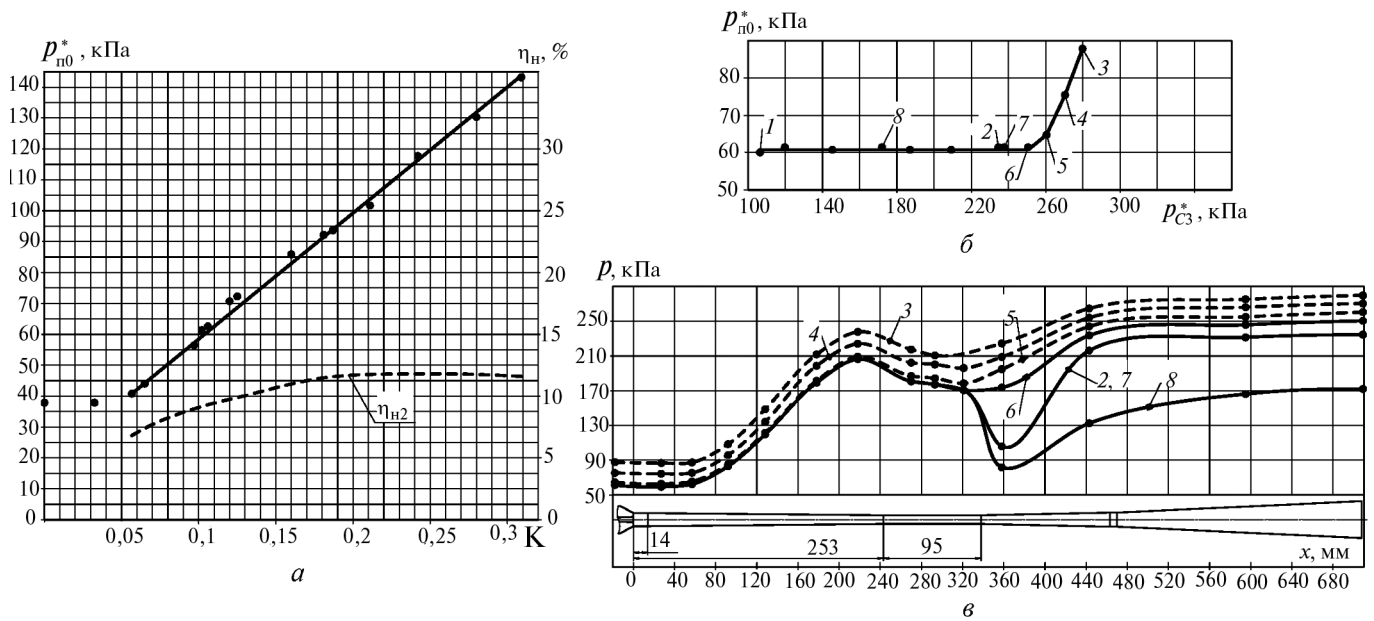


Рис. 9. Режимная характеристика (а), дроссельная характеристика при  $K=0,103$  (б) и распределение давления (в) для эжектора № 6:

• — эксперимент; — — — КПД;  $p_{a0}^* = 5,07$  МПа;  $T_a^* = T_n^* = 262$  К

№ 5 с  $\bar{l}_{КС} = 9,95$  при его работе на втором критическом режиме (см. рис. 8, в).

На рисунках 1, а — 3, а; 5, а; 8, а; 9, а видно, что максимальные КПД эжектора ( $\eta_{H(max)}$ ) заданной геометрии на начальных первом и втором критических режимах достигаются при некоторых значениях коэффициентов эжекции. С изменением только одной безразмерной длины КС меняются как максимальные значения этих КПД, так и значения  $K$ , при которых они достигаются. На рисунке 10 представлены зависимости максимальных значений КПД на первом ( $\eta_{H1(max)}$ ) и втором ( $\eta_{H2(max)}$ ) критических режимах от безразмерной длины КС при фиксированных остальных геометрических размерах эжектора и параметрах активного газа на входе в него. На рисунке 10 видно, что для второго критического режима оптимальная относительная длина КС экспериментально исследованных эжекторов составляет  $\bar{l}_{КС} = 6,0 - 7,5$ . В этом диапазоне длин КС достигается наибольшее значение КПД эжектора  $\eta_{H2(max)} = 0,285$ . Для первого критического режима оптимальной длиной КС, при которой достигается наибольшее значение КПД  $\eta_{H1(max)} = 0,442$ , является максимальная длина КС, при которой еще могут реализоваться

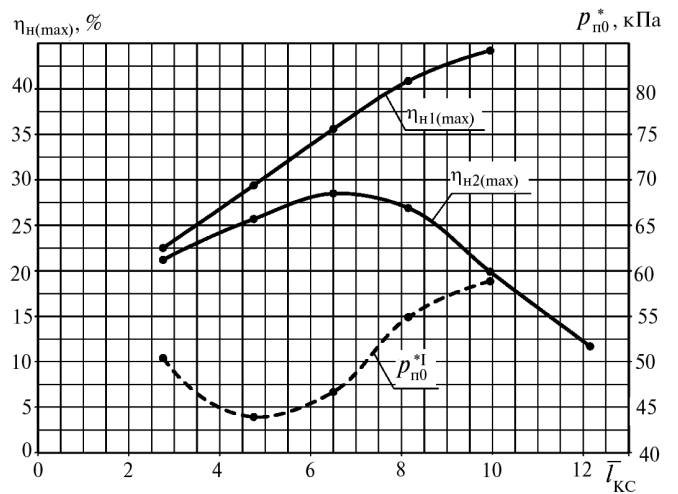


Рис. 10. Зависимость КПД эжектора от относительной длины КС

первые критические режимы работы эжектора. Для исследованных эжекторов такой длины обладает эжектор с  $\bar{l}_{КС} \approx 10$ . На рисунке 10 приведена также экспериментальная зависимость  $p_{п0}^* = f(\bar{l}_{КС})$ , где  $p_{п0}^*$  — полное давление пассивного газа на входе в КС, при котором достигается максимальный КПД эжектора заданной геометрии при работе на первом критическом режиме. Значение  $p_{п0}^*$  соответствует коэффициенту эжекции  $K_B$  на режимной характери-

стике. На рисунке 10 видно, что оптимальная длина КС для первого критического режима достигается при таком значении  $p_{п0}^{*1}$ , при котором осуществляется истечение активного газа из сопла близкое к расчетному. Такое условие истечения активного газа из сопла, как было описано в [1], является одновременно и предельно допустимым с точки зрения реализации первого критического режима, так как при достижении  $p_{п1}$  значения  $p_{a1}$  этот режим перестает осуществляться.

Перед экспериментальными исследованиями оптимальной длины КС проводилось исследование влияния длины горловины диффузора на характеристики эжектора с целью использования в дальнейших исследованиях длины горловины близкой к оптимальной. На рисунке 11 приведены зависимости давления пассивного газа  $p_{п0}^*$  на входе в КС и давления смеси  $p_{с3}^*$  на выходе из диффузора от относительной длины горловины  $\bar{l}_{гор}$ , построенные при работе эжектора на первом критическом режиме при  $K = 0,0925$  и втором критическом режиме при  $K = 0,18$ . На рисунке 11 видно, что как для первого, так и для второго критических режимов оптимальная длина горловины составляет от 4,5 до 8 диаметров горловины. При  $\bar{l}_{гор} \leq 4 - 4,5$

$\bar{l}_{гор} \leq 4 - 4,5$  происходит резкое падение давления  $p_{с3}^*$ , а при  $\bar{l}_{гор} \geq 7,5 - 8$  наблюдается плавное понижение этого давления. В соответствии с [1] цилиндрическая горловина необходима для осуществления перехода сверхзвукового потока смеси газов на входе в нее в дозвуковой поток на выходе с минимальными потерями полного давления. Длину горловины выбирают из условия расположения системы скачков уплотнения в горловине при работе эжектора на начальном критическом режиме. При короткой длине горловины ( $\bar{l}_{гор} \leq 4,5$ ) часть скачка уплотнения, имеющего определенную протяженность, располагается в расширяющейся части диффузора, что приводит к увеличению потерь полного давления смеси газов в силу расположения части скачка в сечении с диаметром большим диаметра горловины. При длине горловины больше оптимальной ( $\bar{l}_{гор} \geq 7,5 - 8$ ) образовавшийся за скачком уплотнения дозвуковой поток смеси газов теряет полное давление из-за трения о стенку переудлиненной части горловины. На рисунках 4, а и рис. 8, б приведены дроссельные характеристики эжекторов с относительной длиной горловины  $\bar{l}_{гор} \approx 5$ , а соответственно, на рис. 4, б и рис. 8, в — распределения давлений по длине проточной части. Из распределения давлений видно, что скачок уплотнения на начальном втором критическом режиме (кривая 15 на рис. 4, б) и начальном первом критическом режиме (кривая 5 на рис. 8, в) практически полностью расположен в горловине диффузора.

### Выводы

1. Проведенные эксперименты подтвердили теоретические выводы работы [1] о возможности реализации в эжекторе с конической КС при одном и том же коэффициенте эжекции двух критических режимов, а также о существовании первого критического режима при условии, что давление пассивного газа не превышает давление активного газа на срезе соответствующих сопел.

2. На первом критическом режиме достигнуто отношение расчетного давления пассив-

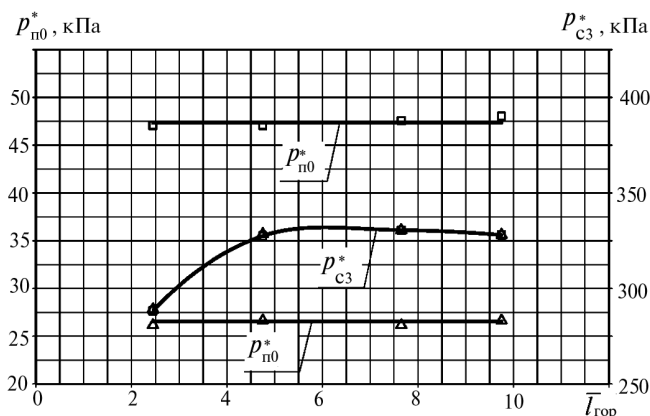


Рис. 11. Зависимости  $p_{п0}^*$  и  $p_{с3}^*$  на начальном критическом режиме от относительной длины горловины при  $\bar{l}_{КС} = 4,75$ :

$\triangle$  — эксперимент при  $K_1 = 0,0925$ ;  $\square$  — эксперимент при  $K_2 = 0,18$ ;  $p_{a0}^* \approx 5,03$  МПа;  $T_a^* = T_{п}^* \approx 274$  К

ного газа к расчетному давлению активного газа на срезе соответствующих сопел, близкое к 1,0, которое согласно [1] является максимально возможным для этого режима.

3. Определены оптимальные относительные длины конических КС, при которых достигаются максимальные КПД эжектора при работе на первом и втором критических режимах. Получен максимальный КПД эжектора на первом критическом режиме в 1,55 раза превышающий максимальный КПД на втором критическом режиме.

4. Определены оптимальные относительные длины горловины диффузора, находящиеся в диапазоне  $\bar{l}_{гор} = 4,5 - 8$ .

## Литература

1. Цегельский В.Г. К теории газовых эжекторов с цилиндрической и конической камерами смешения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 2. С. 46–71.
2. Цегельский В.Г., Акимов М.В., Сафаргалиев Т.Д. Экспериментально-теоретическое исследование режимов работы сверхзвуковых газовых эжекторов с цилиндрической и конической камерами смешения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 3. С. 48–58.
3. Васильев Ю.Н., Лашков Ю.А. Экспериментальное исследование газовых эжекторов с коническими камерами смешения / Сб. работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов. ЦАГИ, 1961. С. 224–235.

4. Matsuo, K., Sasaguchi, K., Tasaki, K. Mochizuki, H. Investigation of Supersonic Air Ejectors (Part 2. Effect of Throat-Area-Ratio on Ejector Performance). Bulletin of the JSME, Vol. 25, No. 210, December 1982, pp. 1898–1905.

5. Цегельский В.Г. Двухфазные струйные аппараты. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2003. 405 с.

## References

1. Tsegel'skii V.G. K teorii gazovykh ezhektorov s tsilindricheskoi i konicheskoi kamerami smesheniia [On the theory of gas ejectors having cylindrical and conical mixing chambers]. Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building. 2012, no. 2, pp. 46–71.
2. Tsegel'skii V.G., Akimov M.V., Safargaliev T.D. Eksperimental'no-teoreticheskoe issledovanie rezhimov raboty sverkhzvukovykh gazovykh ezhektorov s tsilindricheskoi i konicheskoi kamerami smesheniia [Experimental and theoretical investigation of operating modes of supersonic gas ejectors with cylindrical and conical mixing chambers]. Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building. 2012, no. 3, pp. 48–58.
3. Vasil'ev Yu.N., Lashkov Yu.A. Eksperimental'noe issledovanie gazovykh ezhektorov s konicheskimi kamerami smesheniia [Experimental study of gas ejectors with conical mixing chamber]. Sbornik rabot po issledovaniiu sverkhzvukovykh gazovykh ezhektorov [A collection of works on research of the supersonic gas ejectors]. TsAGI publ., 1961, pp.224–235.
4. Matsuo, K., Sasaguchi, K., Tasaki, K. Mochizuki, H. Investigation of Supersonic Air Ejectors (Part II, Effects of Throat-Area-Ratio on Ejector Performance), Bulletin of the JSME, vol. 25, no. 210, 1982, pp. 1898–1905.
5. Tsegel'skii V.G. Dvukhfaznye struinye apparaty [Two-phase jet devices]. Moscow, MSTU named after N.E. Bauman publ., 2003. 405 p.

Статья поступила в редакцию 12.02.2013

## Информация об авторах

**ЦЕГЕЛЬСКИЙ Валерий Григорьевич** (Москва) — доктор технических наук, главный научный сотрудник НИИ Энергетического машиностроения. МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: user46@post.ru).

**АКИМОВ Михаил Витальевич** (Москва) — научный сотрудник НИИ Энергетического машиностроения. МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: Akimov\_mv\_1966@mail.ru).

**САФАРГАЛИЕВ Тимур Дамирович** (Москва) — инженер НИИ Энергетического машиностроения. МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: Tim\_and\_com@rambler.ru).

## Information about the authors

**TSEGELSKIY Valery Grigorievich** (Moscow) — Doctor of Technical Sciences, Chief Researcher of Power Engineering research institute of MSTU named after N.E. Bauman (105005, BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya Street 5, Moscow, Russian Federation, e-mail: user46@post.ru).

**AKIMOV Mikhail Vitalyevich** (Moscow) — Researcher of Power Engineering research institute of MSTU named after N.E. Bauman (105005, BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya 5, Moscow, Russian Federation, e-mail: Akimov\_mv\_1966@mail.ru).

**SAFARGALIEV Timur Damirovich** (Moscow) — Engineer of Power Engineering research institute of MSTU named after N.E. Bauman (105005, BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya 5, Moscow, Russian Federation, e-mail: Tim\_and\_com@rambler.ru).