

# Контроль и испытания

УДК 621.22: 621.517: 532.528

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КАВИТАЦИОННОГО СМЕСИТЕЛЯ

*Е.К. Спиридонов, А.А. Пантюхин*

Рассмотрен рабочий процесс струйного насоса в режиме развитой кавитации и с малыми коэффициентами эжекции. Показано, что в этих условиях струйный насос выполняет функции кавитационного смесителя. Экспериментальными исследованиями подтверждена возможность формирования в проточной части камеры смешения прыжка перемешивания, переводящего сверхзвуковой парожидкостный поток в дозвуковой поток капельной жидкости и обеспечивающий вместе с кавитационным воздействием наиболее полное взаимопроникновение компонентов смеси. Результаты экспериментов сопоставлены с данными расчетов.

Устройства, служащие для проведения непрерывных процессов смешения, диспергирования, эмульгирования, гомогенизации находят широкое применение во многих отраслях промышленности: нефтегазовой, металлургической, химической, а также в строительстве при подготовке бетонных смесей. При этом основное направление совершенствования данных устройств состоит в повышении степени дисперсности готовой смеси с целью повышения ее технико-экономических и экологических показателей.

Процесс получения тонкодисперсной смеси с несущей жидкой средой включает следующие этапы: дозирование в заданных пропорциях компонентов смеси, создание условий для смешения сред и получения высокой степени дисперсности, транспортирование готового продукта. Для реализации этих этапов зачастую применяются различные технические устройства с подвижными механическими элементами. Однако можно все эти стадии приготовления высокодисперсной смеси с несущей жидкой средой совместить в одном устройстве - струйном насосе.

Действительно, соотношение расходов пассивного (эжектируемого) и активного (высоконапорного) потоков в струйном насосе (т. е. компонентов смеси) определено размерами проточной части аппарата и полными давлениями на его входе и выходе. Если эти параметры неизменны, то состав смеси и ее расход остаются постоянными. Процесс энергообмена потоков в проточной части аппарата сопровождается их интенсивным турбулентным перемешиванием и выравниванием поля скорости. В результате на выходе аппарата образуется поток готовой смеси с заданным расходом и полным давлением, достаточным для последующего транспортирования. Если же в струйном насосе инициировать кавитационные явления в струйном пограничном слое, то можно получить высококачественные тонкодисперсные и стойкие против расслоения смеси. Это связано с тем, что в условиях гидродинамического кавитационного смешения взаимодействие многокомпонентной среды происходит на микроуровне за счет импульсного выделения значительной энергии при образовании во время схлопывания кавитационных пузырьков кумулятивных микроструек и распада последних на микровихри большой интенсивности. Это позволяет получить высокую (вплоть до молекулярного уровня) однородность смешивающихся сред, при этом диспергирование осуществляется за счет разрушающего механического действия кумулятивных микроструек путем высокоскоростного проникновения их в частицы твердой либо жидкой фазы.

Из вышесказанного следует, что для получения тонкодисперсных смесей высокого качества наиболее перспективным является использование струйных насосов, работающих в кавитационном режиме - кавитационных смесителей. В данном устройстве нет механически движущихся частей, что обеспечивает его высокие показатели надежности (рис. 1).

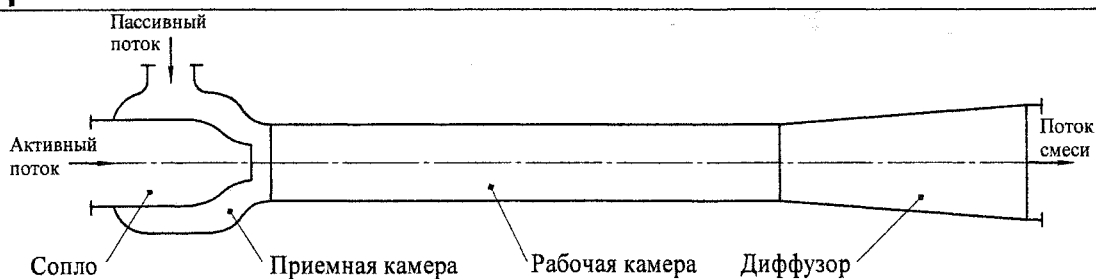


Рис. 1. Принципиальная схема струйного насоса

Активный поток жидкости, проходя сквозь сопло, разгоняется до скорости, достаточной для эжектирования пассивной среды с заданным расходом из приемной камеры. Если при этом давление в камере снижается до давления насыщенных паров, то происходит переход части жидкой фазы в парообразную за счет зарождения и роста парогазовых пузырьков. Затем в процессе энергообмена потоков и повышения давления осуществляется смешение сред в рабочей камере с одновременным схлопыванием кавитационных пузырьков и, как следствие, резким точечным повышением давления и температуры. Это кавитационное воздействие катализирует на микроуровне протекание реакций взаимодействия составляющих многокомпонентной среды.

Значительно увеличить эффект гидродинамического воздействия на поток смеси возможно, если совместить процесс схлопывания кавитационных пузырьков с ударным воздействием прыжка перемешивания [1]. Прыжок перемешивания формируется в зоне перехода сверхзвукового течения в дозвуковое и обеспечивает резкое локальное повышение давления и, как следствие, наиболее полное взаимопроникновение компонентов смеси. Последнее осуществимо, если на участке генерации пара сформирован сверхзвуковой парожидкостный поток.

Известно, что парожидкостные среды являются весьма упругими, а скорость звука в них зависит от режима течения. При создании условий для формирования однородного гомогенного течения скорость звука в парожидкостном потоке может достигать значений нескольких десятков метров в секунду, что значительно ниже скорости звука в составляющих этот двухфазный поток компонентах. Равномерность распределения парогазовых кавитационных пузырьков по нормальному сечению потока при одновременном увеличении их числа может быть достигнута с помощью многоструйного сопла, формирующего несколько высокоскоростных струй.

При создании условий для равномерного распределения парогазовых пузырьков в потоке скольжение фаз незначительно и течение смеси приближается к гомогенному. Следовательно, на начальном участке рабочей камеры формируется многоструйное сверхзвуковое течение парогазожидкостной смеси и при некотором значении противодавления на выходе аппарата в рабочей камере возникает прыжок перемешивания, в котором сверхзвуковое течение переходит в дозвуковое с одновременным схлопыванием кавитационных пузырьков и выделением значительной энергии. Из рабочей камеры тонкодисперсная смесь поступает в диффузор, где часть кинетической энергии потока преобразуется в потенциальную.

Работа струйного насоса в качестве кавитационного смесителя осуществляется зачастую при небольших расходах эжектируемого потока по сравнению с расходом рабочего потока, т. е. при коэффициентах эжекции близких к нулю, что соответствует работе струйного насоса практически в холостом режиме.

Для исследования рабочего процесса струйного кавитационного смесителя, конструкция и основные размеры проточной части которого представлены на рис. 2, в лаборатории кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» Южно-Уральского государственного университета была проведена серия экспериментов.

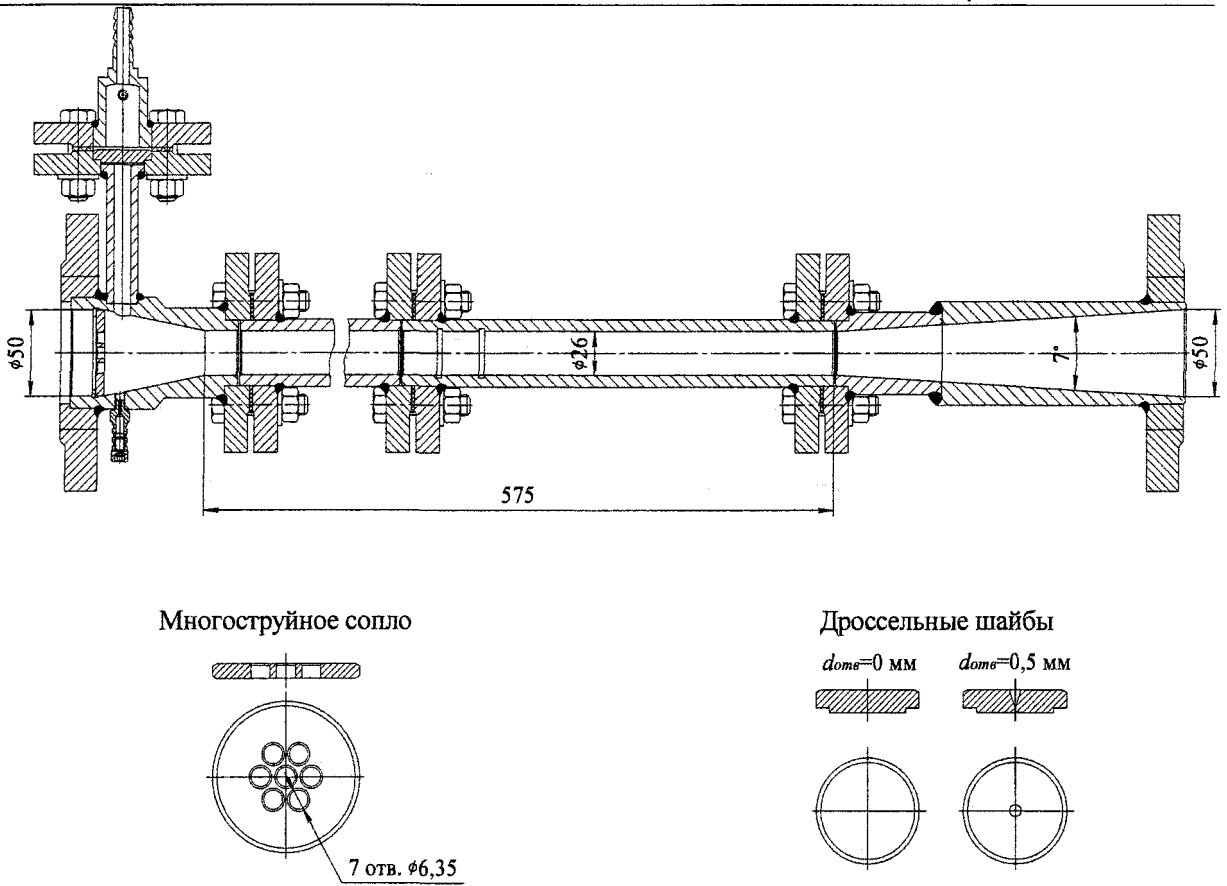


Рис. 2. Конструкция и геометрические размеры проточной части исследуемого струйного кавитационного смесителя

В состав испытательного гидравлического стенда входят: напорный бак, электронасосный агрегат ЦНСА 38-110-01, кавитационный смеситель, дроссельный расходомер и контрольно-измерительные приборы (рис. 3).

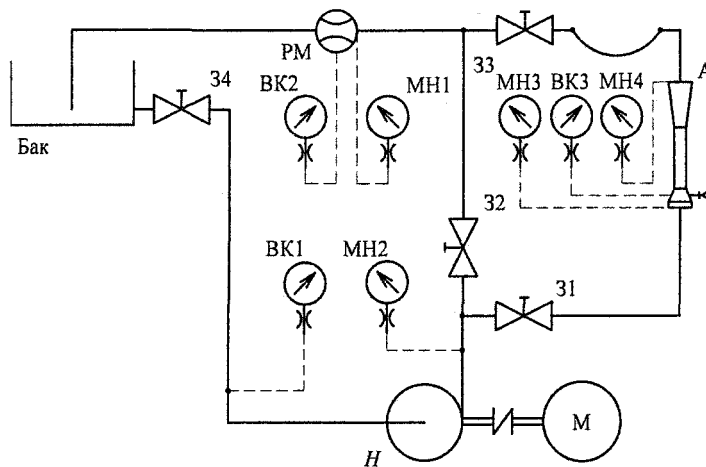


Рис. 3. Принципиальная схема испытательного стенда

К центробежному многоступенчатому секционному насосу Н, приводимому во вращение от электродвигателя М, жидкость поступает из напорного бака по подводящему трубопроводу, на котором установлена монтажная задвижка 34. При закрытой задвижке 32 нагнетаемый насосом поток жидкости по напорному трубопроводу направляется через кавитационный смеситель А и дроссельный расходомер РМ обратно в напорный бак.

## Контроль и испытания

При проведении экспериментальных исследований изменение подачи насоса осуществляется с помощью регулирующей задвижки 31; изменение противодействия на выходе исследуемого гидравлического устройства - с помощью регулирующей задвижки 33. Перепад давления в устройстве контролируется по показаниям манометров МН3 и МН4. Расход жидкости определяется величиной перепада давления на дроссельном расходомере, контролируемого по показаниям манометра МН1 и вакуумметра ВМ2.

При экспериментальном исследовании характера рабочего процесса струйного кавитационного смесителя в качестве активной среды выступала вода, а эжектируемой среды - воздух. Конструкция кавитационного смесителя позволяет исключать полностью либо изменять расход эжектируемого потока с помощью набора сменных дроссельных шайб (см. рис. 2). Проводились две серии экспериментов: первая серия с нулевым коэффициентом эжекции - исключался подсос эжектируемой среды (входной патрубком конфузора герметично закрывался заглушкой); вторая серия с малыми коэффициентами эжекции - при наличии подсоса эжектируемой среды (во входной патрубке конфузора устанавливалась дроссельная шайба с диаметром центрального отверстия  $d_{отв} = 0,5$  мм). Массовый расход воздуха в среднем составлял  $m = 4,84 \cdot 10^{-5}$  кг/с, а объемный коэффициент эжекции изменялся в диапазоне  $\alpha = 0,084...0,094$ .

В каждой серии испытаний снималась дроссельная характеристика аппарата, выражающая зависимость давления всасывания  $P_2$  от противодействия  $P_5$  при том или ином постоянном значении давления питания  $P_1$ . Методика проведения испытаний заключалась в следующем: вначале устанавливалось с помощью регулирующей задвижки 31 заданное значение давления  $P_1$  перед кавитационным смесителем, контролируемое по показаниям манометра МН3; перекрытием регулирующей задвижки 33 осуществлялось постепенное увеличение противодействия  $P_5$ , контролируемого по манометру МН4, установленному на выходе кавитационного смесителя; одновременно с помощью вакуумметра ВМ3 измерялось давление  $P_2$  в приемной камере. При увеличении противодействия  $P_5$  до некоторого критического значения происходил срыв потока и затопление приемной камеры с резким увеличением давления  $P_2$ . Некоторые результаты экспериментальных исследований представлены в табл. 1, 2 и на графике (рис. 4).

Таблица 1  
Результаты первой серии опытов (с нулевым коэффициентом эжекции)

$P_1^{abc} \cdot 10^5$ , Па	$P_2^{abc} \cdot 10^5$ , Па	$P_5^{abc} \cdot 10^5$ , Па	$Q$ , м <sup>3</sup> /с
11	0,09	1,75	0,007
	0,09	2,48	0,007
	0,09	3,27	0,007
	0,08	4,74	0,007
	0,08	5,19	0,007
	Срыв потока – 5,23		
9	0,09	2,48	0,006
	0,09	3,46	0,006
	0,09	4,25	0,006
	0,09	4,35	0,006
	0,10	4,44	0,006
	Срыв потока – 4,49		
7	0,09	2,24	0,005
	0,09	2,83	0,005
	0,10	3,56	0,005
	0,10	3,41	0,005
	0,10	3,54	0,005
	Срыв потока – 3,56		

Таблица 2  
Результаты второй серии опытов (при малых коэффициентах эжекции)

$P_1^{abc} \cdot 10^5$ , Па	$P_2^{abc} \cdot 10^5$ , Па	$P_5^{abc} \cdot 10^5$ , Па	$Q$ , м <sup>3</sup> /с
11	0,07	3,98	0,007
	0,06	4,57	0,007
	0,07	5,13	0,007
	0,07	5,18	0,007
	0,08	5,23	0,007
	Срыв потока – 5,23		
9	0,07	2,97	0,006
	0,07	3,66	0,006
	0,07	3,95	0,006
	0,07	4,16	0,006
	0,08	4,35	0,006
	Срыв потока – 4,39		
7	0,08	1,99	0,005
	0,08	2,92	0,005
	0,08	3,37	0,005
	0,09	3,41	0,005
	0,10	3,50	0,005
	Срыв потока – 3,50		

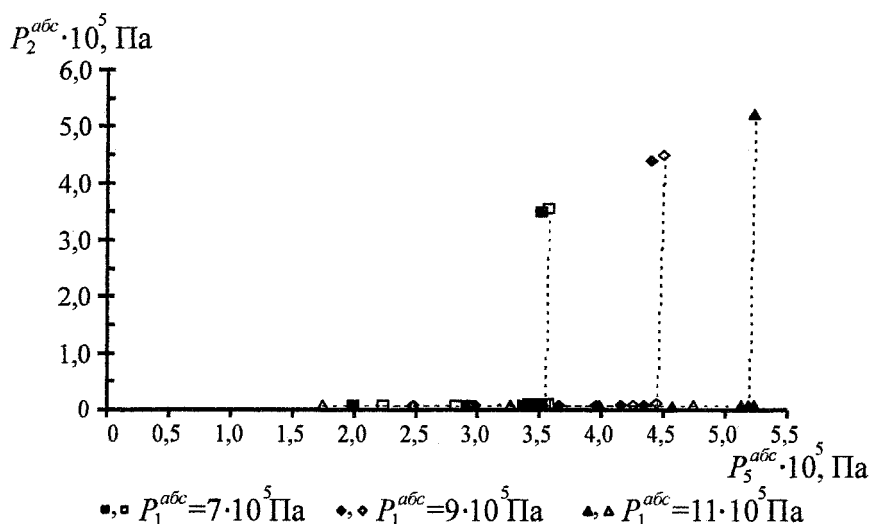


Рис. 4. Зависимость давления всасывания от противодавления при нескольких значениях давления питания

Данные, полученные в серии экспериментов с нулевым коэффициентом эжекции, представлены на графике светлыми точками, а при малых коэффициентах эжекции - темными. Из представленных на графике рис. 4 и в табл. 1 и 2 результатов опытов следует, что при постоянном давлении  $P_1$  на входе устройства и изменении противодавления  $P_5$  параметры течения парогазожидкостной смеси: объемный расход  $Q$  и давление  $P_2$  за срезом сопла не изменяются. Это является подтверждением наличия режима «запирания» в рабочей камере кавитационного смесителя, который формируется при сверхзвуковом парожидкостном течении до прыжка перемешивания. Изменение противодавления до момента срыва потока и затопления приемной камеры определяет только положение прыжка перемешивания в рабочей камере, что подтверждает предположение о том, что переход сверхзвукового течения в дозвуковое с одновременной конденсацией паров происходит в прыжке перемешивания, за которым образуется течение капельной жидкости. При повышении давления прыжок перемешивания смещается против течения к началу рабочей камеры; в момент срыва потока происходит резкое повышение давления в приемной камере и течение в струйном смесителе становится однофазным течением капельной жидкости.

Базовое уравнение расчета кавитационного смесителя, полученное в процессе математического анализа рабочего процесса [2] имеет вид:

$$\frac{P_1 - P_5}{P_1 - P_{nn}} = \frac{\zeta_{con} + (\zeta_{pk}^{\partial n} + \zeta_{diff}) \cdot \Omega^2 + (1 - \Omega)^2}{1 + \sigma + \zeta_{con}} \quad (1)$$

Здесь  $P_{nn}$  - давление насыщенных паров жидкости;  $\zeta_{con}$ ,  $\zeta_{diff}$  - коэффициенты сопротивления многоструйного сопла и диффузора. В работе [2] приведены предполагаемые значения коэффициентов сопротивления  $\zeta_{con} = 0,1$ ;  $\zeta_{diff} = 0,25$ ;  $\zeta_{pk}^{\partial n}$  - коэффициент потерь на трение по длине рабочей камеры;  $\Omega$  - относительная площадь сопла;  $\sigma$  - число кавитации.

Формула (1) позволяет рассчитать оптимальный перепад давления в устройстве, при котором создаются необходимые условия для возникновения сверхзвукового струйного кавитационного течения и формирования прыжка перемешивания в рабочей камере с минимальной потерей энергии.

Выразим  $P_5$  из уравнения (1) для того, чтобы сопоставить результаты расчета оптимального противодавления с опытными значениями противодавления срыва потока (табл. 1,2):

$$P_5 = P_1 - \frac{\zeta_{con} + (\zeta_{pk}^{\partial n} + \zeta_{diff}) \cdot \Omega^2 + (1 - \Omega)^2}{1 + \sigma + \zeta_{con}} [P_1 - P_{nn}] \quad (2)$$

Для расчета оптимальных значений  $P_5$  необходимо определить фактические значения относительной площади сопла, коэффициентов сопротивления, а также числа кавитации.

## Контроль и испытания

Коэффициент потерь на трение по длине рабочей камеры [3]

$$\zeta_{pк}^{\text{дл}} = \lambda \frac{l_{pк}}{d_{pк}} = 0,57,$$

где  $\lambda$  - коэффициент гидравлического трения;  $l_{pк}$  - длина рабочей камеры;  $d_{pк}$  - диаметр проходного сечения рабочей камеры (см. рис. 2)

Режим течения в рабочей камере развитый турбулентный, из чего следует, что коэффициент гидравлического трения находится в зоне автомодельности по числу Рейнольдса и зависит только от относительной шероховатости внутренней поверхности проточной части:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta}{d_{pк}} \right) = 0,0255,$$

где  $\Delta$  - эквивалентная абсолютная шероховатость,  $\Delta = 0,75$  мм.

Коэффициент сопротивления диффузора, согласно Идельчику [4], равен

$$\zeta_{\text{диф}} = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin(\beta/2)} \left[ 1 - \frac{S_{pк}}{S_5} \right] + \sin \beta \cdot \left[ 1 - \sqrt{\frac{S_{pк}}{S_5}} \right]^2 = 0,34.$$

Здесь  $S_5$  - площадь проходного сечения проточной части в сечении 5-5,  $S_5 = S_1$ ;  $\beta$  - угол конусности диффузора,  $\beta = 7^\circ$ .

Значения оставшихся членов уравнения (2) определяются не только геометрией проточной части устройства, но и параметрами потока, так как в связи со сжатием струи при истечении из круглого отверстия площадь проходного сечения сопел и действительная площадь струй различны. Степень сжатия струи оценивается коэффициентом сжатия  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = S_{\text{струи}} / S_{\text{соп}},$$

где  $S_{\text{струи}}$  - действительная площадь поперечного сечения струи;  $S_{\text{соп}}$  - площадь проходного сечения многоструйного сопла.

Основываясь на опытных данных, определим значения коэффициента сопротивления соплового устройства, относительной площади сопла и числа кавитации исследуемого кавитационного смесителя, расчетная схема которого представлена на рис. 5.

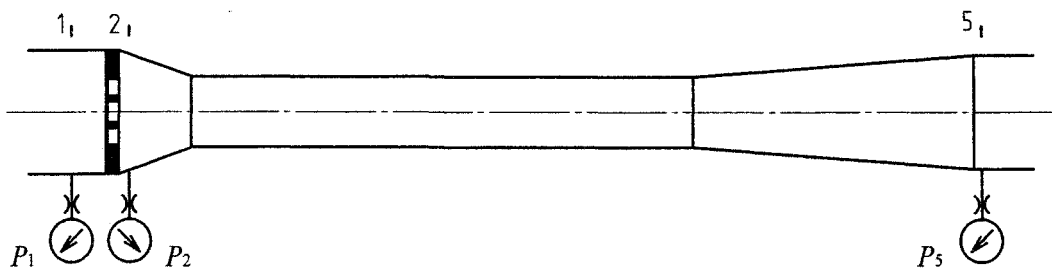


Рис. 5. Расчетная схема кавитационного смесителя

В соответствии с уравнением Бернулли потери полного давления, вызванные внезапным сужением проточной части, при движении жидкости между сечениями 1 и 2:

$$\Delta P_{1-2} = \zeta_{\text{соп}} \cdot \frac{\rho}{2} v_{\text{струи}}^2 = P_1 - P_2 + \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_{\text{струи}}^2),$$

где  $v_1$  - скорость течения жидкости в сечении 1;  $v_{\text{струи}}$  - скорость истечения из сопловых отверстий.

Выразим коэффициент сопротивления сопла в виде

$$\zeta_{\text{соп}} = \frac{2}{\rho \cdot v_{\text{струи}}^2} (P_1 - P_2) + \left( \frac{v_1^2}{v_{\text{струи}}^2} - 1 \right). \quad (3)$$

Согласно уравнению (3) для определения коэффициента сопротивления сопла необходимо определить действительную скорость течения струи  $v_{\text{струи}}$ . Для этого запишем уравнение коли-

чества движения потока жидкости с действительным расходом  $Q$  на участке между сечениями 1 и 2, предполагая, что по торцу сопла действует давление  $P_1$ , и после некоторых преобразований получим:

$$v_{струи} = v_1 + \frac{S_{con} \cdot (P_1 - P_2)}{\rho \cdot Q}. \quad (4)$$

Зная значение  $v_{струи}$ , можно рассчитать действительную площадь сечения струи и определить, в первом приближении, ее коэффициент сжатия

$$\varepsilon = Q / (S_{con} \cdot v_{струи}). \quad (5)$$

Подставляя в уравнения (3) и (5) значения действительной скорости течения струи, рассчитаем значения коэффициентов сопротивления сопла и сжатия струи и представим результат на графике (рис. 6).

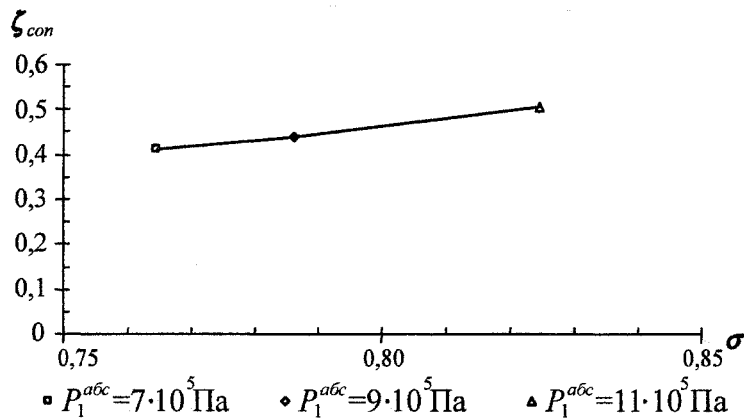


Рис. 6. Зависимость коэффициента сопротивления сопла от коэффициента сжатия струй при нескольких значениях давления питания

Из графика видно, что найденные значения коэффициентов сопротивления сопла и сжатия струи зависят от изменения параметров течения. При изменении давления на входе от  $P_1 = 11 \cdot 10^5$  Па до  $P_1 = 7 \cdot 10^5$  Па величина коэффициента сопротивления снижается в диапазоне от  $\zeta_{con} = 0,50$  до  $\zeta_{con} = 0,41$ , и это в значительной степени отличается от значения, приведенного в работе [2], где предполагается, что  $\zeta_{con} \approx 0,1$  носит универсальный характер. В действительности коэффициент соплового устройства определяется как геометрическими параметрами проточной части, так и динамическими характеристиками потока.

Относительная площадь сопла

$$\Omega = \frac{\sum S_{струи}}{S_{pk}} = \frac{\varepsilon \cdot S_{con}}{S_{pk}},$$

где  $S_{pk}$  - площадь проходного сечения рабочей камеры (см. рис. 2).

Число кавитации  $\sigma$  в зависимости от изменения параметров течения можно определить по следующему уравнению:

$$\sigma = \frac{P_2 - P_{н.п.}}{\rho \frac{v_{струи}^2}{2}}.$$

Зная действительную скорость течения струй и величину давления насыщенных паров воды в диапазоне изменения температур  $T = 25 \dots 30$  °С,  $P_{н.п.} \approx 2500$  Па, рассчитаем число кавитации, подставляя в уравнение осредненные значения давления  $P_2$  из табл. 1. Результаты расчетов представим на графике (рис. 7).

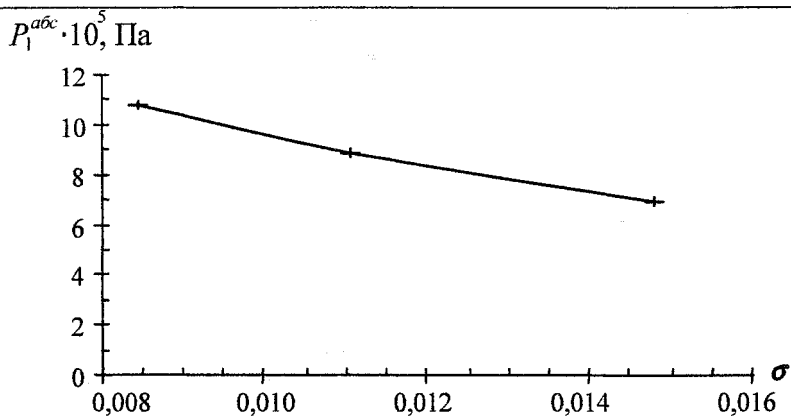


Рис. 7. Зависимость числа кавитации от давления питания

При снижении рабочего давления  $P_1$  возрастают средние значения давления  $P_2$  и снижается скорость истечения струй, что приводит к увеличению значения числа кавитации, а, следовательно, некоторому снижению интенсивности кавитационных процессов.

В работе [2] приводится следующая формула расчета числа кавитации:

$$\sigma = 0,07 + 1,36 \cdot \Omega \cdot (1 - \Omega), \quad (6)$$

согласно которой в исследованном диапазоне давлений изменение расчетных значений составляет  $0,367 \leq \sigma \leq 0,378$ , что значительно больше фактических величин числа кавитации (см. рис. 7). Из чего следует, что при расчете по формуле (6) недооценивается степень развития кавитационных процессов в исследуемом устройстве.

Рассчитаем оптимальные значения противодавления  $P_3$ , подставляя в уравнение (3) фактические значения (табл. 3) относительной площади, коэффициента сопротивления сопла, а также числа кавитации. Результаты расчетов и экспериментальные данные представим на графике.

Таблица 3  
Сводная таблица результатов расчета

$P_1^{abc} \cdot 10^5, \text{Па}$	$\Omega$	$\zeta_{con}$	$\sigma$	$P_3^{abc} \cdot 10^5, \text{Па}$
11	0,35	0,50	0,008	3,83
9	0,33	0,44	0,011	3,18
7	0,32	0,41	0,015	2,50

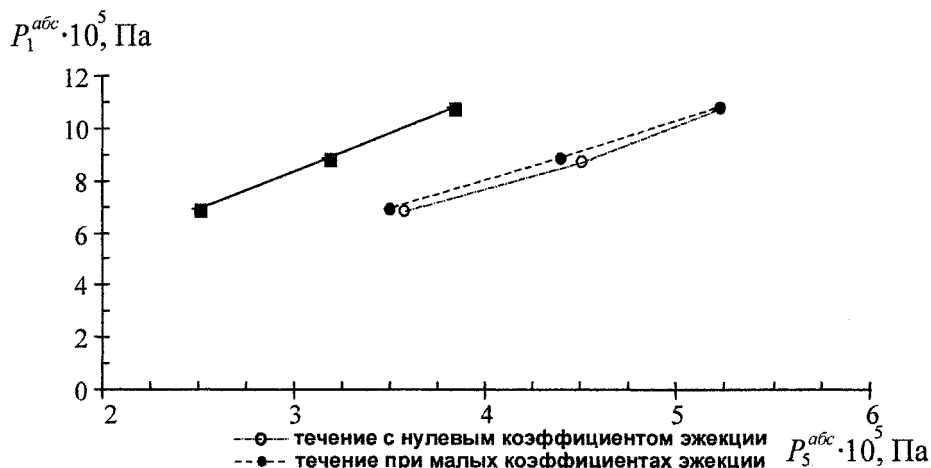


Рис. 8. Зависимость величины оптимального противодавления и противодавления срыва потока от давления питания

Исходя из экспериментальных данных, представленных на графике в виде пунктирных линий, видно, что наличие незначительного подсоса воздуха (при малых коэффициентах эжекции) практически не влияет на характер зависимости противодавления срыва потока от значения абсолютного давления на входе, из чего следует, что рабочий процесс осуществляется практически в холостом режиме. Результаты расчета по формуле (2) оптимальных значений противодавления



$P_5$  с фактическими значениями коэффициентов представлены на графике в виде сплошной линии, расположенной левее экспериментальных значений критического давления срыва потока. Это свидетельствует о том, что прыжок перемешивания располагается на значительном расстоянии от входного сечения камеры смешения, создавая условия для формирования сверхзвукового течения.-

Таким образом, результаты экспериментальных исследований подтверждают механизм протекания рабочего процесса кавитационного смесителя, заключающегося в формировании на некотором расстоянии от входного участка рабочей камеры прыжка перемешивания, в котором осуществляется переход от сверхзвукового течения к дозвуковому с резким локальным повышением давления - течение двухфазной парогазожидкостной смеси превращается в однофазное течение капельной жидкости. Расчет оптимальных значений перепада давления по уравнению (2) при проектировании устройства усложняется в связи с тем, что значения коэффициента сопротивления сопла и числа кавитации не универсальны и определяются не только геометрическими параметрами устройства, но и динамическими параметрами потока. Поэтому необходимы дополнительные исследования, связанные с теоретическим определением значений коэффициента сжатия струй и числа кавитации.

Данная работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Челябинской области.

#### *Литература*

1. Спирidonов, Е.К. Энергетический анализ жидкостногазовых течений / Е.К. Спирidonов // Вестник ЮУрГУ. Сер. «Машиностроение». - 2003. - Вып. 3. № 1 (17). - С. 141-151.
2. Спирidonов, Е.К. Рабочий процесс и характеристики гидродинамических кавитационных эмульгаторов / Е.К. Спирidonов, Л.С. Прохасько // Вестник ПГТУ. Серия «Аэрокосмическая техника». - Пермь, 2000. - №5. - С. 93-98.
3. Прандтль, Л. Гидроаэромеханика / Л. Прандтль. - М.: Изд-во иностранной литературы, 1951. - 575с.
4. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. - М.: Машиностроение, 1992.