

УДК 614.842.6

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДЕЛЕЙ  
ВЫСОКОНАПОРНЫХ ПЕНОГЕНЕРАТОРОВ (ЭЖЕКТОРОВ-СМЕСИТЕЛЕЙ)  
ПРОТОЧНОГО ТИПА, РАБОТАЮЩИХ В КАВИТАЦИОННОМ РЕЖИМЕ.  
ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ПАРАМЕТРА КАВИТАЦИИ,  
РАСЧЕТ ПРЕДЕЛОВ КАВИТАЦИИ И ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ**

**Пармон В.В.**

**Научно-исследовательский институт пожарной безопасности  
и проблем чрезвычайных ситуаций МЧС Республики Беларусь  
e-mail: [niipb@yahoo.com](mailto:niipb@yahoo.com)**

*Рассмотрены результаты экспериментальных исследований процесса возникновения и развития кавитации в моделях пеногенераторов (эжекторов-смесителей), выполненных по типу трубы Вентури при различных параметрах течения, а также по определению конструкции и размеров моделей пеногенераторов (эжекторов-смесителей) с целью получения в них максимально развитого кавитационного режима при минимальном гидродинамическом сопротивлении и максимальном противодавлении в системе на выходе из модели пеногенератора (эжектора-смесителя). Приведены методика выбора оптимального параметра кавитации, расчет пределов кавитации и потерь давления.*

*The work presents the research results of the process of cavitation origin and development in foam generators (ejector-mixers), based on the construction of the Venturi tube, under different flow conditions, as well as the results on determination of the optimal design and size for foam generators (ejector-mixers) in order to obtain in them the peak development of cavitation flow with minimal hydrodynamic resistance and maximal back-pressure in the system at the output from foam generators (ejector-mixers). The methods to choose the optimal parameters of cavitation, as well as the calculation of the cavitation limits and pressure loss are given.*

(Поступила в редакцию 30 апреля 2010 г.)

**ВВЕДЕНИЕ**

Одну из наибольших опасностей в техногенной сфере Республики Беларусь представляют пожары нефти и нефтепродуктов в резервуарах. На территории республики функционируют два крупных нефтеперерабатывающих предприятия (ОАО «Нафтан» и ОАО «Мозырский нефтеперерабатывающий завод») и более 600 предприятий, в технологическом процессе которых в большом количестве хранятся и обращаются нефтепродукты. В целом эксплуатируется более 10 000 резервуаров для хранения нефти и нефтепродуктов, и их количество, вместимость и суммарный объем постоянно возрастают. В настоящее время максимальный объем резервуаров, находящихся в эксплуатации на данных предприятиях, достигает 75 000 м<sup>3</sup>. Ряд этих объектов находится в черте населенных пунктов, и возможные пожары на них, помимо экономических потерь, нарушения экологического природного баланса, могут оказать значительную угрозу для населения.

Увеличение емкости резервуаров привело к существенному изменению их конструкций и систем безопасности. Так, все наземные резервуары для хранения нефти и нефтепродуктов объемом 5000 м<sup>3</sup> и более оборудуются системами автоматического тушения пожаров. Однако длительный опыт эксплуатации показал, что существующие системы противопожарной защиты резервуаров, в которых используется пена средней кратности, не обеспечивают надежную защиту, поскольку они выходят из строя в начале пожара. Более чем в 60 % случаев пожары сопровождаются образованием «карманов» (т.е. объемов, в которых горение и прогрев жидкости, а также тепломассообмен при подаче воздушно-механической пены происходят независимо от остальной массы горючего в резервуаре), что значительно затрудняет тушение пламени подачей пены в горящий резервуар сверху [1].

Решением этой проблемы является использование систем подслоного тушения пожаров. Эффективность таких систем пожаротушения была проверена при проведении большого количества экспериментов по тушению пожаров резервуаров подслоным способом в реальных условиях. При этом было отмечено, что эффективность и надежность работы системы в целом обеспечиваются не только выбором огнетушащих веществ, но и подбором оптимальных тактико-технических характеристик высоконапорного пеногенератора, который должен решать как минимум три задачи:

- 1) обеспечивать необходимую кратность пены;
- 2) пена должна быть мелкодисперсной;

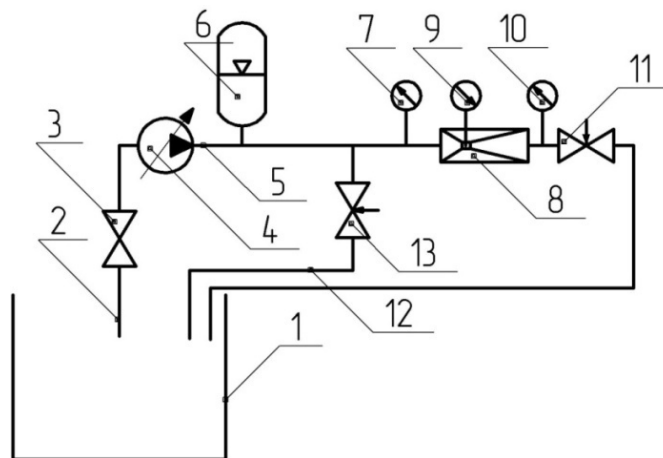
3) первые два условия должны выполняться при значительных противоавлениях со стороны резервуара, в особенности при значительной протяженности пенопровода.

Для обеспечения безопасности работы личного состава, задействованного в ликвидации пожара, возникает необходимость вывода пеногенератора за пределы обвалования. При этом протяженность пенопровода может составить более 100 м (без учета разводки внутри резервуара), что значительно повышает требования к работе пеногенератора при противоавлении.

Наиболее перспективным методом повышения эффективности пеногенераторов (эжекторов-смесителей) проточного типа, диспергирующих различные добавки и газ при высоких противоавлениях, является возбуждение гидродинамической кавитации в потоке движущейся жидкости. Гидродинамическая кавитация «эшелонной» формы не разрушает проточный тракт, являясь одновременно мощным диспергирующим и пенообразующим фактором. Причем создание кавитационного режима в диффузоре пеногенератора в силу свойств кавитационного (упругого) потока обеспечит работу пеногенератора при значительных противоавлениях со стороны резервуара.

#### ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТА

В рамках разработки конструкции отечественного высоконапорного пеногенератора для систем подслоного тушения пожаров нефти и нефтепродуктов в резервуарах на разработанной экспериментальной установке (рис. 1) автором проведены исследования процесса возникновения и развития кавитации в моделях пеногенераторов (эжекторов-смесителей), выполненных по типу трубы Вентури. В выполненных сериях экспериментов ставились задачи по исследованию кавитации при различных параметрах течения, а также определению конструкции и размеров моделей пеногенераторов (эжекторов-смесителей) с целью получения в них максимально развитого кавитационного режима при минимальном гидродинамическом сопротивлении и максимальном противоавлении в системе на выходе из модели пеногенератора (эжектора-смесителя) [2].



- 1 – емкость для жидкости; 2 – всасывающая линия; 3 – вентиль; 4 – насос; 5 – напорная линия;  
 6 – гидроаккумулятор; 7 – манометр; 8 – модель пеногенератора (эжектора-смесителя); 9 – вакуумметр;  
 10 – манометр; 11 – дроссель; 12 – байпасной линия; 13 – дроссель

**Рисунок 1 – Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования моделей пеногенераторов (эжекторов-смесителей) при различных режимах работы**

Сущность эксперимента заключалась в следующем: на экспериментальной установке при заданном расходе жидкости определяли потери давления на модели пеногенератора (эжектора-смесителя), работающего в кавитационном режиме. При изменении сопротивления в выходной гидрوليнии, определяли критическое противодействие, при котором прекращается кавитация.

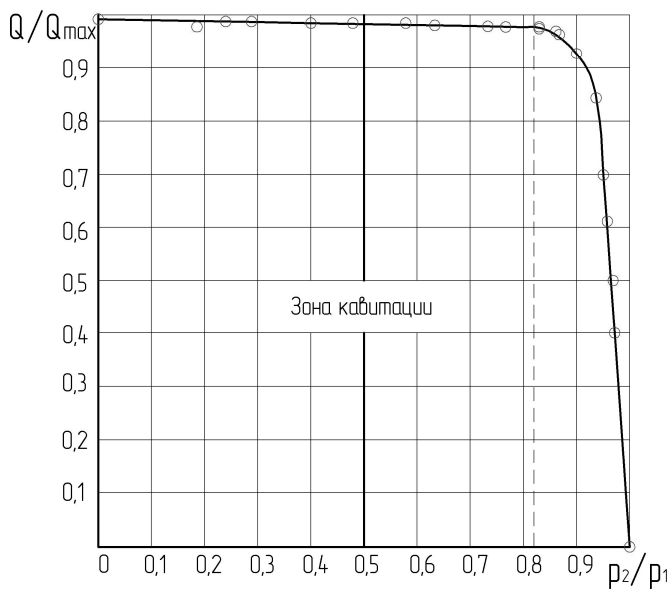
Расход через исследуемые устройства в опытах изменялся от 0 до 1,55 л/с, давление – от 0 до 0,9 МПа.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

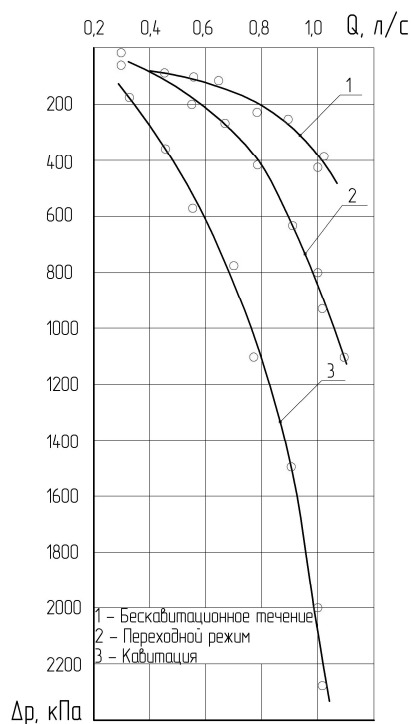
На рисунке 2 приведено изменение расхода в модели пеногенератора (эжектора-смесителя) в зависимости от отношения давления на выходе  $p_2$  к давлению на входе  $p_1 = \text{const}$ .

При возникновении кавитационного течения расход  $Q$  через модель пеногенератора (эжектора-смесителя) остается постоянным независимо от величины противодействия  $p_2$ . После достижения критического противодействия  $p_{2 \text{кр}}$ , при котором происходит срыв кавитационного течения, расход постоянно уменьшается до 0 с увеличением отношения  $p_2/p_1$  до 1. Отсюда следует важный для данной системы вывод, что при наличии кавитационного течения изменения противодействия  $p_2$  на выходе из модели пеногенератора (эжектора-смесителя) не будут сказываться на его работе, т.е. давление на входе  $p_1$  и расход  $Q$  остаются неизменными при условии  $p_2 < p_{2 \text{кр}}$ .

На рисунке 3 приведены потери давления в модели пеногенератора (эжектора-смесителя)  $\Delta p = p_1 - p_2$  в зависимости от изменения расхода  $Q$ .



**Рисунок 2 – Зависимость расхода модели пеногенератора (эжектора-смесителя) от отношения давления на выходе  $p_2$  к давлению на входе  $p_1 = \text{const}$**



**Рисунок 3 – Потери давления в модели пеногенератора (эжектора-смесителя) при различном сопротивлении выходного участка**

При наступлении кавитационного режима потери давления  $\Delta p$  резко возрастают. Анализ данных графиков позволяет сделать вывод о большом влиянии сопротивления системы, включая выходной участок, на наступление кавитационного течения. В первом

опыте при значительном сопротивлении выходного участка наблюдался бескавитационный режим во всем диапазоне расходов  $Q$  от 0,3 до 1,2 л/с (кривая 1).

При увеличении открытия дросселя на выходе из модели пеногенератора (эжектора-смесителя), т. е. уменьшении сопротивления выходного участка, давление в узкой части  $p_c$  приблизилось к давлению насыщенных паров  $p_{н.п.}$ , и этот переходный режим сохранялся во всем диапазоне расходов. Дальнейшее уменьшение сопротивления выходного участка приводило к наступлению кавитационного режима, который сохранялся также во всем диапазоне изменений расхода  $Q$ .

Для исследования возникновения и развития кавитации в моделях пеногенераторов (эжекторов-смесителей) кавитационного типа было проведено десять серий опытов с десятью устройствами, выполненными по типу трубы Вентури, с различными углами конусности и размерами узкой части (табл. 1).

Таблица 1 – Характеристики моделей пеногенераторов (эжекторов-смесителей)

Наименование параметра	Значение параметра для образца									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номер образца										
Диаметр входного и выходного сечения $d$ , мм	20									
Диаметр узкой части $d_c$ , мм	4	5	8	5	5	5	5	5	4,3	4,3
Длина узкой части $l_c$ , мм	50	50	68	50	50	50	50	50	–	–
Угол конусности конфузора $\alpha_k$ , град	20	20	20	20	20	20	20	20	25	25
Угол конусности диффузора $\alpha_d$ , град	10	10	12	15	15	15	15	15	8,5	6
Размеры элемента в узкой части, мм	–	–	2 стержня $d_{ст} = 3; l_{ст} = 8$	стержень $d_{ст} = 1; l_{ст} = 5$	стержень $d_{ст} = 2; l_{ст} = 5$	стержень $d_{ст} = 2,5; l_{ст} = 5$	стержень $d_{ст} = 1; l_{ст} = 5$	пластина $b_n = 1,5; l_n = 5$	–	стержень $d_{ст} = 0,5; l_{ст} = 4$
Минимальное проходное сечение в узкой части $S_c$ , мм <sup>2</sup>	12,56	19,63	11,2	14,62	9,63	7,1	12,13	12,13	14,5	12,5

Коэффициент сопротивления модели пеногенератора (эжектора-смесителя)  $\xi$  определяли по формуле (1), а значение критического числа кавитации  $\sigma_k$ , по формуле (2):

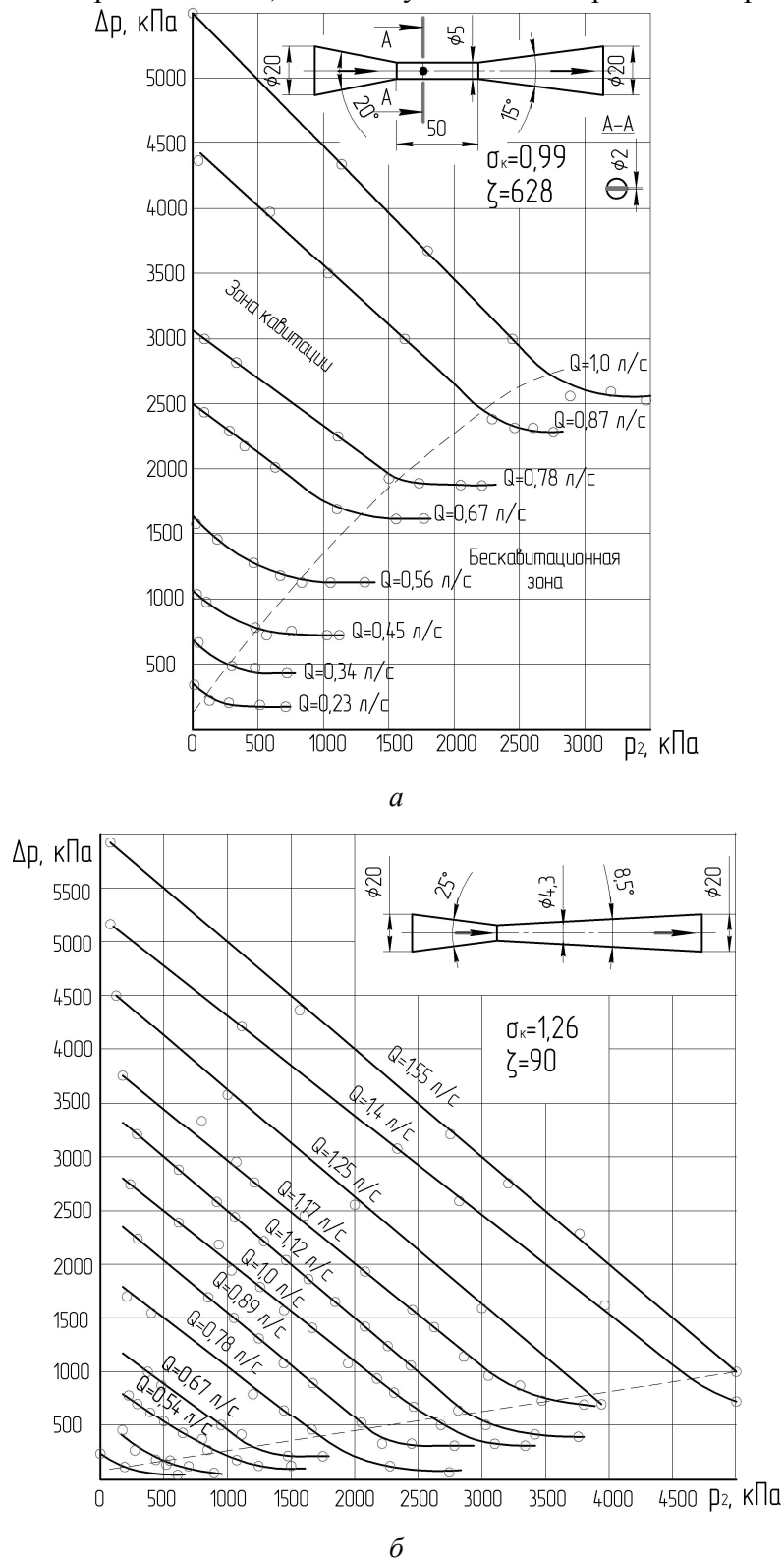
$$\xi = \frac{p_1 - p_2}{\rho \frac{v^2}{2}} = \frac{\Delta p}{\rho \frac{v^2}{2}}, \quad (1)$$

$$\sigma_k = \frac{p_1 - p_{н.п.}}{\rho \frac{v_c^2}{2}} \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости;

$v = Q/S$  – скорость в проводящем и отводящем трубопроводах, имеющих диаметр  $d = 20$  мм.  
 $v_c = Q/S_c$  – скорость в узком (минимальном) сечении устройства.

На рис. 4 в качестве примера приведены результаты гидравлических испытаний модели пеногенератора (эжектора-смесителя) № 5 (с плохо обтекаемым телом) и модели пеногенератора (эжектора-смесителя) № 9. Результаты экспериментов приведены в табл. 2.



а – модель № 5; б – модель № 9

**Рисунок 4 – Результаты гидравлических испытаний моделей пеногенераторов (эжекторов-смесителей)**

Таблица 2 – Результаты экспериментов

Параметр	Значение параметра для образца									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальное противодавление, при котором получен кавитационный режим, кПа	3700	1000	1250	1450	3000	2500	2700	2500	5000	3800
Коэффициент сопротивления	440	190	443	351	628	860	438	607	90	400
Критическое число кавитации	1,7	1,44	0,78	1,26	0,99	0,80	1,21	1,70	1,26	1,60

Гидравлические испытания показывают, что модель пеногенератора (эжектора-смесителя) № 9 наиболее отвечает поставленным требованиям. Потери давления по сравнению с моделями № 1–8 снижены в 5–9 раз. В диапазоне расходов до 1,55 л/с потери давления при наступлении кавитации не превышали 1000 кПа, при этом кавитационное течение имело место при противодавлениях до 5000 кПа.

Проведенные исследования моделей пеногенераторов (эжекторов-смесителей) № 1–8 позволили сделать вывод, что установка плохо обтекаемых тел в узкой части не улучшает кавитационных параметров устройств. Хотя кавитация возникает раньше, потери в устройствах значительно увеличиваются, что снижает максимальное противодавление, при котором возможна кавитация.

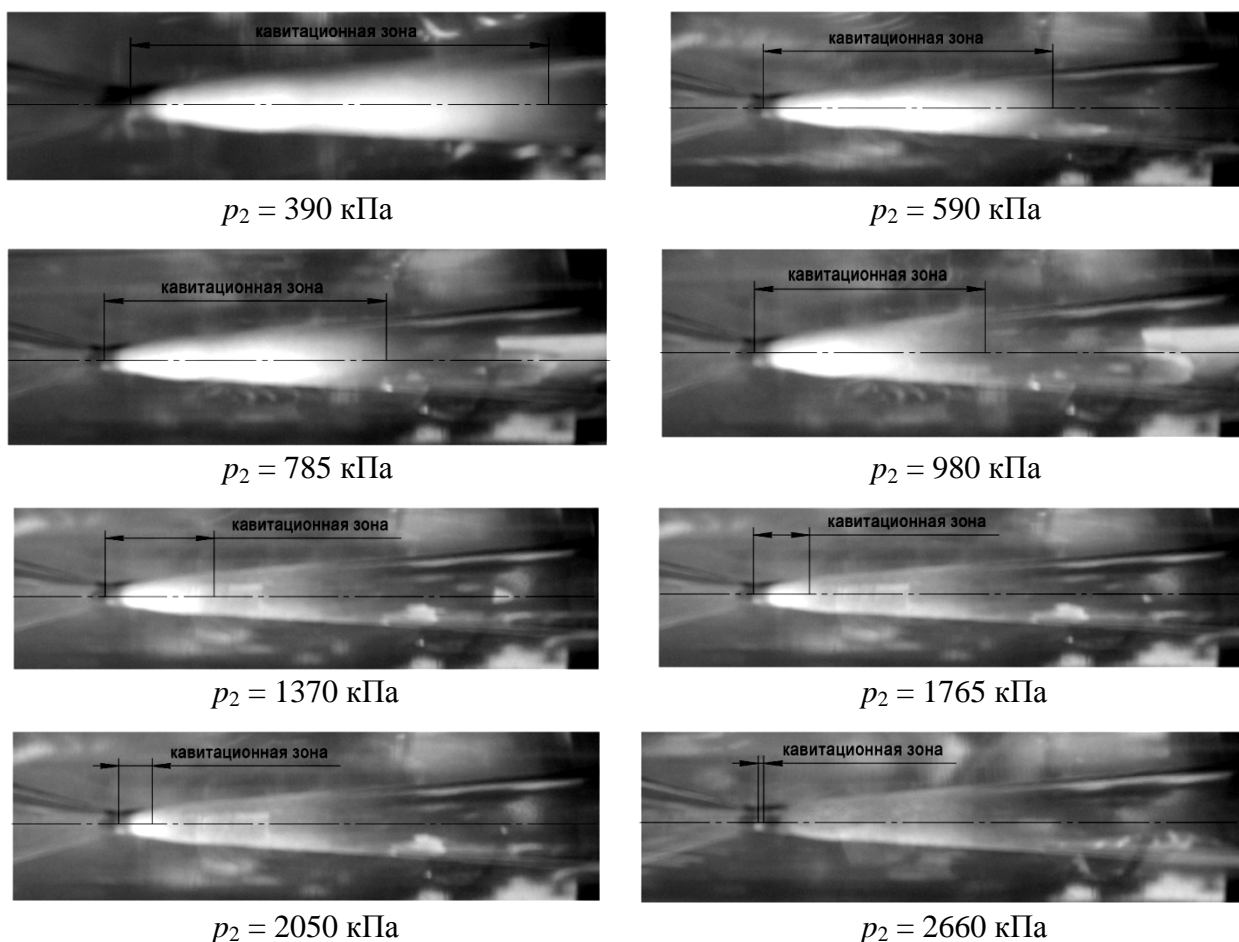
По результатам определения доли потерь, приходящейся на цилиндрическую узкую часть, вследствие их малости по сравнению с потерями в диффузоре, сделан вывод о целесообразности сведения длины узкой части к минимуму или ее полному исключению.

На основе анализа гидравлических испытаний определены оптимальные углы конусности конфузора  $\alpha_k = 24 \div 28^\circ$  и диффузора  $\alpha_d = 6 \div 9^\circ$  как обеспечивающие минимум потерь давления в пеногенераторе (эжекторе-смесителе). Для всех исследованных моделей пеногенераторов (эжекторов-смесителей) получены экспериментальные значения критического числа кавитации и коэффициента гидравлического сопротивления при бескавитационной работе.

С целью более детального исследования структуры и развития кавитационной зоны в диффузорах исследуемых устройств были проведены эксперименты по визуализации процесса кавитации. Для проведения этих экспериментов была использована круглоцилиндрическая прозрачная модель с углами конусности конфузора  $\alpha_k = 25^\circ$ , диффузора  $\alpha_d = 8^\circ$ , диаметрами входного и выходного сечения  $d = 20$  мм и диаметром узкого сечения  $d_c = 20$  мм. Для регистрации поведения кавитационной зоны при изменении противодавления на выходе из устройства была проведена фотосъемка процесса кавитации в прозрачной модели при различных расходах жидкости (рис. 5).

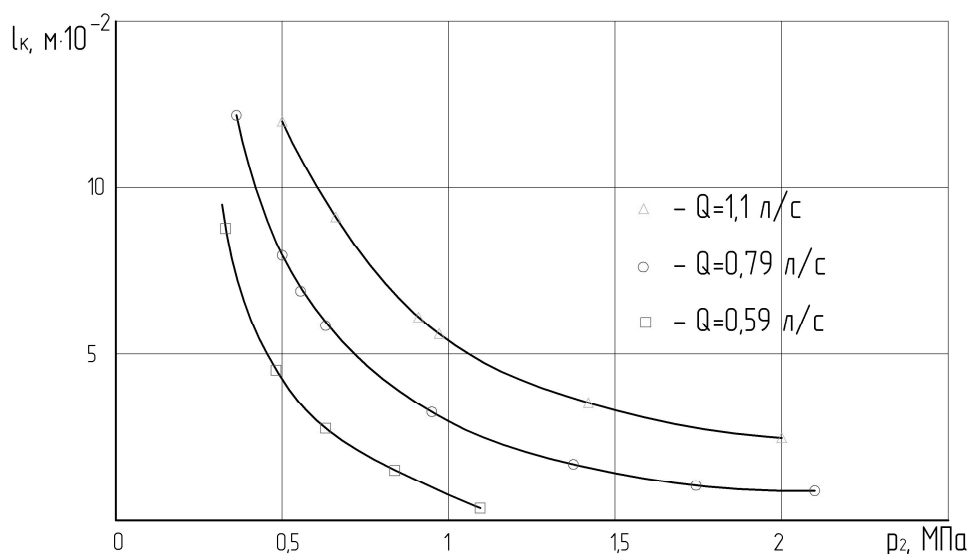
Расход жидкости, протекавшей через устройство, был постоянным и составлял  $Q = 0,79$  л/с, давление на входе  $p_1 = 2450$  кПа, а давление на выходе изменялось от 390 до 2150 кПа. При увеличении противодавления размеры кавитационной зоны уменьшаются, и при достижении критического значения  $p_2 = p_{2\text{кр}}$  наступает бескавитационный режим течения.

На рисунках 6 и 7 показаны изменения длины и объема кавитационной зоны в зависимости от противодавления на выходе из пеногенератора (эжектора-смесителя) при различных расходах. Объем кавитационной зоны характеризует степень развития кавитации и связан с гидродинамическим сопротивлением пеногенератора (эжектора-смесителя). На рисунке 8 представлено изменение коэффициента гидродинамического сопротивления в зависимости от объема кавитационной зоны.

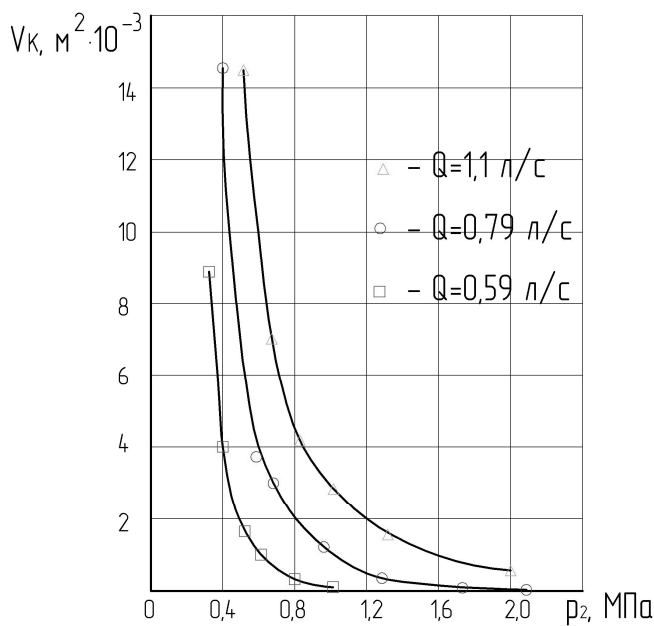


**Рисунок 5 – Изменение кавитационной зоны в диффузоре модели пеногенератора (эжектора-смесителя) при увеличении противодействия**

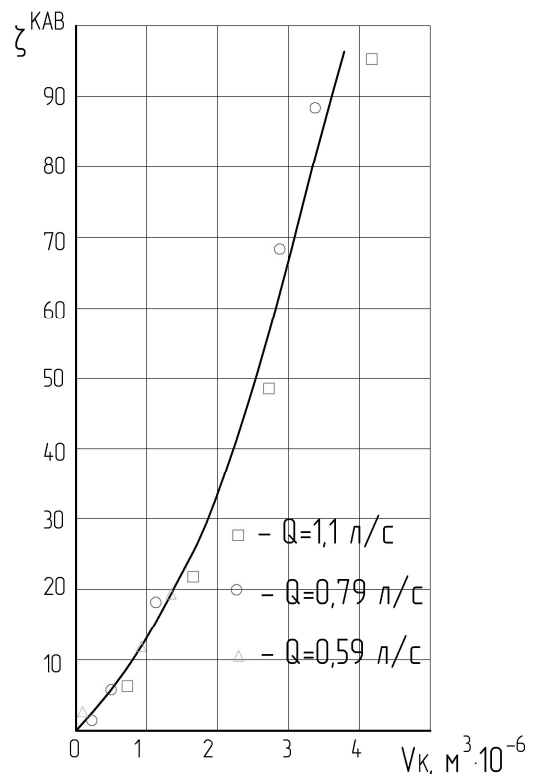
Анализ графика показывает, что характер изменения коэффициента гидродинамического сопротивления в зависимости от объема кавитационной зоны остается постоянным при различных расходах жидкости. Полученные результаты принципиально позволяют по объему кавитационной зоны определять гидродинамическое сопротивление пеногенератора (эжектора-смесителя). При изучении кавитации в рассматриваемых устройствах скорости движения жидкости в узких сечениях достигали значений  $v_c = 100 \div 120$  м/с.



**Рисунок 6 – Изменение длины кавитационной зоны в зависимости от противодействия на выходе из модели пеногенератора (эжектора-смесителя)**



**Рисунок 7 – Изменение объема кавитационной зоны в зависимости от противодействия на выходе из модели пеногенератора (эжектора-смесителя)**



**Рисунок 8 – Зависимость коэффициента гидродинамического сопротивления от объема кавитационной зоны**

Время прохождения кавитационной зоны отдельными пузырьками газа составляло в среднем 1,5–4 мс. Для регистрации поведения кавитационной зоны за столь непродолжительный интервал времени была применена скоростная киносъемочная камера непрерывного транспортирования.

Эксперимент проводился следующим образом. Устанавливался постоянный расход через прозрачную модель, в которой наблюдалась кавитация, фиксировались показания манометров на входе и выходе устройства, затем устанавливалось определенное напряжение, обеспечивающее заданную скорость съемки (частота 2500 и 4000 кадров/с), и включалась скоростная кинокамера. Анализ полученных кинограмм показал, что процесс схлопывания кавитационных пузырьков происходит по всему объему кавитационной зоны, заполняющей пространство диффузора, что и обеспечивает интенсивное воздействие на диспергируемый материал. Начальная граница кавитационной зоны, начинающейся в узком сечении модели пеногенератора (эжектора-смесителя), имеет форму криволинейного конуса, длина которого постоянно изменяется. Изменение границы кавитационной зоны имеет пульсирующий характер с частотой, зависящей от расхода через модель пеногенератора (эжектора-смесителя). С помощью отметчика времени, фиксирующего временной интервал между кадрами, были определены частоты пульсации границы при различных расходах. В результате график изменения частоты пульсации в зависимости от числа Рейнольдса имеет линейный характер и аппроксимируется зависимостью:

$$f_x = 1,33(1 + 8,5 \cdot R_e \cdot 10^{-3}), \quad (4)$$

где  $f_x$  – частота пульсаций начальной границы кавитационной зоны;  
 $R_e$  – число Рейнольдса.



По частотам пульсации начальной границы кавитационной зоны определялись числа Струхаля  $S_h$  по формуле:

$$S_h = \frac{f_x \cdot d_c}{v}, \quad (5)$$

где  $d_c$  – диаметр узкого сечения пеногенератора (эжектора-смесителя);  
 $v$  – скорость жидкости на подходе к пеногенератору (эжектору-смесителю).

Результаты экспериментов согласуются с данными А. Рошко для обтекания цилиндра [3].

### ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ПАРАМЕТРА КАВИТАЦИИ

В экспериментах критическое значение числа кавитации  $\sigma_k$  находилось как соответствующее моменту наступления кавитационного течения. Зная значение критического числа кавитации для каждого пеногенератора (эжектора-смесителя), можно определить момент наступления кавитационного течения как  $\sigma \leq \sigma_k$ . Если значение числа кавитации будет больше критического значения  $\sigma > \sigma_k$ , то движение жидкости будет бескавитационным [4]. Принятое число кавитации  $\sigma$ , как и все другие известные критерии кавитации, не является универсальным, так как критическое значение  $\sigma_k$  существенно меняется при изменении геометрических размеров устройств. Таким образом, значение  $\sigma_k$  для каждого диспергирующего устройства должно определяться экспериментально. В связи с этим возникла необходимость введения более универсального критерия кавитации.

На рис. 9 представлены зависимости критических чисел кавитации от коэффициентов гидравлического сопротивления в момент перехода от кавитационного режима к бескавитационному для различных исследуемых устройств. При этом изменение гидравлического сопротивления для каждого устройства с определенным диаметром узкого сечения достигалось введением в узкое сечение стержней различного диаметра. Из представленных графиков видно, что с увеличением гидравлического сопротивления каждого устройства время возникновения кавитации возрастает.

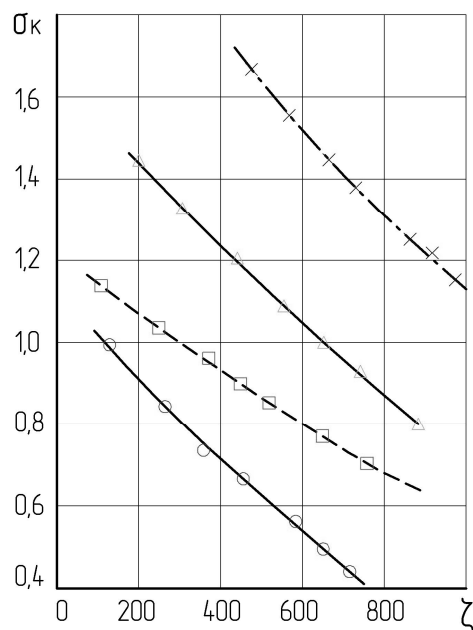
Для предварительных расчетов рассматриваемых устройств автором были обработаны данные экспериментов, в результате чего была получена эмпирическая зависимость для определения критического числа кавитации  $\sigma_k$ :

$$\sigma_k = \frac{4,54 \cdot \sqrt{n}}{m \cdot \xi^{0,4}}, \quad (6)$$

где  $n = S/S_c$ ;  
 $m = \alpha_k/\alpha_d$ .

Эта зависимость связывает критическое число кавитации с геометрическими характеристиками и применима для устройств, выполненных по типу трубы Вентури, в области оптимальных углов конфузора и диффузора, работающих при статических противодавлениях до 8,0 МПа.

Значение  $\sigma_k$ , рассчитанное по формуле (6), хорошо согласуется с опытными данными. Относительная ошибка значений  $\sigma_k$  по формуле (6) от опытных данных не превышала 4 %. Для проверки применимости полученной формулы была проведена контрольная серия опытов с устройством, которое ранее не испытывалось ( $d_c = 5,4$  мм;  $\alpha_k = 25^\circ$ ;  $\alpha_d = 8^\circ$ ). Относительное отклонение значений  $\sigma_k$ , рассчитанных по формуле (6), для этого устройства от опытных данных не превышало 4,5 %.



○ –  $d_c = 8$  мм,  $\alpha_k = 20^\circ$ ,  $\alpha_d = 15^\circ$ ;  $\triangle$  –  $d_c = 5$  мм,  $\alpha_k = 20^\circ$ ,  $\alpha_d = 15^\circ$ ;  
 × –  $d_c = 4$  мм,  $\alpha_k = 20^\circ$ ,  $\alpha_d = 15^\circ$ ; □ –  $d_c = 4,3$  мм,  $\alpha_k = 25^\circ$ ,  $\alpha_d = 8,5^\circ$

**Рисунок 9 – Зависимость критического числа кавитации от коэффициента гидравлического сопротивления**

Чтобы определить влияние противодействия на развитие кавитации, автором был введен следующий параметр:

$$K_{кр} = 1 - \frac{0,22 \cdot m \cdot \xi^{1,4}}{\sqrt{n^5}} \quad (7)$$

Расчет потерь давления  $\Delta p$  и максимального противодействия  $p_2$ , при котором сохраняется кавитационный режим, производится по формулам (1) и (2).

В случае, если рассчитываемое устройство ранее не испытывалось, определяем коэффициент гидравлического сопротивления при бескавитационной работе [4, 5]:

$$\xi = \xi_k + \xi_d, \quad (8)$$

$$\xi_k = \left(\frac{S}{S_c}\right)^2 k_k, \quad (9)$$

$$\xi_d = \left(\frac{S}{S_c} - 1\right)^2 k_d = (n - 1)k_d, \quad (10)$$

где  $\xi_k$  и  $\xi_d$  – коэффициенты гидравлического сопротивления конфузора и диффузора, отнесенные к скорости в одном и том же сечении.

$k_k$  – эмпирические коэффициенты, определяемые в зависимости от углов конусности конфузора [4, 5].

$k_d$  – эмпирический коэффициент, определяемый в зависимости от углов конусности диффузора [4, 5].

По формуле (6) определяем критическое число кавитации для рассчитываемого устройства. Расчет пределов кавитации и потерь давления производится аналогично.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Установлено, что при возникновении кавитационного течения расход  $Q$  через модель пеногенератора (эжектора-смесителя) остается постоянным независимо от величины противодействия  $p_2$ . После достижения критического противодействия  $p_{2\text{кр}}$ , при котором происходит срыв кавитационного течения, расход постоянно уменьшается до 0 с увеличением отношения  $p_2/p_1$  до 1. Отсюда следует важный для данной системы вывод, что при наличии кавитационного течения изменения противодействия  $p_2$  на выходе из модели пеногенератора (эжектора-смесителя) не будут сказываться на его работе, т.е. давление на входе  $p_1$  и расход  $Q$  остаются неизменными при условии  $p_2 < p_{2\text{кр}}$ .

Определены оптимальные углы конусности конфузора  $\alpha_{\text{к}} = 24 \div 28^\circ$  и диффузора  $\alpha_{\text{д}} = 6 \div 9^\circ$  как обеспечивающие минимум потерь давления в пеногенераторе (эжекторе-смесителе). Для всех исследованных моделей пеногенераторов (эжекторов-смесителей) получены экспериментальные значения критического числа кавитации и коэффициента гидравлического сопротивления при бескавитационной работе.

Установлено, что процесс схлопывания кавитационных пузырьков происходит по всему объему кавитационной зоны, заполняющей пространство диффузора, что и обеспечивает интенсивное воздействие на диспергируемый материал. Характер изменения коэффициента гидродинамического сопротивления в зависимости от объема кавитационной зоны остается постоянным при различных расходах жидкости. Полученные результаты позволяют по объему кавитационной зоны определять гидродинамическое сопротивление пеногенератора (эжектора-смесителя).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шароварников, А.Ф. Тушение пожаров нефти и нефтепродуктов подачей пены в слой горючего / А.Ф. Шароварников, В.П. Молчанов // Трансп. и хранение нефтепродуктов. – 1996. – № 8–9. – С. 5–10.

Карпенчук, И.В. Разработка высоконапорного пеногенератора проточного типа, предназначенного для тушения пожаров нефти и нефтепродуктов в резервуарах послойным способом [Отчет о НИР № ГР 20072227] (Электронный ресурс) / И.В. Карпенчук [и др.]. – Минск : НИИ ПБиЧС МЧС Беларуси, 2009. – 171 с. : 57 рис., 16 табл. – Рус. – Деп. в ГУ «БелИСА» 23.02.2009 г., № Д20097.

2. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1973. – 848 с.

3. Арзуманов, Э.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях / Э.С. Арзуманов. – М. : Энергия, 1978. – 304 с.

4. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Э. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1975. – 560 с.