

Герлига<sup>2</sup> В.А., д.т.н., Мирошниченко<sup>1</sup> С.Т., к.т.н., Коваль<sup>1</sup> В.А., к.т.н., Емец<sup>1</sup> О.З., к.т.н.,  
Мирошниченко<sup>2</sup> А.С., Чупрынин<sup>2</sup> С.А.

1- Севастопольский национальный университет ядерной энергии и промышленности, г. Севастополь, Украина;

2- НАЭК «Энергоатом», г. Севастополь, Украина

## АНАЛИЗ ПРИЧИН ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛ, ВЫЗЫВАЮЩИХ ПОВЫШЕННУЮ ВИБРАЦИЮ ТРУБОПРОВОДОВ РЕЦИРКУЛЯЦИИ СПРИНКЛЕРНОЙ СИСТЕМЫ ЭНЕРГОБЛОКА АЭС

Gerliga<sup>2</sup> V., Miroshnichenko<sup>1</sup> S., Kovall<sup>1</sup> V., Emets<sup>1</sup> O., Miroshnichenko<sup>2</sup> A., Chuprynin<sup>2</sup> S.

1- Sevastopol national university of nuclear energy and industry, Sevastopol, Ukraine;

2- NNEGC «Energoatom», Sevastopol, Ukraine

### ANALYSIS OF DISTURBING FORCES REASONS PROVOKEN THE RECIRCULATION PIPELINES ENHANCED VIBRATION OF SPRINKLER SYSTEM OF NPP POWER UNIT

*Срабатывание больших перепадов давлений на местных сопротивлениях, представляющих собой регулирующие органы и, особенно, в дросселирующих устройствах (ДУ) может сопровождаться нестационарными процессами, связанными с пульсациями статического и полного давлений. Эти процессы не изучены с необходимой полнотой и могут создавать опасные возмущающие силы, возбуждающие резонансные колебания трубопроводов. Возмущения могут возникать: в областях локальных отрывов потока в области ДУ, вследствие нестационарности струи за ДУ и по причине «пробкового» характера течения за ДУ.*

*Расчетный анализ истечения жидкости через дроссельную шайбу (ДШ)  $d_0=0,0478[m]$  показывает, что данный диаметр ДШ в сочетании с формой кромки отверстия и заданной температурой жидкости  $t = 150^{\circ}C$ , формируют условия, при которых значительно возрастает скорость потока в выходном сечении ДШ, что ведёт к значительному падению статического давления за ДШ вплоть до давления ниже давления насыщения при данной температуре. Выполнен анализ влияния изменения внутреннего диаметра ДШ в пределах от 0,03 до 0,1 [м] на характер и параметры движения потока после ДШ при сохранении исходных начальных параметров. Результаты расчётных исследований были подтверждены экспериментальными исследованиями на специально разработанном стенде. На рабочем участке стенда устанавливались масштабные модели: стандартной и альтернативных ДШ, а также ДУ в виде перфорированной плиты (решётки). На основании полученных результатов исследований разработаны и обоснованы три варианта технических решений по защите от разрушающего динамического воздействия дросселируемого потока в виде недопустимой вибрации трубопроводов.*

*Ключевые слова:* дросселирующие устройства (ДУ), перфорированная плита (решётка), защита от разрушающего динамического воздействия дросселируемого потока

**Введение.** Проблема вибрационного повреждения трубопроводов спринклерной системы энергоблоков АЭС обусловлена генерацией опасных возмущающих сил и наличием разрушающего динамического воздействия дросселируемого потока на трубопроводы и внутренние элементы арматуры системы.

Срабатывание больших перепадов давлений на местных сопротивлениях, представляющих собой регулирующие органы и, особенно, в дросселирующих устройствах (ДУ) может сопровождаться нестационарными процессами, связанными с пульсациями статического и полного давлений. Эти процессы не изучены с необходимой полнотой и могут создавать опасные возмущающие силы, возбуждающие резонансные колебания трубопроводов. Возмущения могут возникать: в областях локальных отрывов потока в области ДУ, вследствие нестационарности струи за ДУ и по причине «пробкового» характера течения за ДУ [1, 2, 3].

Кроме того, течение вязкой жидкости сопровождается необратимыми процессами, т.е. происходит со снижением технической работоспособности (эксергии) потоков. Это связано с диссипацией части механической энергии потоков – необратимым переходом механической энергии (работы сил сопротивления) в теплоту при воздействии следующих факторов: трения по длине трубопроводов; интенсивного перемешивания жидкости в области генерации крупномасштабной турбулентности в зонах отрыва потоков от ограничивающих стенок; теплообмена между объемами жидкости в потоках.

В результате анализа представленных документов установлено, что вибрация трубопровода рециркуляции спринклерных насосов фиксировалась в районе расположения дроссельного устройства, представляющего собой диафрагму в виде стандартной шайбы (ДШ) и при переносе ДШ в другое место,

именно там и возникла вибрация. Это свидетельствует о том, что именно дроссельная шайба при реализуемых во время работы режимах течения жидкости является источником опасных возмущающих сил [4, 5, 6].

**Цель работы:** разработка рекомендаций по устранению повышенного вибрационного состояния трубопроводов рециркуляции спринклерной системы. Недопустимо высокий уровень вибрации может иметь место по очевидным причинам: 1) большой величины основной гармонике периодических возмущающих сил; 2) совпадения или близости этой гармонике к какой-либо из частот собственных колебаний сложной пространственной конструкции трубопровода рециркуляции. Для решения этой проблемы рассмотрены различные варианты модернизации существующей линии рециркуляции за счёт:

- совершенствования конструкции дроссельного устройства;
- оптимизации их размещения на трубопроводах;
- совершенствования опорно-подвесной системы и разводки трубопроводов.

Реализация какого-либо или всего комплекса данных мероприятий позволит снизить уровень вибрации до нормы и увеличить безопасность эксплуатации системы планового расхолаживания и спринклерной системы. С этой же целью также целесообразно за местом установки ДУ выделить успокоительный участок трубопровода не менее 2м длины для выравнивания потока жидкости или установить в потоке жидкости спрямляющую решетку (хонейкомб). Наиболее приемлемым вариантом решения задачи является совершенствование конструкции дроссельного устройства, для чего необходимо определить природу возникновения больших периодических возмущающих сил, генерируемых при работе используемой ДШ [7,8,9,10].

**Параметры и методы исследования.** На первом этапе расчётных исследований определялось влияние изменение температуры перекачиваемой среды на значение давления за ДШ и величину коэффициента кавитации; при этом: сохранялось геометрическое подобие натурного дросселирующего устройства, которым является стандартная шайба TQ11E01  $d_0=0,0478$  м., а в качестве переменного фактора принята температура перекачиваемой среды  $t_{ж} = (20-190)^{\circ}\text{C}$ . Величина коэффициента кавитации  $\chi$  определялась по формуле, приведенной ниже и позволяет сделать вывод о режиме течения жидкости.

Определяющим параметром режима кавитации является число кавитации, которое начинается от  $\chi \geq 1$  в момент возникновения кавитации, уменьшается до  $\chi \rightarrow 0$  в режиме суперкавитации. Это изменение происходит за счет роста скорости в месте сужения потока. Однако, число кавитации может уменьшаться и за счет уменьшения полного давления [11]:

$$\chi = \frac{p_o - p_k}{\rho \frac{V_o^2}{2}}, \quad (1)$$

где  $p_k$  – давление в каверне;  
 $p_o, V_o$  – давление и скорость в невозмущенном потоке.

Уменьшая в формуле  $p_o$  или увеличивая  $p_k$  мы можем управлять режимом течения, связанным с появлением кавитации. Число кавитации может быть уменьшено за счет искусственного повышения давления в каверне  $p_k$  в результате вдувания (или подсосывания) воздуха (или газа) в кавитационную полость.

Согласно [1], истечение жидкости из отверстия в стенке (стандартная шайба имеет отверстие в форме окружности с острой кромкой) вызывают сжатие струи на выходе из ДШ, тем большее, чем меньше диаметр отверстия, при этом площадь сечения струи уменьшается на коэффициент сжатия  $\epsilon$ , который определяется в зависимости от величины критерия Рейнольдса. Т.к. значения критерия Рейнольдса, характеризующие характер

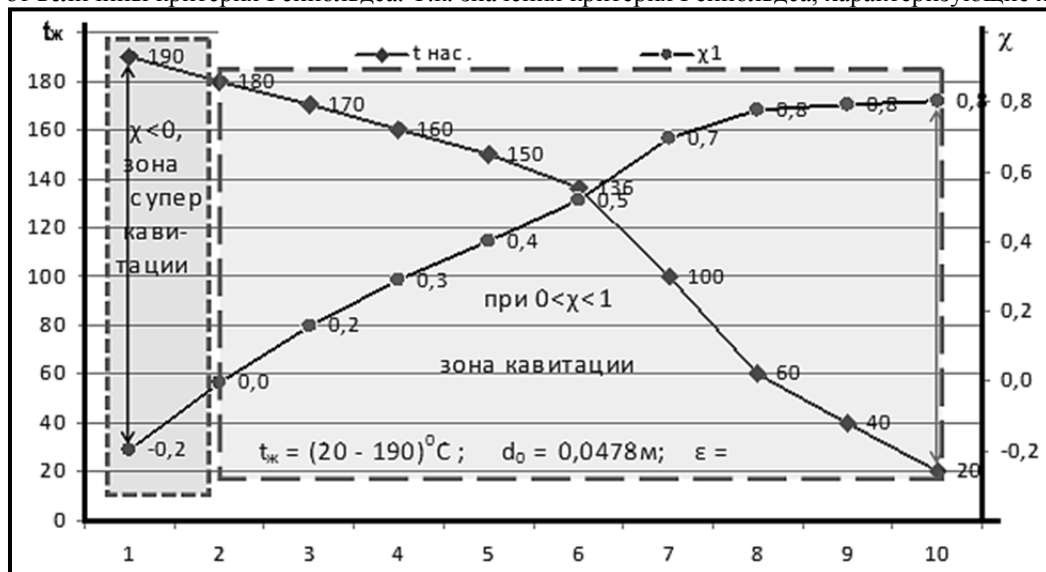


Рис. 1. Изменения коэффициента кавитации  $\chi$  при изменении температуры перекачиваемой жидкости  $t_{ж}$

истечения жидкости из ДШ  $Re > 10^6$  ( $7,86 \cdot 10^6 - 8,39 \cdot 10^6$ ), то в соответствии с [1], коэффициент сжатия струи после ДШ будет равен  $\epsilon = 0,6$ , соответственно уменьшается площадь сечения струи и увеличивается скорость потока на выходе из ДШ,  $w_c$  до 58,15 м/с. В свою очередь, это ведет к резкому возрастанию динамической составляющей уравнения Бернулли  $\alpha_2 w_c^2 / 2g$  и сопротивления на внезапное расширение струи, на “удар”,  $h_{y,d} = \zeta_{y,d} \cdot w_c^2 / 2g$ , за ДШ. Потери на “удар” и величина динамической составляющей уравнения Бернулли столь значительны, что коэффициент кавитации  $\chi$ , согласно уравнения (1),  $\chi < 1$  даже при температуре  $40^\circ\text{C}$  равен  $\chi = 0,8$  – это означает, что уже при температуре  $40^\circ\text{C}$  за ДШ формируются условия способствующие возникновению кавитации, т.е. “холодному” кипению жидкости, парообразованию, образованию двухфазного потока. При температуре  $150^\circ\text{C}$  и более, (см. рис.1), коэффициент кавитации  $\chi$  приближается к нулю и даже становится меньше нуля, что свидетельствует о формировании суперкавитации, т.е. “кипение” жидкости охватывает максимум поперечного сечения потока, образования значительных объёмов заполненных паром и, следовательно, формирования пробкового или “снарядного” движения потока жидкости. Как уже отмечалось ранее, в подобном потоке формируется значительное по величине давление паровой фазы (согласно 8, 10, 11) и интенсивные пульсации давления гидродинамически нестабильной среды, поскольку в этом случае течение происходит, как правило, в форме автоколебательного процесса. Кроме того, на этом этапе расчетного анализа характера истечения жидкости из ДШ оценивалось влияние фактора температуры на изменение давления  $p_2$  за дроссельной шайбой, в температурном диапазоне от 20 до  $200^\circ\text{C}$ .

Расчетный анализ истечения жидкости через ДШ  $d_0 = 0,0478$  [м] показывает, что данный диаметр ДШ в сочетании с формой кромки отверстия и заданной температурой жидкости  $t = 150^\circ\text{C}$ , формируют условия, при которых значительно возрастает скорость потока в выходном сечении ДШ; при этом резко возрастает динамическая составляющая  $\alpha_2 w_c^2 / 2g$  на участке после ДШ и сопротивление при внезапном расширении (сопротивление на “удар”)  $h_{y,d} = \zeta_{y,d} \cdot w_c^2 / 2g$ , что ведёт к значительному падению статического давления  $P_2$  за ДШ вплоть до давления ниже давления насыщения при данной температуре  $P_s$ .

На рис.2 показан характер изменения давления за ДШ и коэффициента кавитации с увеличением температуры жидкости от 40 до  $190^\circ\text{C}$ . На графике видно, что с увеличением температуры давление за дросселирующим устройством снижается и снижается коэффициент кавитации  $\chi$ , вплоть до отрицательных значений, что свидетельствует о том, что течение жидкости происходит в режиме суперкавитации. Коэффициент кавитации  $\chi$  снижается ниже единицы и даже ниже нуля, что свидетельствует о возникновении условий суперкавитации, т.е. формирования каверны со значительным объёмом паровой фазы, “пробкового”, “снарядного” потока жидкости за ДШ. Подобное движение потока является источником сильных возмущений в среде поскольку может происходить в автоколебательной форме с определённой частотой. При этом поле возмущений будет эквивалентно полю давлений, генерируемому в идеальной среде системой распределенных источников типа квадруполей [6]. Следует иметь ввиду, что частота основной гармоники такого автоколебательного процесса вполне может совпасть или быть близкой к собственной частоте (какой-либо формы колебаний) сложной разветвлённой системы трубопровода рециркуляции.

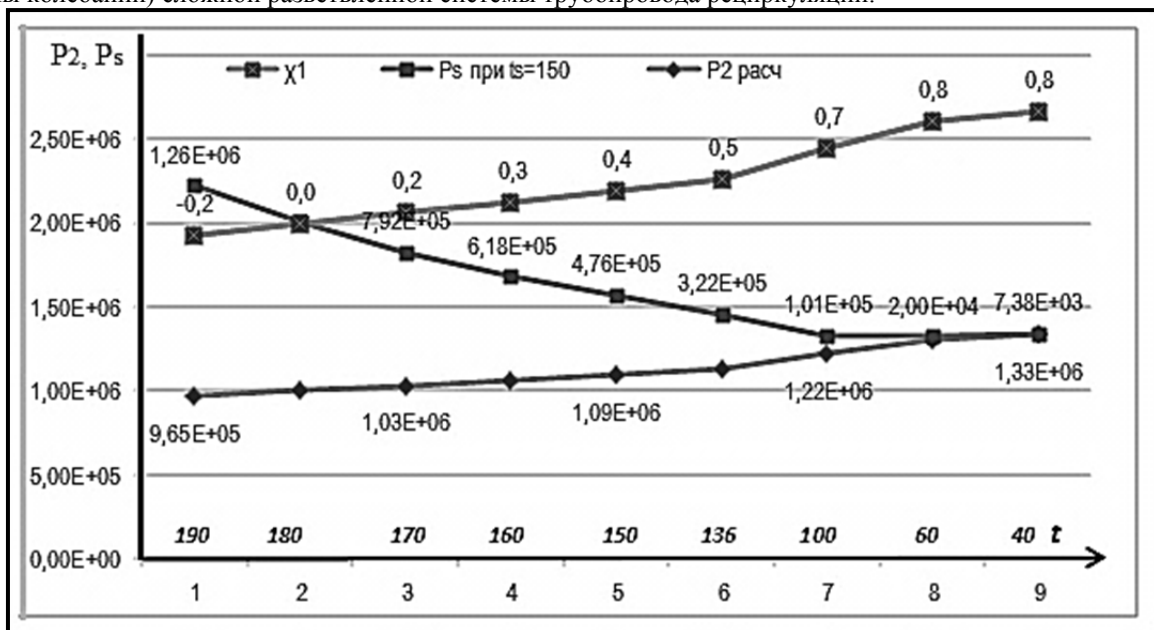


Рис. 2. Изменение давления за ДШ  $P_2$ , коэффициента кавитации  $\chi$  при изменении температуры перекачиваемой жидкости  $t_j$  и неизменного диаметра ДШ  $d_0 = 0,0478$  м и степени сжатия среды  $\epsilon = 0,6$

Для анализа гидродинамической неустойчивости среды, вызванной двухфазным снарядным движением, важное значение имеет определение величины (размаха) пульсации давления. В области больших чисел Рейнольдса ( $Re > 10^6$ ) максимальная интенсивность пульсаций давления может быть определена по уравнению:

$$P \approx 0,7(\rho w)^2 = 0,7 \cdot (917 \cdot 58,15)^2 = 1980125417,2 \text{ Па} = 1980 \text{ МПа}.$$

Столь значительные пульсации давления происходят в области действия ДШ до выравнивания потока (согласно [1], выравнивание потока происходит на расстоянии  $l = (8-12)D_2$ , где  $l$  – длина участка, на котором происходит постепенное рассасывание двухфазного потока и полное растекание потока по сечению,  $D_1 = D_2$  – внутренний диаметр трубопровода рециркуляции спринклерных насосов).

Выполнен анализ влияния изменения внутреннего диаметра ДШ на характер и параметры движения потока после ДШ (величина давления за ДШ  $p_2$ , коэффициента кавитации  $\chi$  и другие), при неизменной температуре среды ( $t_s$ ) и степени сжатия потока. Для проведения расчетного анализа на этом этапе температура жидкости и степень сжатия струи приняты величиной постоянной ( $t_s = 150^0$  и  $\varepsilon = 0,6$ ), в качестве переменного фактора принята величина диаметра ДШ, диаметр отверстия  $d_0$  изменялся от 0,03 до 0,1[м],  $\Delta d_0 = 0,005$  [м]. Температура перекачиваемой среды принята  $t_s=150^0$ , степени сжатия потока  $\varepsilon = 0,6$ . На рис. 3 показано как изменяется коэффициент кавитации  $\chi$  при изменении диаметра ДШ, как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения от исходного. Так, при  $t_s = 150^0\text{C}$  и степени сжатия потока  $\varepsilon = 0,6$ , для диаметра стандартной шайбы  $d_0 = 0,0478$  м., коэффициент кавитации  $\chi = -1$ , что свидетельствует о развитом режиме суперкавитации, о наличии двухфазного потока и «снарядного», «пробкового» режима движения жидкости». Как видно из рис.3, чем меньше диаметр отверстия, тем выше скорости истечения и, еще более выражен кавитационный режим течения. С увеличением диаметра отверстия, уже начиная с  $d_0 = 0,065$  м., коэффициент кавитации приобретает положительное значение, что свидетельствует об отсутствии кавитации после ДШ.

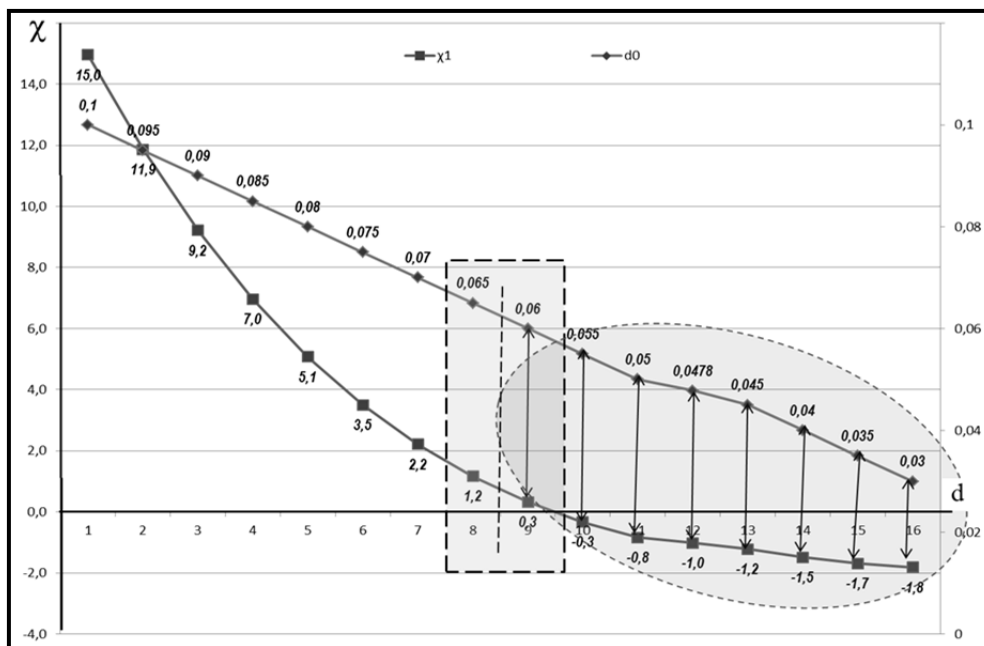


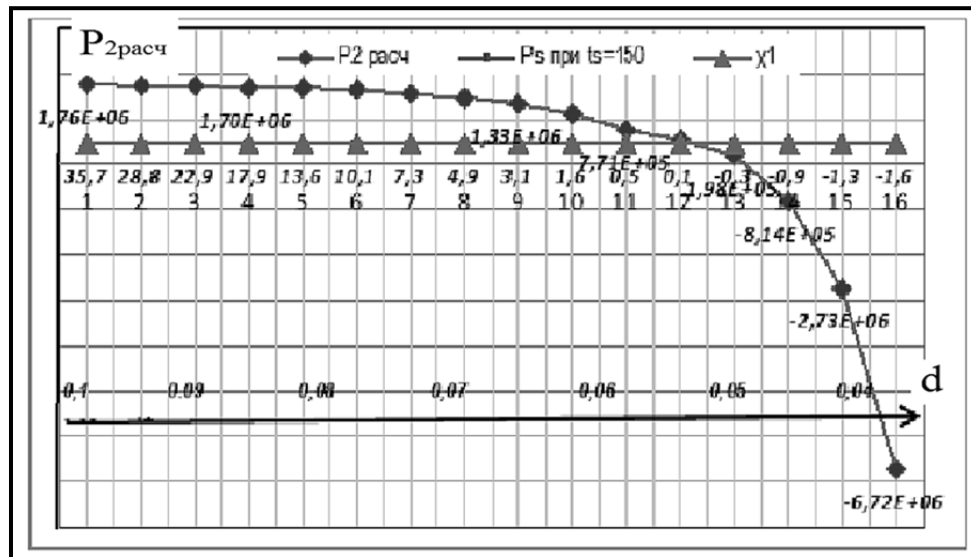
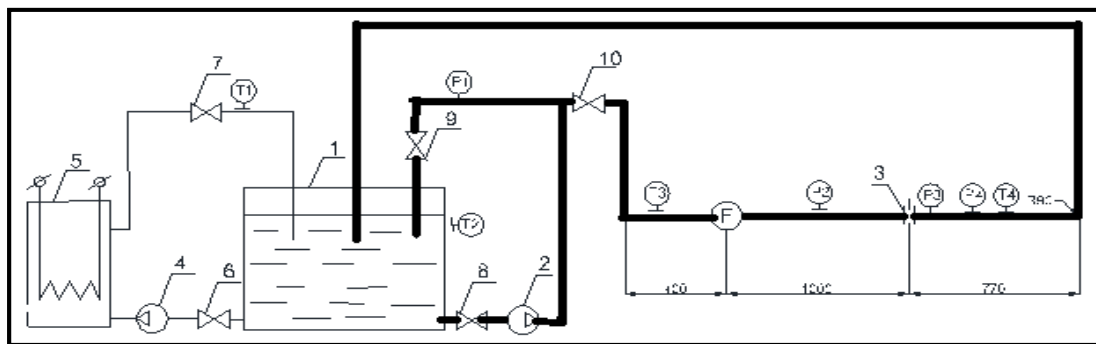
Рис. 3. Изменение коэффициента кавитации  $\chi$  при изменении диаметра дроссельной шайбы,  $d_0$

На рис.4 отражено изменения давления за ДШ при изменении диаметра отверстия ДШ. С уменьшением диаметра менее 0,06м. наблюдается резкое падение давления за ДШ, что, как ранее обосновывалось, ведет к формированию кавитации и суперкавитации в районе расположения ДШ и, наоборот, с увеличением диаметра ДШ более 0,06 м., давление за ДШ существенно возрастает, коэффициент кавитации приобретает положительное значение, что исключает формирование условий кавитации. Таким образом, расчетный анализ влияния изменения диаметра отверстия ДШ на изменение давления за ДШ, изменения значения коэффициента кавитации подтверждает, что для исключения эффекта кавитации при заданных характеристиках потока диаметр дросселирующего устройства должен быть больше  $d_0 > 0,065$  (м). При этом, как видно из рис.4, коэффициент кавитации становится больше единицы, что исключает возникновение кавитации непосредственно за ДШ.

Для подтверждения результатов расчётных исследований были выполнены экспериментальные исследования на специально разработанном стенде (рис.5). На рабочем участке стенда устанавливались масштабные модели: стандартной ДШ и альтернативных ДШ, а также ДУ в виде перфорированной плиты (решётки), согласно таблице 1. Наружные диаметры: натурной шайбы – 146мм, модельных ДУ – 53 мм.

Таблиця 1

| № п/п модели | Внутренние диаметры шайб |                          |
|--------------|--------------------------|--------------------------|
|              | Натурных ( $d_{0н}$ )    | Модельных ( $d_{0м}$ )   |
| 1-й вариант  | 0,0478                   | 0,0174                   |
| 2-й вариант  | 0,1                      | 0,0365                   |
| 3-й вариант  | 0,07                     | 0,0255                   |
| 4-й вариант  | решётка: 0,01x 30отв.    | решётка: 0,0036 x 30отв. |
| 5-й вариант  | решётка: 0,02x30отв.     | решётка: 0,0072x25отв.   |

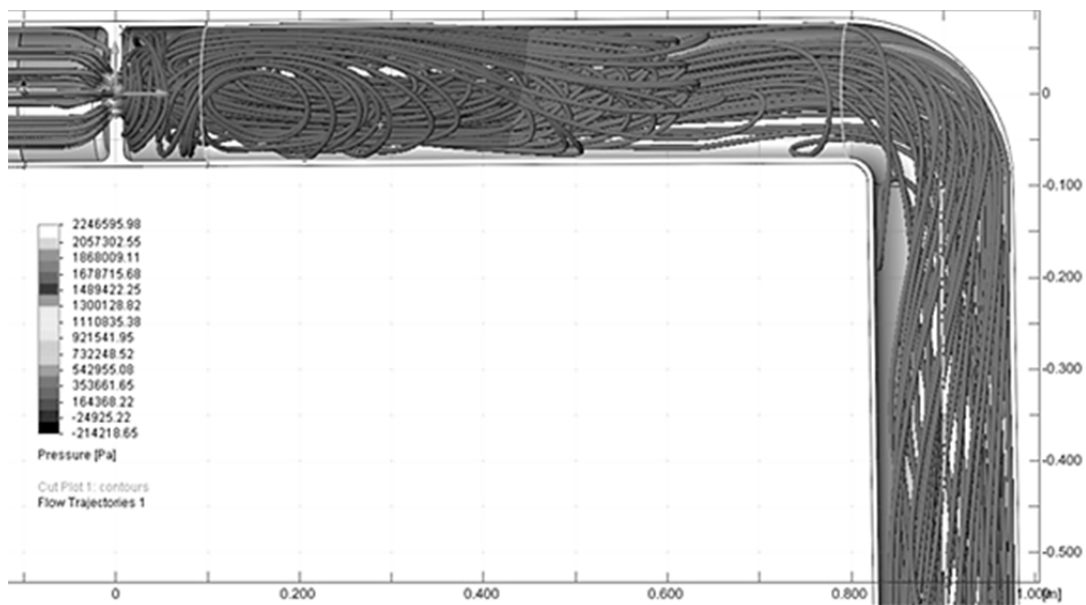
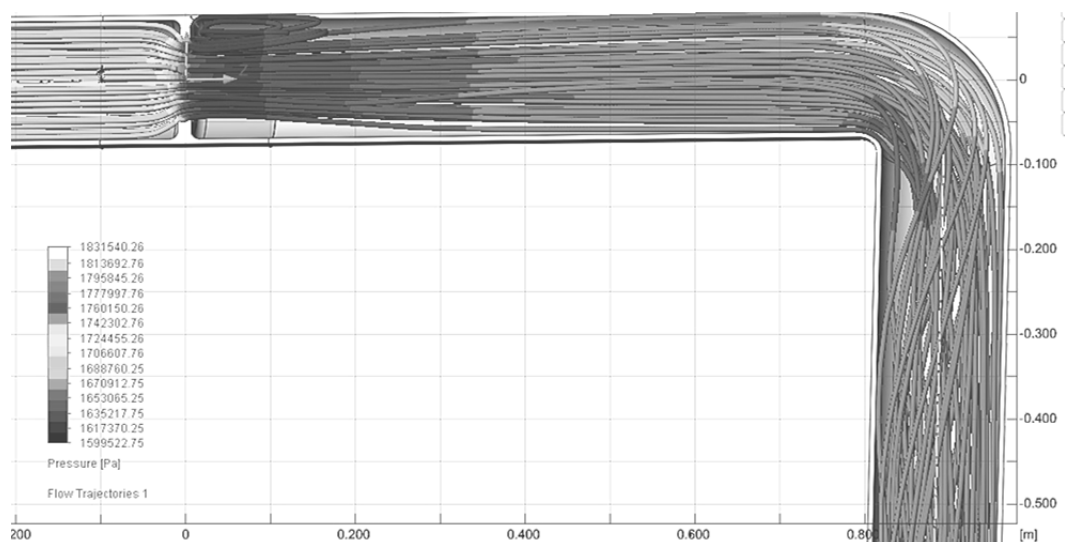
Рис. 4. Изменение коэффициента кавитации  $\chi$ , давления за ДШ  $P_2$  при изменении диаметра дроссельной шайбы,  $d_0$ Рис. 5. Схема экспериментальной установки для исследования моделей дросселирующих устройств  
1-бак для воды; 2-насос циркуляционной системы стенда; 3-модель дросселирующего устройства;  
4-насос прокачки через водонагреватель; 5-водонагреватель; 6, 7-клапаны водонагревателя; 8, 9, 10-вентили циркуляционной системы

По результатам экспериментальных исследований установлено:

1. При испытания модели стандартной ДШ (1 вариант) полностью подтвердились расчётные результаты – за ДШ наблюдается сильная пульсация давления, высокий уровень кавитации ( $\chi = -0,013 \dots -0,035$ ), зафиксирована сильная вибрация трубопровода;

2. Испытания моделей альтернативных ДШ (варианты 2 и 3) подтвердили выводы расчётного анализа – за ДШ имеющей  $d_{0м} = 0,0255\text{м}$  ( $d_{0н} = 0,06 \dots 0,07\text{м}$ ) коэффициент кавитации  $\chi > 1$ , скорости потока значительно ниже, чем при стандартной ДШ, вибрация практически не наблюдается;

3. Анализ моделей альтернативных ДУ типа решётка (варианты 4 и 5) подтвердил выводы расчётного анализа – за ДШ типа решётка вибрация не наблюдалась, пульсаций давлений не было, коэффициент кавитации  $\chi \approx 1$ .

Рис. 6. Диаграмма изменения давления после ДШ, с  $d_0=47,8\text{мм}$ Рис. 7. Диаграмма изменения давления после ДШ, с  $d_0=100,8\text{мм}$ 

На рис. 6 и 7 представлены диаграммы изменения давления за ДШ  $d_0=47,8\text{мм}$  и  $d_0=100,8\text{мм}$  выполненные в программе SolidWorks 2012. Отчетливо видно распределение давления по длине трубопровода и характер течения жидкости в трубопроводе с диаметром 47,8мм и большим диаметром 100,8мм. Диаграмма позволяет выработать рекомендации по наиболее оптимальному размещению ДШ на трубопроводе, особенно при условии размещения каскада ДШ. При более глубоком изучении потока, с помощью программы SolidWorks 2012 можно оценить изменение скорости и температуры потока, а так же механическое воздействие потока на трубопровод.

#### Выводы:

1. Как видно из анализа результатов исследований на созданном экспериментальном стенде с установленной моделью применяемой шайбы (диаметр отверстия натурального образца  $d_o^н = 0,0476\text{ м}$ , диаметр отверстия модели  $d_o^м = 0,0174\text{ м}$ ) получены режимы, соответствующие  $Re^н = Re^м$ , и  $\chi^н = \chi^м$ . На указанных режимах наблюдалось значительное повышение акустических шумов и механической вибрации.

2. На основании полученных результатов исследований разработаны и обоснованы три варианта технических решений защиты от разрушающего динамического воздействия дросселирующего потока в результате воздействия вибрационных колебаний трубопроводов:

- заменить ДШ диаметром 47,8 мм каскадом из двух шайб диаметром 0,65 – 80мм;

- заменить ДШ каскадом шайб типа СЧ-Х, перфовставок, с отверстиями диаметром 10мм в количестве 25 - 30 штук;
- комбинированное последовательное расположение двух шайб диаметром 75 мм и 1-й перфовставки, предназначенной для выпрямления и успокоения потока жидкости в трубопроводе после ДШ;
- предполагается использование шнека в потоке после модернизированной ДШ.

Кроме того, с целью снижения возмущений, острую кромку на выходе из ДШ предлагается заменить диффузорным выходом.

**Анотація.** Розглянуті і проаналізовані причини та природа виникнення вібрації трубопроводів спринклерної системи енергоблоків АЕС. Виконано гідродинамічний розрахунок дросельної шайби трубопроводу рециркуляції, встановлені основні параметри системи рециркуляції. Запропоновані міри для усунення вібрації шляхом ліквідації умов для виникнення кавітації за місцем постановки дроселюючих пристроїв.

**Ключові слова:** вібрація трубопроводу спринклерної системи енергоблоків АЕС

**Abstract.** Large local overfall of pressure, in regulative organs and, especially, in the throttling devices can be accompanied by the unstationary processes related to pulsations of static and complete pressures. These processes are not studied with necessary plenitude and can create dangerous revolting forces exciting resonance vibrations of pipelines. Indignations can arise up: in the areas of local stream tearing, because of unstationary of stream behind throttling device and by reason of «cork» character of flow.

The calculation analysis of liquid expiration through the throttle puck of  $d_0=0,0478[m]$  diameter shows that this device in combination with the special form of opening edge and set temperature of liquid  $t = 150C$ , are formed conditions, at which speed of stream in the output section increases considerably, that conduces to considerable falling of static pressure behind throttling device up to pressure below pressure of saturation at this temperature. The analysis of changing of the internal diameter influence is executed within the limits of 0,03 to 0,1 [m] on character and parameters of stream motion behind throttling device at the same initial parameters. The results of calculation researches were confirmed by experimental researches on the specially developed unit. On the working area of unit scale models were set: standard and alternative throttling devices, and also throttling device as the perforated flag (grates). On the basis of the got results of researches, three variants of technical decisions of defence from destroying dynamic influence of throttling stream as impermissible vibration of pipelines are developed and grounded.

**Keywords:** throttling devices, perforated flag (grate), protecting from destroying dynamic influence of the throttled stream

1. Хабенский В.Б., Герлига В.А. Нестабильность потока теплоносителя. С-Петербург, «Наука».1994. 287 с.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, М. Машиностроение, 1992. 672 с.
3. Исаков А.Я. Исследование условий образования конкурентной фазы в диспер-гированных жидкостях термоакустическим методом.// Труды IV Дальневосточной акустической конференции «Акустические методы и средства исследования океана». Владивосток. ДВПИ.1986.с.-143-147
4. Галустов В.С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике. М. Энергоатомиздат.240 с.
5. Прямоточный распылительный деаэрактор/ В.С. Галустов, Е.Л. Белороссов, Л.А. Степанов и др.//Энергетик. 1978. №5. с. 26-27
6. Галустов В.С. Гидродинамика факела распылительной жидкости, ограниченного стенками аппарата. ТОХТ. 1983. т.17.№2. с. 274-276
7. Мирошниченко С.Т., Коваль В.А., Никифорова О.В. Анализ и оценка режимов работы энергетических установок. Сб. науч. трудов СНУЯЭиП. – Севастополь, СНУЯЭиП, - 2005, - №12, - с. 72-78
8. Мирошниченко С.Т., Коваль В.А., Очеретько Б.В. Явление гидравлического удара и кавитации в паротурбинных установках АЭС. Журнал «Вестник НТУУ ХПИ» - 2001. вып. 129. – с. 291-298
9. Мирошниченко С.Т., Коваль В.А., Никифорова О.В. Методы диагностики технического состояния насосного оборудования АЭС в целях продления его ресурса. Сб. науч.трудов СНУЯЭиП. - Севастополь: СНУЯЭиП. – 2005, - № 13, - с. 51-57
10. Мирошниченко С.Т., Коваль В.А., Епифанов С.А. Оценка кавитационных процессов в насосном оборудовании методом виброакустической диагностики. Журнал «Вестник НТУУ ХПИ», Машиностроение,2010, - вып.63, с. 172-178
11. Егоров И.Т., Садовников Ю.М. и др. Искусственная кавитация. Л., Судостроение, 1971 г., стр.284

## REFERENCES

1. Habenskij V.B., Gerliga V.A. Nestabil'nost' potoka teplonositelja. S-Peterburg, «Nauka».1994. 287 p.
2. Idelchik I.E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivlenijam, M. Mashinostroenie, 1992. 672 p.
3. Isakov A.A. Issledovanie uslovij obrazovanij konkurentnoj fazy v disper-girovannyh zhidkostjah termoakusticheskim metodom. Trudy IV Dalnevostochnoj akusticheskoj konferencii «Akusticheskie metody i sredstva issledovanija okeana». Vladivostok. DVPI.1986.p.-143-147
4. Galustov V.S. Prjamotochnye raspylitelnye apparaty v teplojenergetike. M. Jenergoatomizdat.240 p.
5. Prjamotochnyj raspylitel'nyj deajerator. V.S. Galustov, E.L. Belorossova, L.A. Stepanov i dr."Energetik. 1978. No 5. p.26-27
6. Galustov V.S. Gidrodinamika fakela raspylitel'noj zhidkosti, ogranichenogo stenkami apparata. TOHT. 1983. t.17.No 2. p. 274-276.
7. Miroshnichenko S.T., Koval V.A., Nikiforova O.V. Analiz i ocenka rezhimov raboty jenergeticheskijh ustanovok. Sb. nau. trudov SNUJaJeIP. Sevastopol, SNUJaJeIP, 2005, no 12, p. 72-78
8. Miroshnichenko S.T., Koval V.A., Ocheretko B.V. Javlenie gidravlicheskogo udara i kavitacii v paroturbinnijh ustanovkah AJeS. Zhurnal «Vestnik NTUU HPI» 2001. vyp. 129. p. 291-298
9. Miroshnichenko S.T., Koval V.A., Nikiforova O.V. Metody diagnostiki tehničeskogo sostojanija nasosnogo oborudovanija AJeS v celjah prodlenija ego resursa. Sb. nauč.trudov SNUJaJeIP. Sevastopol': SNUJaJeIP. 2005, no 13, p. 51-57
10. Miroshnichenko S.T., Koval V.A., Epifanov S.A. Ocenka kavitacionnyh processov v nasosnom oborudovanii metodom vibroakustičeskoj diagnostiki. Zhurnal «Vestnik NTUU KPI», Mashinostroenie, 2010, vyp.63, p. 172-178
11. Egorov I.T., Sadovnikov Ju.M. i dr. Iskustvennaja kavitacija. L., Sudostroenie, 1971 g., p.284.