

Инж. С.В. Демченко,  
канд. техн. наук Н.Я. Трохимец,  
инж. С.А. Кучеренко  
(ИГТМ НАН Украины)

## РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГЕНЕРАТОРА ИМПУЛЬСОВ ДАВЛЕНИЯ

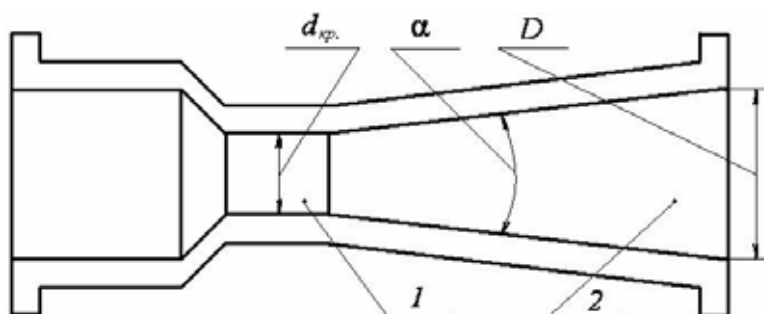
В статті проведені теоретичні дослідження математичної моделі механізму автоколивань, в результаті чого одержані геометричні параметри генератора імпульсів тиску при заданих початкових умовах.

## THE CALCULATION OF GEOMETRIC PARAMETERS OF THE PRESSURE PULSER

In article the theoretical researches of mathematical model of auto-oscillation mechanism are carried out and as a result they are obtained the geometric parameters of the pressure pulser under given initial conditions.

Широкие исследования влияния кавитации на характеристики гребных винтов, насосного оборудования и т.п. продолжается уже более века. В технике кавитация, как правило, приводит к ухудшению эксплуатационных характеристик гидромашин и гидравлических систем. Однако, есть области, в которых кавитация используется как полезное явление.

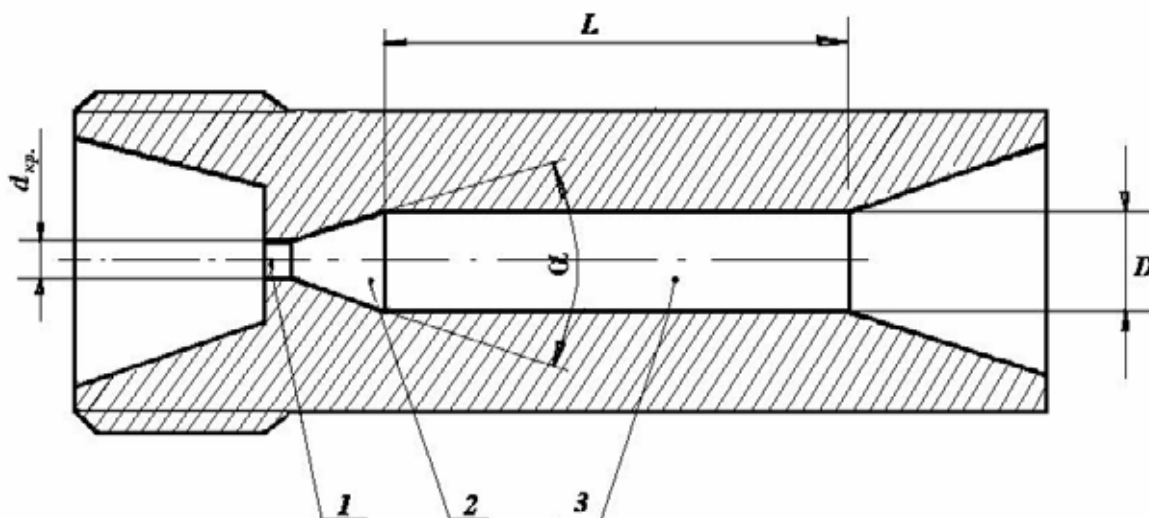
Классическим устройством для изучения кавитации в текущей жидкости и влияния различных факторов на него является кавитирующая трубка Вентури (КТВ), имеющая сужающуюся часть (конфузор), узкую горловину и расширяющуюся часть (диффузор) (рис. 1).



1 - критическое сечение; 2 – диффузор.  
Рис. 1 - Кавитирующая трубка Вентури.

Явление кавитации заключается в образовании в жидкости заполненных паром, газом или их смесью полостей (так называемых кавитационных пузырьков или каверн), появляющихся в тех объемах жидкости, где давление становится ниже давления насыщенного пара. Кавитационные пузырьки, попадая после своего образования в область с повышенным давлением, с большой скоростью захлопываются, что сопровождается звуковым импульсом. При соблюдении определенных условий кавитация может приводить к возникновению автоколебаний (режим периодически - срывной каверны (ПСК)).

В ИГТМ НАН Украины на основе КТВ был разработан генератор импульсов давления (ГИД), для нагнетания воды в угольные пласты (рис. 2) [1].



1 - критическое сечение; 2 - диффузор; 3 - последиффузорный проточный канал.  
Рис. 2 - Генератор импульсов давления (ГИД).

По конструктивной компоновке ГИД представляет собой КТВ, снабженную последиффузорным каналом, что необходимо для соблюдения геометрического подобия условий течения жидкости, прокачиваемой через КТВ и ГИД, т. е. для обеспечения условий захлопывания кавитационных каверн.

Были проведены исследования и установлены основные геометрические параметры ГИД: угол раскрытия диффузора, диаметры проточного канала в критическом и последиффузорном сечениях, а также длина последиффузорного проточного канала.

Однако известные исследования проводились при таких характеристиках насосной установки: расходе жидкости 10 дм<sup>3</sup>/с и наибольшем давлении 5МПа. Современные насосные установки имеют другие значения расхода жидкости и давления, поэтому возникает необходимость провести дополнительные теоретические исследования для выбора геометрических параметров ГИД.

Исходными данными исследований, согласно паспорта насосной установки УНР-2, применяемой для нагнетания в угольные пласты, примем: расход жидкости  $Q=1$  дм<sup>3</sup>/с, наибольшее давление  $P_n=30$ МПа и рассмотрим гидравлическую систему, включающую КТВ, входной и сливной баки, входной и выходной трубопроводы.

В работах [2,3] предложена математическая модель механизма автоколебаний для данной системы:

$$p_{\sigma} = p_n + a_1^* \cdot Q_1^2 + J_1 \cdot \frac{dQ_1}{dt},$$

$$p_n + \frac{\rho \cdot Q_1^2}{2 \cdot (\rho \cdot F_1)^2} = p_s + \frac{\rho \cdot Q_1^2}{2 \cdot (\rho \cdot F_{c.кр.})^2} \cdot (1 + \xi_0),$$

$$p_n = p_s + a_2^* \cdot Q_2^2 + J_2 \cdot \frac{dQ_2}{dt}, \quad (1)$$

$$\frac{dl_{кр}}{dt} = \frac{Q_2 - Q_1}{\rho \cdot F_{кр.} \cdot (1 - \mu) + 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l_{кр.} \cdot r_{кр.} \cdot \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \sqrt{\mu} \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right) + \pi \cdot \rho \cdot l_{кр.}^2 \left( \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg}^2 \frac{\beta}{2} \right)},$$

$$p_n + \frac{\rho \cdot Q_2^2}{2 \cdot (\rho \cdot F_2)^2} = p_s + \frac{\rho \cdot Q_1^2}{2 \cdot (\rho \cdot \mu \cdot F_{кр.})^2} \cdot \left( \frac{\mu \cdot F_{кр.}}{F_c} \right)^2 - \Psi \cdot \frac{\rho}{2 \cdot (\rho \cdot \mu \cdot F_{кр.})^2} \cdot \left( \frac{Q_1 \cdot \mu \cdot F_{кр.}}{F_c} - \frac{Q_2 \cdot \mu \cdot F_{кр.}}{F_2'} \right)^2,$$

где  $p_0$  - давление жидкости в баке ( $p_0 = \text{const}$ );  $p_n$  - давление жидкости на входе в критическое сечение;  $p_n$  - давление жидкости на выходе из диффузора;  $Q_1$  - расход жидкости на входе в трубку Вентури;  $Q_2$  - расход жидкости на выходе из трубки Вентури;  $a_1^*$  - коэффициент, определяющих гидравлическое сопротивление входного трубопровода с учетом скоростного напора;  $J_1$  - коэффициент инерционного сопротивления входного трубопровода;  $\rho$  - плотность жидкости;  $F_1$  и  $F_2$  - площади сечения входного и выходного трубопроводов соответственно;  $\xi_0$  - коэффициент полноты удара;  $F_{c.кр.}$  - площадь поперечного сечения струи жидкости в критическом сечении трубки Вентури;  $\Psi$  - коэффициент потерь на внезапное расширение потока;  $F_c$  - площадь поперечного сечения струи жидкости перед критическим сечением трубки Вентури;  $F_{кр.}$  - площадь критического сечения трубки Вентури;  $p_s$  - давление в сливной емкости;  $a_2^*$  - коэффициент, определяющий гидравлическое сопротивление выходного трубопровода с учетом скоростного напора;  $J_2$  - коэффициент инерционного сопротивления выходного трубопровода;  $r_{кр.}$  - радиус критического сечения трубки Вентури;  $\alpha$  - угол раскрытия диффузора трубки Вентури;  $\beta$  - угол расширения струи жидкости.

Авторы этой математической модели указывают, что с помощью численного интегрирования нелинейной системы уравнений (1), при соответствующих начальных условиях, можно получить значения частот и амплитудных автоколебаний. Из этого следует, что, задавшись желаемыми амплитудами и частотами упругих колебаний, можно рассчитать варианты геометрических параметров гидравлической системы, описываемой данной системой уравнений. Кроме того, в ходе исследований математической модели процесса ПСК, авторами [3] были получены выражения, связывающие отдельные геометрические параметры КТВ с режимными параметрами ПСК:

- условие существования устойчивых кавитационных колебаний

$$Q = \mu \cdot F_{кр.} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma \cdot (p_n - p_s)}, \quad (2)$$

где  $g$  - ускорение силы тяжести;  $\gamma$  – удельный вес жидкости;  
- формула для расчета длины кавитационной каверны

$$l_k = \frac{r_{кр.}}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \cdot \left( \sqrt{\frac{\mu}{1 - \sqrt{1 - \tau}}} - 1 \right), \quad (3)$$

где  $\tau \approx p_u/p_n$  - параметр кавитации.

Эти две формулы используем в дальнейшем для определения диаметра критического сечения и длины последиффузорного канала ГИД с привлечением экспериментальных исследований гидродинамических характеристик КТВ, полученных при  $d_{кр.}=14$  мм,  $D=60$  мм,  $\alpha=10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ ,  $Q=10$  дм<sup>3</sup>/с и  $p_n=1 \div 5$  МПа [3,4].

Выбор геометрических параметров генератора будем проводить по следующему критерию: ГИД должен обеспечивать наибольшую амплитуду пульсаций давления, в возможно более широком диапазоне изменения противодействия (параметра кавитации).

Выбор угла раскрытия диффузора проведем по двум показателям: наименьшей амплитуде импульсного давления, встречающейся в рассматриваемом интервале изменения параметра кавитации и коэффициенту неравномерности давления  $\kappa$  ( $\kappa=p_u/p_n$ ).

В статьях [4,5] приведены зависимости вида  $p_u=f(p_n/p_n)$  (здесь  $p_u=p_{u \max}-p_{u \min}$ ) для различных значений угла раскрытия диффузора КТВ. Анализируя эти зависимости, которые получены в результате исследования экспериментальных данных, получаем, что установленному для выбора геометрических параметров ГИД критерию в наибольшей мере отвечает КТВ с углом раскрытия диффузора равным  $20^\circ$ . Этот угол и выберем для исследуемого ГИД.

Для определения диаметра критического сечения ГИД используем условие существования устойчивых кавитационных автоколебаний в КТВ (2) [4]. Преобразовав (2), получим

$$d_{кр.} = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma \cdot (p_n - p_s)}}} \quad (4)$$

Для исследуемого ГИД значение критического диаметра определялось исходя из начальных условий расхода и давления жидкости упомянутой насосной установки с использованием рассчитанного графика зависимости диаметра критического сечения КТВ от напорного давления (рис. 3). Значение диаметра критического сечения КТВ при исходных данных  $Q=1$  дм<sup>3</sup>/с и  $P_I=30$  МПа составило 2,8 мм.

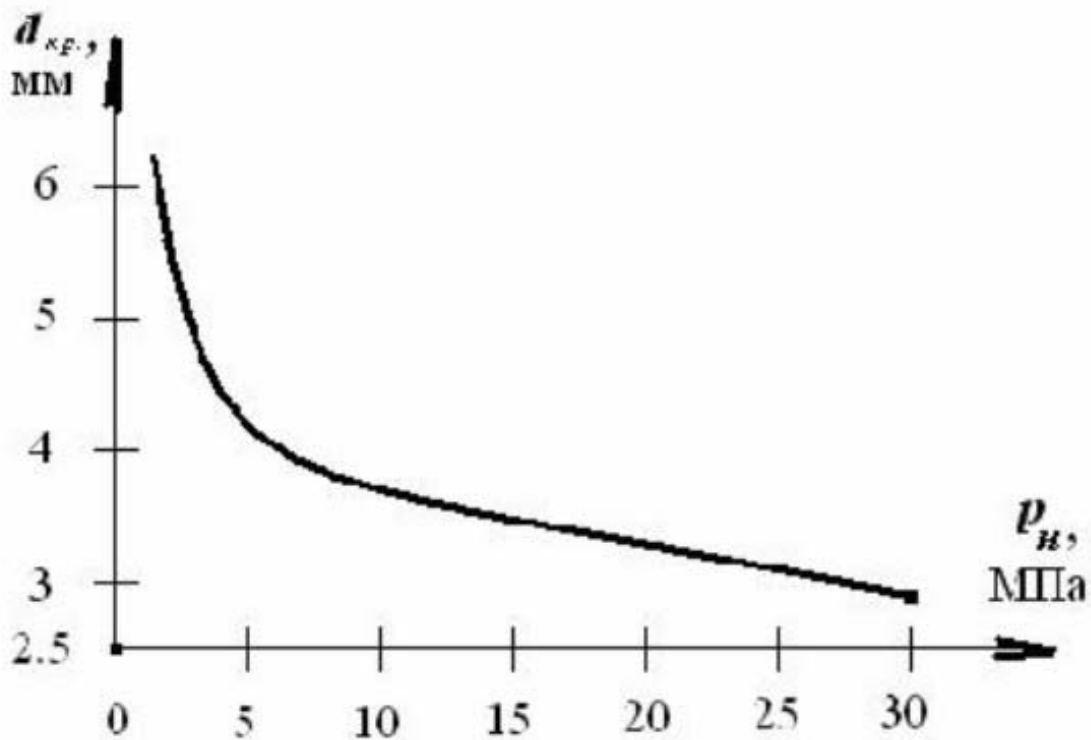


Рис. 3 - Зависимость диаметра критического сечения кавитирующей трубки Вентури от напорного давления при заданном расходе  $1 \text{ дм}^3/\text{с}$ .

Так как испытанные КТВ имели обоснованное теоретическими исследованиями математической модели механизма автоколебаний [3] соотношение рассматриваемых диаметров близкое к четырем, то диаметр последиффузорного проточного канала ГИД выберем из условия  $D=4d_{кр}$ .

Длину последиффузорного канала ГИД выберем с помощью результатов экспериментального определения длины кавитационной каверны [6] которые отражены на графике зависимости длины кавитационной каверны от угла раскрытия диффузора (рис.4).

Из графика видно, что для КТВ с  $\alpha=20^\circ$  при  $\tau=0,1$  длина каверны практически равна длине диффузора, поэтому, экстраполируя их на давление порядка  $10 \div 20 \text{ МПа}$ , получим такое условие - прирост длины кавитационной каверны при указанных давлениях должно достигать  $4 \div 8$  длин диффузора. Отсюда, при исходных данных, длина последиффузорного канала ГИД имеет значение  $8,4D$ .

## ВЫВОД

На основании проанализированных количественных зависимостей режима ПСК в КТВ, основные геометрические параметры исследуемого ГИД при исходных данных: расходе жидкости  $Q=1 \text{ дм}^3/\text{с}$  и наибольшем давлении  $P_n=30 \text{ МПа}$  имеют вид:

- угол раскрытия диффузора  $\alpha=20^\circ$ ;
- диаметр критического сечения  $d_{кр.}=2,8 \text{ мм}$ ;
- диаметр последиффузорного канала  $D=4 d_{кр.}=4 \cdot 2,8=11,2 \text{ мм}$ ;
- длина последиффузорного канала  $L=8,4 D=8,4 \cdot 11,2=94 \text{ мм}$ .

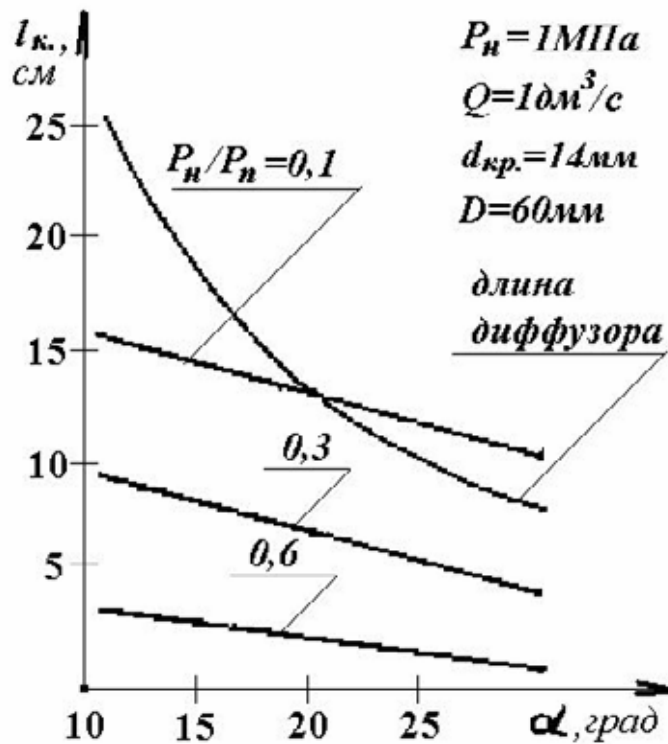


Рис. 4 - Зависимость длины кавитационной каверны от угла раскрытия диффузора.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Родин А.В. Обоснование параметров и разработка погружного кавитационного генератора импульсов давления, обеспечивающее повышение эффективности предварительного увлажнения угольных пластов. – Дисс..... канд. техн. наук. - Днепропетровск, 1983. – 254 с.
2. Пилипенко В.В. Кавитационные автоколебания. – Киев: Наукова думка, 1989. – 314 с.
3. Пилипенко В.В., Задонцев В.А. Об одном механизме автоколебаний в гидравлической системе с кавитирующей трубкой Вентури. – Киев: Наукова думка, 1977, с. 93 – 103.
4. Манько И.К. Влияние угла диффузора трубки Вентури на частоту и уровень максимальных значений давления высокочастотных кавитационных автоколебаний. - В кн.: Кавитационные автоколебания и динамика гидравлических систем. – Киев: Наукова думка, 1977, с. 34 - 38.
5. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Манько И.К., Довгоцько Н.И. Исследование высокочастотных кавитационных автоколебаний в гидравлической системе с трубкой Вентури. – В кн.: Кавитационные автоколебания в насосных системах. – Киев: Наукова думка, 1975, ч. 2, с. 104 – 113.
6. Манько И.К. Визуальное исследование кавитационных автоколебаний в гидравлической системе с прозрачной трубкой Вентури. – В кн.: Кавитационные автоколебания в насосных системах. – Киев: Наукова думка, 1976, т. 2, с. 113 - 118.