

*Е.М. Крамченков, В.Я. Губарев, В.А. Стерлигов, Л.И. Урбанович, О.Н. Ермаков*

Липецкий государственный технический университет, Россия

## ЭФФЕКТ ЗАПИРАНИЯ РАСХОДА В ТРУБЕ ВЕНТУРИ

### АННОТАЦИЯ

В докладе излагаются результаты экспериментального изучения расходных характеристик трубы Вентури при различных режимах ее работы на воде. Анализируются условия достижения максимальной пропускной способности жидкости через данное устройство.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Экспериментальное изучение кавитации гидродинамического происхождения (т.е. кавитации, вызванной не акустическим воздействием, а понижением давления в потоке жидкости вследствие соответствующего изменения профиля канала) удобно проводить в трубе Вентури. О. Рейнольдс был первым, который наблюдал гидродинамическую кавитацию в стеклянной трубе Вентури еще в 1894 году [1]. Однако и до сих пор интерес исследователей к изучению такого сложного явления, возникающего в этом достаточно простом по конструкции типе местного гидравлического сопротивления, отнюдь не притупился. И вызван он не только углубленным подходом к анализу физической картины явления (при наличии современных средств измерения и визуализации потока), но и чисто практическим приложением труб Вентури на практике. В Липецком техническом университете разработана и внедрена в практику методика отпуска нормативного количества теплоты в системах городского теплоснабжения с помощью труб Вентури различных типоразмеров (выбираемых в зависимости от пропускной способности конкретной системы). Трубы Вентури, изготовленные из той же стали, что и трубопроводы, врезаются в подающие или обратные линии этих систем и обеспечивают постоянство расхода теплоносителя, что актуально в течение всего отопительного сезона и особенно в самое холодное время года. Естественно, что перед установкой аппаратов в рабочих магистралях важно знать для каждого из них зависимость расхода пропускаемой жидкости от перепада давления между входом и выходом потока. С этой целью был разработан и сконструирован специальный экспериментальный стенд.

### 2. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА И МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ОПЫТОВ

На рис. 1 показана принципиальная схема опытной установки.

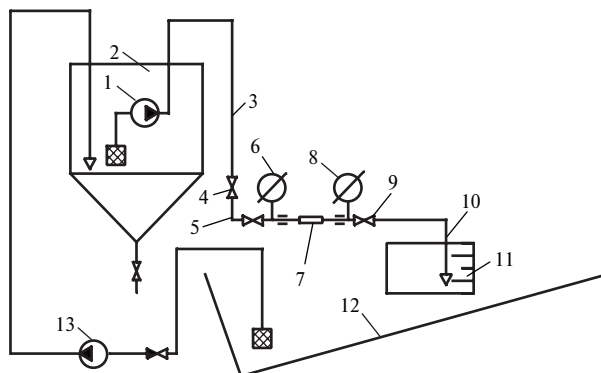


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки. Условные обозначения: 1 – основной насос; 2 – бак с водой; 3 – трубопровод подвода воды; 4 – вентиль, регулирующий давление воды на входе в трубу Вентури; 5 – соединительный трубопровод; 6 – манометр, измеряющий давление воды перед трубой Вентури; 7 – труба Вентури; 8 – манометр, измеряющий давление воды на выходе из трубы Вентури; 9 – вентиль, регулирующий давление за трубой Вентури; 10 – шланг; 11 – мерная емкость; 12 – поддон; 13 – перекачивающий насос

Насос 1 погружен под уровень воды, заполняющей бак 2 емкостью 2 м<sup>3</sup>. При подаче 10 м<sup>3</sup>/ч он создает напор в 100 м вод. ст. С его помощью вода нагнетается по магистрали 3 и проходит через регулирующий вентиль 4, соединительный трубопровод 5, на котором установлен манометр 6, предназначенный для измерения давления перед трубой Вентури 7. На выходе из нее давление регистрируется манометром 8. Частичным прикрытием вентиля 9 можно изменять сопротивление гидравлической системы, а следовательно, и расход жидкости, протекающей через исследуемый участок – трубу Вентури. Далее по шлангу 10 вода стекает в мерный бак 11 емкостью 60 л. Время его полного заполнения (при установившемся режиме движения через трубу Вентури, о чем свидетельствуют неизменные показания обоих манометров), засекаемое по секундомеру, позволяет определить расход жидкости. Из поддона 12 «отработанная» вода насосом 13 перекачивается в бак 2. Для получения расходных характеристик проводили две серии экспериментов: первая - при полностью открытом вентиле 4 (а стало быть, фиксированном давлении на входе в трубу Вентури) от опыта к опыту с определенным шагом меняли положение вентиля, например, монотонно увеличивали проходное сечение и в каждом случае измеряли расход; во второй серии, наоборот, при полностью открытом вентиле 9 делали измерения расхода при разной степени открытия вентиля 4. В каждом из опытов измеряли также давление на входе и выходе, убедившись всякий раз в наступлении стационарного режима.

### 3. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

На рис. 2 представлены полученные экспериментально гидравлические характеристики трех типоразмеров труб Вентури. Они сняты при постоянном входном давлении  $p_1$ . Нижняя часть каждой характеристики представляет собой квадратичную зависимость, что характерно для любого гидравлического сопротивления при развитом турбулентном течении. Заметим, что крутизна параболической части характеристики тем больше, чем выше значение отношения длины участка с минимальным диаметром к этому диаметру. Вместе с тем из положения кривых 1, 2 и 3 рис. 2 видно: точки перелома на них имеют соответственно следующие значения координат  $\Delta p$  и  $m_{\max}$ : 1) 43 м вод. ст. (421.4 кПа) и 1 т/ч (0.278 кг/с); 2) 30 м вод. ст. (294 кПа) и 1.93 т/ч (0.536 кг/с); 3) 27 м вод. ст. (264.6 кПа) и 3 т/ч (0.833 кг/с). Следовательно, для трубы Вентури с самым низким значением минимального диаметра режим с максимальным расходом воды наступает при меньшем значении давления  $p_2$  (на выходе).

Таким образом, по достижении максимума расхода дальнейшее открытие вентиля 9 (следовательно, возрастание перепада давлений  $\Delta p$  между входом и выходом данного гидравлического сопротивления) не приводит к увеличению пропускной способности. Получается, что поток не «реагирует» на возмущения, создаваемые за трубой Вентури.

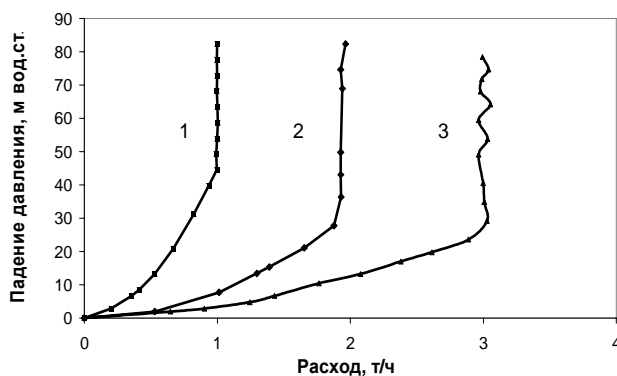


Рис. 2. Расходные характеристики труб Вентури: 1 –  $d_{\min}=3$  мм; 2 –  $d_{\min}=5$  мм; 3 –  $d_{\min}=6$  мм; (давление на входе 0,8 МПа)

Результаты опытов, представленные на рис. 2, воспроизводят картину, аналогичную той, которая наблюдается при истечении газа через геометрическое сопло Лавала. Тогда в его минимальном поперечном сечении устанавливается скорость потока, равная скорости звука (иначе – критическая), а также и расход газа, соответствующий этой скорости, – критический. Строго говоря, из-за трения в движущемся газе критическое сечение перемещается несколько вниз по потоку – в расширяющуюся часть канала. Величину критического расхода газа нельзя изменить уменьшением давления за соплом,

ибо при этом малые возмущения не могут проникнуть вверх по течению из-за того, что они сносятся сверхзвуковым потоком. В этом заключается эффект запирания расхода.

Увеличить пропускную способность сопла Лавала, как известно, можно лишь путем повышения давления газа перед входным сечением (при той же входной температуре) [2]. Аналогичная картина наблюдалась нами во второй серии опытов при движении воды по трубе Вентури: для одного типоразмера этого устройства получались разные расходные характеристики, если имело место различное значение входного давления. Обратимся к графикам рис. 3.

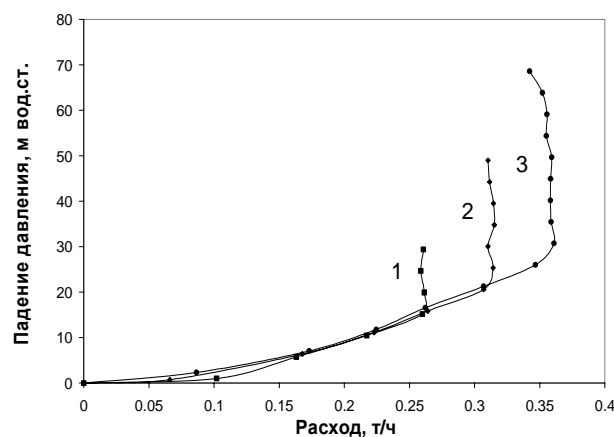


Рис. 3. Расходные характеристики трубы Вентури ( $d_{\min}=2$  мм) при разных значениях давления воды на входе: 1 –  $p_1=0.4$  МПа; 2 –  $p_1=0.6$  МПа; 3 –  $p_1=0.8$  МПа

Все они построены для трубы Вентури с диаметром минимального сечения 2 мм. Максимальный расход воды при давлении  $p_1=0,4$  МПа оказался равным 0.26 т/ч (0.072 кг/с). Возрастание входного давления до значения 0.6 МПа привело к увеличению максимальной пропускной способности аппарата в 1.19 раза ( $m_{\max} = 0.31$  т/ч (0.086 кг/с) – см. кривую 2 на рис. 3). А при давлении  $p_1=0.8$  МПа максимальный расход стал еще выше:  $m_{\max} = 0.36$  т/ч (0.1 кг/с). Т.е. он увеличился на 38 % по сравнению с тем, который наблюдался в первом случае, и на 16 % по отношению к значению  $m_{\max}$  для второго случая. Заметим, что выявленное сходство в режимах движения газа по соплу Лавала и воды в трубе Вентури наблюдалось и ранее [2]. Шретер связывал это с наличием кавитационной зоны в трубе Вентури, и он, в частности, показал невозможность возникновения кавитации на суживающемся участке трубки тока. Было также выявлено: трансзвуковые и сверхзвуковые области возникают ниже (по течению) по отношению к самому узкому поперечному сечению и, что особенно важно, в кавитационной зоне двухфазная среда перемещается со сверхзвуковой скоростью.

Возникновение сверхзвуковой области течения в кавитационной зоне представляется возможным, ибо, как показано в специальных экспериментальных исследованиях [3], скорость звука в двухфазной

пароводяной среде всегда заметно меньше, чем в соответствующих однофазных средах: сухом или перегретом паре и воде. И причина такого различия заключается в том, что в двухфазной среде малые возмущения вынуждены распространяться теперь в средах с дисперсией и имеют нелинейную волновую природу [5]. С целью уточнения физической картины предполагается проведение второго этапа исследования с использованием стеклянной трубы Вентури и фотографированием структуры потока в различных характерных режимах при параллельном проведении необходимых измерений.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итак, в ходе выполненного исследования изучены гидравлические характеристики труб Вентури. Они очерчивают область перепадов давлений, при которых эти устройства являются стабилизаторами расхода. Соответствующие промышленные образцы были применены при наладке гидравлических режимов систем теплоснабжения. Причина стабилизации (ограничения) расхода заключается в возникновении эффекта «запирания» канала, связанного, возможно, с возникновением сверхзвукового двухфазного потока, сначала в цилиндрической части

канала, с последующим его ускорением в расширяющемся участке. Последнее обстоятельство требует проведения дополнительных исследований структуры потока.

## СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

$p_1$  и  $p_2$  – давление воды соответственно на входе и выходе из трубы Вентури, Па;

$\Delta p$  – перепад давлений в трубе Вентури, Па;

$m_{\max}$  – максимальный расход воды, кг/с.

Индексы:

1 – относящийся к входному сечению трубы;

2 – относящийся к выходному сечению трубы.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Арзуманов Э.С.** Кавитация в местных сопротивлениях. М.: Энергия, 1978. 302 с.
2. **Абрамович Г.Н.** Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 1. М.: Наука, 1991. 600 с.
3. **Перник А.Д.** Проблемы кавитации. Л.: Судостроение, 1966. 439 с.
4. **Дейч М.Е., Филиппов Г.А.** Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергоиздат, 1981. 471 с.
5. **Нелинейные волны** / Под ред. С. Лейбовича и А. Сибасса // Сб. статей: Пер. с англ. М.: Мир, 1977. 319 с.