



20-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos
TRANSPORTO INŽINERIJA IR VADYBA,
vykusios 2017 m. gegužės 12 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys

Proceedings of the 20th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'
TRANSPORT ENGINEERING AND MANAGEMENT, 12 May 2017, Vilnius, Lithuania

Сборник статей 20-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы»
ИНЖЕНЕРИЯ ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК, 12 мая 2017 г., Вильнюс, Литва

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОРОГА КАВИТАЦИИ ГАЗОНАСЫЩЕННЫХ ЖИДКОСТЕЙ В ДРОССЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВАХ

Валерий Бадах, Тарас Тарасенко, Владимир Браженко

Национальный авиационный университет, Киев, Украина
Эл. почта: bad44@ukr.net; nauggs18@ukr.net; v_brazhenko@ukr.net

Аннотация. Рассмотрены вопросы появления кавитации в разнотипных дроссельных устройствах, а также влияние свойств рабочей жидкости на величину порога кавитации при разных температурах рабочей жидкости с целью создания функциональных кавитационных устройств.

Ключевые слова: самовозбуждение колебаний давления, расход при кавитации, порог кавитации, газонасыщенные жидкости, критическое давление кавитации.

Введение

Современный этап развития техники отличается широким использованием гидропривода в конструкциях машин и в технологических процессах. Одновременно с этим постоянно повышаются требования к надежности и экономической эффективности гидроагрегатов. Введение гидравлических машин в авиации, в сельхозмашиностроении, на автотранспорте сопровождается ростом их удельных мощностей, повышением рабочих давлений, уменьшением габаритов. Особую актуальность приобретает проблема предотвращения нежелательных кавитационных эффектов.

Есть достаточно большая статистика по отказам гидравлических и топливных агрегатов, причиной которых являются кавитационные импульсы давления и сжатия парогазовых каверн.

Отмечается вредное воздействие высокочастотных кавитационных шумов на операторов. Установлено, что избежать появления кавитационных процессов в гидросистемах с давлением выше 20 МПа практически невозможно. Это ставит проблему научного исследования механизмов кавитационной эрозии и генерирования пульсаций давления в ряд наиболее острых.

Основываясь на выше сказанном, можно сделать вывод, что исследование закономерностей зарождения и развития кавитации, с учетом большинства факторов, влияющих на нее, является актуальной задачей.

Анализ литературных источников

Исследование кавитации проводилось с целью выяснения влияния параметров системы и свойств жидкости на возникновение кавитации в гидросистеме при различных конфигурациях дроссельных устройств, а также для различных типов рабочих жидкостей.

В гидроприводах кавитация, как правило, явление нежелательное. Но можно указать и на примеры использования этого явления для реализации функций управления расходом жидкости, генерирования колебаний давления, для очистки, эмульгирования жидкостей, интенсификации химических реакций (Badakh *et al.* 2013; Зайончковский *et al.* 2012). Важно заметить, что полезная функция реализуется в кавитационном устройстве имеющимся образом без введения вспомогательных элементов (кранов, золотников, клапанов и др.). Истечение с кавитацией изучалось многими учеными, особенно в экспериментальном плане. Области изучения кавитации по отношению к гидроприводам сконцентрированы вокруг следующих проблем. Первоначально изучались вопросы кавитационной гидравлики (Федоткин, Гулый 1997). Эти исследования завершены разработкой методик расчета гидравлических характеристик дроссельных устройств в зависимости от степени развития кавитации.

В качестве второй области исследований кавитации следует назвать проблему кавитационной эрозии элементов в гидроприводе (Глазков *et al.* 2005). Ши-

роко изучены изменения, происходящие в структуре металла под действием кавитации. В гидравлических приводах особенность эрозии обусловлена высокой вязкостью рабочего тела, значительным насыщением его растворенным газом, а также высокими перепадами давления (Тарасенко 2003).

Третья проблемная области изучения кавитации является специфической для гидроприводов и систем питания энергетических установок. Она охватывает процессы самовозбуждения колебаний давления (Оба, Miyakura 1987) и расхода под действием кавитации. Эта проблема изучена не в достаточной мере.

Результаты проведенных исследований

Зависимость минимального давления в потоке жидкости, порога кавитации (ПК), при котором в сжатом сечении возникает кавитация, от температуры и величины давления наддува бака, экспериментально исследованы на установке, принципиальная схема которого показана на рис. 1.

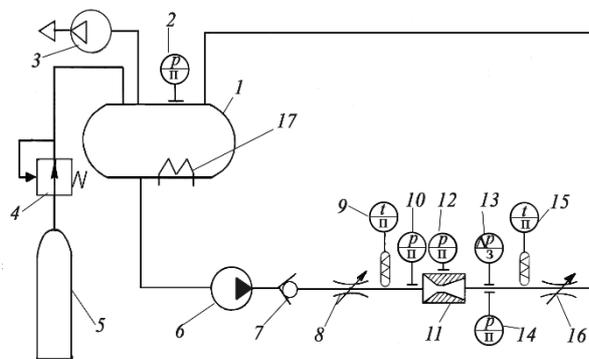


Рис. 1. Экспериментальная установка определения порога кавитации газонасыщенных жидкостей; 1 – гидробак; 2, 12 – мановакуумметр; 3 – вакуумный насос; 4 – редукционный клапан; 5 – баллон со сжатым воздухом; 6 – центробежный насос; 7 – обратный клапан; 8 – регулируемый дроссель; 9, 15 – термометры; 10, 13 – манометры; 14 – датчик давления; 16 – регулируемый дроссель, 17 – нагревательный элемент

Испытания, проводились на жидкостях: керосин ТС-1, гидравлическая жидкость АМГ-10, водопроводной воде и на различных типах дросселей: цилиндрическая и плоская трубка Вентури, цилиндрический внешний насадок. Насадки устанавливались в напорной и всасывающей магистрали насоса 6.

Жидкость в баке гидросистемы поджималась от баллона 5 со сжатым воздухом. Разрежения над жидкостью создавалось с помощью вакуум-насоса 3 и контролировалось с помощью мановакуумметра 2. Нагрев жидкости выполнялся с помощью нагревательного элемента 17, установленного в баке 1. Температура контролировалась с помощью термометров 9, 15. Прокатка жидкости через дроссель 11 происходила с помощью центробежного насоса 6. Давление на входе и выходе измерялось манометрами 10 и 13, а в зоне кавитации с помощью ртутного мановакуумметра 12. на рис. 2. показаны зависимости порога кави-

тации (ПК) от температуры для различных давлений наддува бака. Жидкость предварительно выдерживалась под давлением насыщения воздухом от 2 до 48 часов.

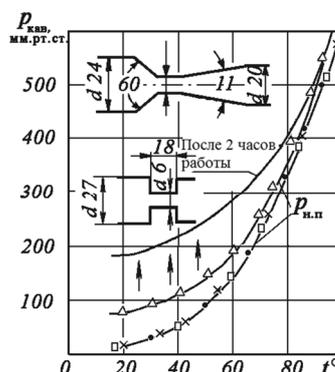


Рис. 2. Зависимость порога кавитации водопроводной воды от температуры: Δ – напорная магистраль с трубкой Вентури; $p_{\text{нас}} = 300$ кПа; $p_{\text{вх}} = 620$ кПа; $p_{\text{вых}} = 410$ кПа; $t_{\text{нас}} = 20^\circ\text{C}$, время насыщения – 48 часов; \square – всасывающая магистраль с насадком Вентури; $p_{\text{вх}} = 300$ кПа; $p_{\text{вых}} = 85$ кПа; $t_{\text{нас}} = 20^\circ\text{C}$; \bullet – трубка Вентури напорная магистраль; $p_{\text{вх}} = 570$ кПа; $p_{\text{вых}} = 220$ кПа; $t_{\text{нас}} = 20^\circ\text{C}$; \times – трубка Вентури; напорная магистраль; $p_{\text{вх}} = 550$ кПа; $p_{\text{вых}} = 200$ кПа; $t_{\text{нас}} = 20^\circ\text{C}$

В процессе выполнения эксперимента 1 установлено, что при насыщении воздухом под атмосферным давлением, значение ПК и давление насыщенных паров воды практически совпадают. Дросселирование потока и измерения ПК выполнялись кратковременным включением насоса по мере достижения необходимой температуры. Свободный воздух при этом в жидкости не накапливался.

Вторая серия опытов выполнялась при насыщении воды воздухом при давлении выше атмосферного в течение 48 часов. В этом случае ПК может значительно превышать давление насыщенных паров воды. Так, для фиксированной температуры порядка $20\text{--}30^\circ\text{C}$ ПК может повыситься от 25 мм. рт. ст. до 300 мм. рт. ст. Если эксперимент проводится для не равновесного состояния раствора «воздух-вода» при непрерывной циркуляции среды, то ПК растет с увеличением времени наработки стенда. Увеличение ПК при этом следует связать не только с ростом температуры, но и, главным образом, с сильным выделением воздуха при непрерывном дросселировании и движении жидкости. Характерно, что разрыв между значениями ПК начальным и зафиксированными за два часа работы стенда тем меньше, чем выше температура системы «вода-воздух». Так при температуре порядка 80°C отмечено увеличение ПК по сравнению с начальным всего лишь на 50 мм. рт. ст., что можно связать с лучшей сепарацией пузырьков свободного воздуха при повышенных температурах и преобладающим влиянием давления паров воды.

В экспериментах по определению давления порога кавитации необходимым признаком кавитации считали стабилизацию расхода жидкости, о возникновении кавитации судили по изменению гидродина-

мических характеристик потока: критический перепад давления $p_{кр} = (\mu_{II}/\mu_I)^2$ (μ_I – коэффициент расхода без кавитации и μ_{II} – коэффициент расхода с кавитацией) и сопротивления ξ . Расход определялся объемным способом.

Наличие в потоке кавитационной зоны свидетельствует об изменении распределения давления вдоль поверхностей, образующих русло потока. Факелы пузырей, очевидно, могут существовать только в местах кипения жидкости, возможно в зонах с постоянным низким давлением порога кавитации. Были поставлены опыты, цель которых заключалась в доказательстве существования таких зон. Измерялись эпюры давлений в местах локализации кавитационных факелов. Эксперименты проведены на насадках Вентури и трубках Вентури для напорных и всасывающих линий гидросистем.

На рис. 3. показаны результаты измерений давления на стенке насадка Вентури при течении с кавитацией и без нее.

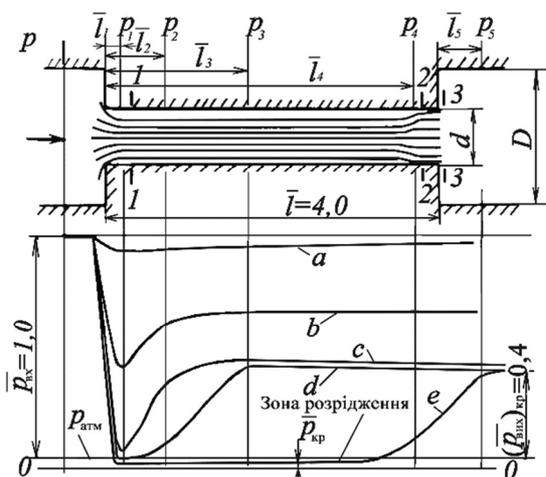


Рис. 3. Распределение давлений на стенках насадка Вентури *a, b, c* – режим истечения без кавитации; *d* и *e* – кавитационные режимы. Давление входа $p = 4$ МПа; $d = 3$ мм; $D_{np} = 18$ мм

Положение точек отбора давления приведены на этом же рисунке. Давления показаны в долях от давления на входе в насадок. Относительная длина насадка $\bar{l} = 4$, диаметр насадка $d = 3$ мм. Диаметр трубопровода на входе и выходе одинаковый $D = 18$ мм.

Без кавитационные режимы течения на рис. 3 представлены эпюрами давления *a, б, с*. Уменьшение давления “на выходе” приводит, при неизменном давлении “на входе”, к пропорциональному снижению давления в каждом из сечений насадка. В момент зарождения кавитации давление в сжатом сечении потока снижается до порога кавитации. Стабилизация расхода наступает одновременно с моментом возникновения облака или факела кавитационных пузырьков в сжатом сечении потока. Интенсивность кавитации при визуальных наблюдениях характеризуется длиной кавитационного факела. По мере снижения

давления “на выходе” кавитационный факел удлиняется и выходит за пределы насадка.

В цилиндрическом насадке зона разрежения вдоль канала, по мере уменьшения давления на выходе (как это следует из рассмотрения кривых *d, e* рис. 3), распространяется скачком. Переход от истечения без кавитации (кривая *d*) к истечению с кавитацией (кривая *e*) происходит в результате незначительного снижения давления на выходе. Зона разрежения от сжатого сечения на всю длину насадка распространяется при снижении противодавления ниже критического на 3–4%. Этим обстоятельством объясняется возможность возникновения при кавитации автоколебательных режимов работы гидросистемы. Переключение режимов истечения с без кавитационного на кавитационный и наоборот происходит со значительным скачком давления. Процесс переключения с одного режима на другой иллюстрирует рис. 4.

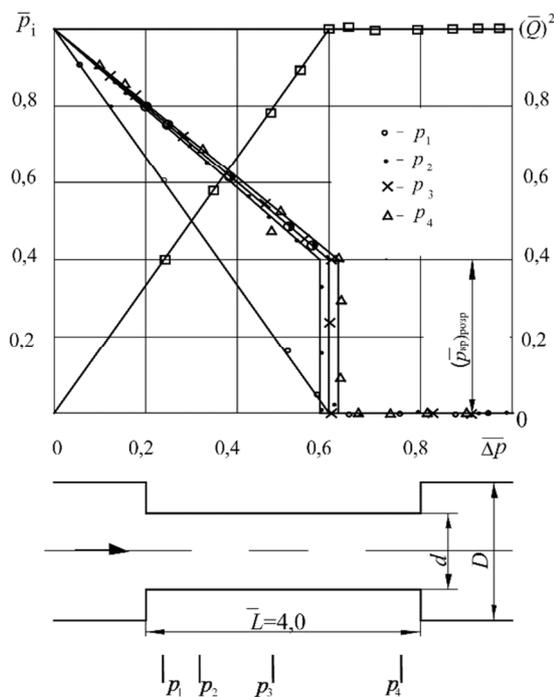


Рис. 4. Расходно-перепадные характеристики и распределение давления в насадке Вентури при кавитационном истечении жидкости, где p_1, p_2, p_3, p_4 экспериментальные точки

Представленные графики – кавитационные безразмерные характеристики дроссельного устройства, с помощью которых можно оценить критический перепад давления \bar{p} для дроссельного устройства любой конфигурации $(\bar{Q})^2 = f(\bar{p})$, где $(\bar{Q})^2$ – безразмерный квадратичный расход. Здесь по оси ординат отложены местные давления в долях давления на входе. Кривые относятся к различным точкам насадка по его длине. На этом же рисунке приведена затратная характеристика насадка. Сопоставление зависимостей свидетельствует о совпадении моментов начала кавитацион-

ной стабилизации со скачком давления в канале насадка. Скачок давления для цилиндрического насадка составляет 40% от давления питания.

Давление в точках канала, лежащих у выходного торца насадка, снижается более полого по сравнению с его средней частью (рис. 4. отмеченные *). Очевидно, что при достижении зоной разрежения среза насадка появляются блокирующие вихри, уменьшающие величину скачка давления.

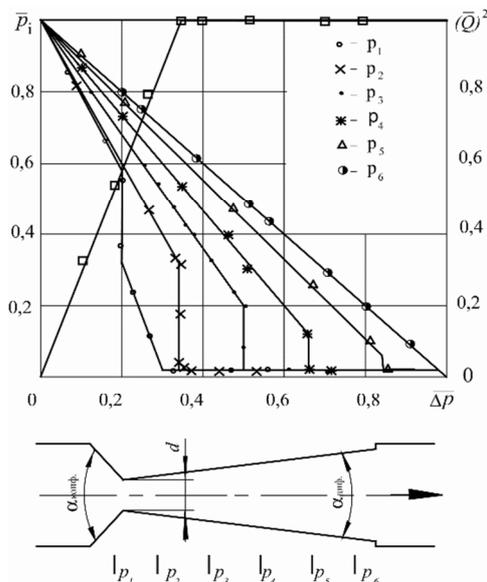


Рис. 5. Расходно-перепадные характеристики и распределение давления в трубе Вентури при кавитационном истечении жидкости, где $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5, p_6$ экспериментальные точки

В дроссельном канале диффузорной формы величина положительного градиента давления будет больше чем в цилиндрическом канале. Давление при безотрывном обтекании диффузора от горловины к его срезу повышается не только из-за гидравличес-

ких потерь, но и в результате расширения потока. Очевидно, скачок давления в насадке этого типа будет меньше. Кривые распределения давления в насадке конфузурно-диффузорной типа (трубка Вентури) полученные экспериментально, приведены на рис. 5.

Насадок было изготовлено из органического стекла. Диаметр горловины $d = 2,8$ мм, Угол конфузур $\alpha_{\text{вх}} = 60^\circ$, угол диффузора $\alpha_{\text{вых}} = 11^\circ$. При рассмотрении графиков следует, что в насадках с диффузорной частью величина скачка давления меньше. По мере удаления от горловины величина скачка уменьшается.

Выводы

Критическое давление кавитации или давление в зоне кавитационных факелов определяется главным образом давлением насыщенных паров при данной температуре и степени насыщения свободным и растворенным газом (воздухом).

Экспериментальные данные позволяют рассчитывать размах кавитационных пульсаций давления в зависимости от количества растворенного в жидкости воздуха, генерируемых дроссельными излучателями (Тарасенко 2013). По порогу кавитации можно определять наличие растворенной воды в горюче смазочных материалах (Tarasenko *et al.* 2013).

Сведения о пороге кавитации газонасыщенных жидкостей необходимы для расчета размаха колебаний давления по соответствующей математической модели.

Наблюдается эффект скачкообразного распространения зоны разрежения в насадке при смене режимов истечения.

Порог кавитации влияет на критический перепад давления и другие критерии кавитации только в том случае, когда он сравнительно такой, как давление на входе в кавитационное устройство, что возможно, например, при работе системы на перегретой воде.

Литература

- Badakh, V.; Tarasenko, T.; Puzyk, O.; Krayushkina, K. Functional units based on cavitation effects for hydraulic systems of vehicles, in *Proceedings of the 16th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'. Transport engineering and management*, 8 May 2013, Vilnius: Lithuania, p. 50–54.
- Oba, R.; Miyakura, X. 1987. Stochastic behavior (randomness) of acoustic pressure pulses in the near subcavitating range, *Intern. Journal* p. 581–586.
- Tarasenko, T.; Zaionchkovskiy, G.; Puzyk, O. 2013. Experimental testbench for researching properties of fuel-lubricant material, *Proceedings of the National aviation university* 1(54): 78–81.
- Глазков, М.; Тарасенко, Т.; Литвиненко, В. 2005. Использование кавитационных технологий в системах гидропривода, *Промислова гідроліка і пневматика* 3(9): 86–90.
- Зайончковский, Г.; Тарасенко, Т.; Ланецкий, В.; Пузык, А. 2012. Дроссельные кавитационные генераторы и их применение в технике, *Авиационно-космическая техника и технология* 5(92): 24–30.
- Тарасенко, Т. 2003. Определение параметров рабочей жидкости в кавитационных устройствах, *Вибрации в технике и технологиях* 2(28): 74–76.
- Тарасенко, Т. 2013. Дослідження кавітаційних явищ у дросельних пристроях, *Промислова гідроліка і пневматика* 1(39): 38–46.
- Федоткин, И.; Гульй, И. 1997. *Кавитация. Кавитационная техника и технология, их использование в промышленности*. Часть. Киев: Полиграфкнига. 839 с.