

УДК 62-82:532.(045)

Г.И. ЗАЙОНЧОВСКИЙ, Т.В. ТАРАСЕНКО, В.Г. ЛАНЕЦКИЙ, А.С. ПУЗИК*Национальный авиационный университет, Украина*

ДРОССЕЛЬНЫЕ КАВИТАЦИОННЫЕ ГЕНЕРАТОРЫ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ В ТЕХНИКЕ

Приведены результаты исследований расходных и гидродинамических характеристик дроссельных устройств, применяемых в кавитационных генераторах колебаний давления. В качестве критерия кавитации для высоконапорного течения жидкости рекомендуется использовать безразмерный перепад давления на дроссельном устройстве, который численно равен числу Ейлера. Получены расчетные зависимости для определения критического перепада давления и гидродинамических коэффициентов при кавитационном истечении жидкости через дроссельное устройство. Приведены примеры перспективного применения дроссельных кавитационных генераторов в технике.

Ключевые слова: кавитационный генератор, дроссельное устройство, критерии кавитации, гидродинамические коэффициенты

Введение

За последнее время широкое внедрение получили технологические процессы, основанные на использовании энергии колебаний давления. Энергия колебаний давления широко используется в вибрационных технологиях, в технологических процессах очистки поверхностей от загрязнений, в оборудовании для ресурсных испытаний и в других технологических процессах. Для повышения эффективности технологических процессов, основанных на использовании колебаний давления, актуальной задачей является получение колебаний давления высокой частоты и интенсивности.

Анализ состояния вопроса

Основными источниками получения энергии колебаний давления являются генераторы колебаний давления. В зависимости от особенностей технологического процесса используются гидромеханические, ультразвуковые, гидродинамические и другие типы генераторов колебаний давления.

Гидродинамические генераторы колебаний давления в основном используются в оборудовании для проведения ресурсных испытаний конструкций. В таких генераторах используется энергия подводящего потока рабочей жидкости. Принцип действия гидромеханического генератора колебаний давления основан на модуляции колебаний давления необходимой частоты и интенсивности в результате периодического, полного или частичного, перекрытия потока рабочей жидкости механическим вращающимся элементом (прерывателем потока),

имеющим пропускные окна для потока жидкости. Наиболее распространенными типами гидромеханических генераторов колебаний давления являются генераторы роторного типа и генераторы с автономным приводом. Используются также генераторы струйного типа с прерывателем потока в виде заслонки [1]. Как автономный привод в гидромеханических генераторах используется электрический, пневматический и гидравлический приводы. Применение последнего наиболее целесообразно вследствие простоты регулирования и стабильности частоты вращения вне зависимости от нагрузки.

К недостаткам гидромеханических генераторов колебаний давления следует отнести сложность конструктивного исполнения, наличие подвижных элементов, сложность получения колебаний давления высокой частоты.

Ультразвуковые генераторы колебаний давления [2] по сравнению с гидромеханическими имеют ряд преимуществ, обусловленных возможностью генерирования колебаний давления высокой частоты (от 16 до 500 кГц). Они более экономичны, что обеспечило их широкое внедрение в различных областях техники. Ультразвуковые генераторы создают мощные ультразвуковые поля, которые в жидкости генерируют широкий амплитудно-частотный спектр колебаний давления и сопровождается возникновением в жидкости рядом сложных гидродинамических явлений, являющихся предметом специальных исследований многих авторов [3 – 5].

В настоящее время ультразвуковые генераторы колебаний давления широко используются в технологических процессах регенерации фильтров, очистки поверхностей и внутренних полостей агрегатов от загрязнений, в распылении аэрозолей и в многих

других областях.

К недостаткам генераторов такого типа следует отнести относительную сложность конструкции (необходимость наличия специального электронного блока), низкий размах пульсаций давления в ограниченном объеме жидкости, ограниченность применения на мобильных установках и в шахтном оборудовании, которое используется в условиях возможности возникновения гремучих смесей газов.

Гидродинамические генераторы колебаний давления в большинстве случаев представляют собой дроссельные устройства, работающие в кавитационном режиме [6]. Такой генератор отличается высокой надежностью и простотой конструкции, в которой отсутствуют подвижные элементы. Гидродинамические генераторы имеют ряд преимуществ, обусловленных возможностью создания широкого спектра колебаний давления (от 1000 до 30 000 Гц) большой амплитуды, которая может в 1,5 – 2 раза превышать подводимое давление нагнетания.

Такие генераторы широко применяются в технологических процессах очистки поверхностей от загрязнений, в качестве стабилизаторов расхода и для других целей.

Постановка задачи исследований

Объектом исследований являются гидродинамические процессы, имеющие место в дроссельных устройствах при кавитационном режиме истечения.

Особенности гидродинамических процессов в кавитационных генераторах колебаний давления являлись предметом многочисленных исследований, особенно экспериментального характера. Из этих исследований следует отметить работы фундактора отечественной авиационной гидравлики Т.М. Башты [7], В.В. Пилипенко [3], а также работы М.М. Глазкова и его учеников [6], проводимых в Национальном авиационном университете. В работах этих ученых заложены научные основы и даны практические рекомендации по созданию дроссельных кавитационных генераторов давления.

Однако требуют дальнейшей проработки вопросы оптимизации конструкции и режимов работы дроссельных кавитационных генераторов, более глубокого изучения особенностей физических явлений, происходящих в кавитационном факеле генератора, создания новых и усовершенствование применяемых технологических процессов с использованием дроссельных генераторов давления. Актуальным является также усовершенствование инженерной методики расчета параметров и режимов работы дроссельных кавитационных генераторов. Эти вопросы и входили в круг задач данных исследований.

При проведении исследований использовался комплексный метод, который состоял в использовании физического, математического и компьютерного моделирования рабочих процессов в дроссельном кавитационном генераторе с последующим экспериментальным подтверждением адекватности полученных результатов.

Результаты исследований

В данной статье обобщены результаты исследований, проводимых в последнее время в Национальном авиационном университете, по созданию и применению дроссельных кавитационных генераторов и их практическому применению в различных технологических процессах.

Следует отметить, что современный этап развития техники и технологий характеризуется широким использованием гидропривода и систем гидроавтоматики в конструкциях машин и в технологических процессах. Внедрение систем гидропривода в авиационной, машиностроительной, в других отраслях техники сопровождается ростом удельных мощностей, повышением рабочего давления, уменьшением габаритов гидравлических устройств.

Для управления потоками рабочей жидкости в системах гидропривода и гидроавтоматики широко используются различная гидроаппаратура: золотниковые распределители, клапаны, дроссели, делители потока и другие аппараты. В элементах гидроаппаратуры, которые представляют собой различного рода местные сопротивления для потока рабочей жидкости, при определенных условиях могут возникнуть кавитационные режимы работы [7].

Кавитация в гидроприводе сопровождается высокочастотными колебаниями давления большой амплитуды, акустическими шумами, повышенными нагрузками на элементы гидропривода и вызывает нарушения функционирования системы, кавитационную эрозию рабочих поверхностей гидроагрегатов и деструкцию рабочей жидкости. Для систем гидропривода и гидроавтоматики кавитация является крайне нежелательной или даже недопустимой. Однако это явление в определенных условиях можно использовать в полезных целях, например, для стабилизации расхода рабочей жидкости, очистки поверхностей от загрязнений, для ресурсных испытаний трубопроводов и шлангов и для других целей.

Устройства гидропривода, предназначенные для генерации кавитационных колебаний давления, получили название кавитационных генераторов (КГ).

Для генерации гидродинамической кавитации в большинстве случаев используются дроссельные элементы различной конфигурации (рис. 1), обла-

дающие простотой конструкции и отсутствием подвижных элементов.

Типовая расходная характеристика дроссельного устройства приведена на рис. 2.

Характерной особенностью истечения жидкости через дроссельное устройство является стабилизация расхода жидкости с момента достижения критического перепада давления $\Delta p_{кр}$.

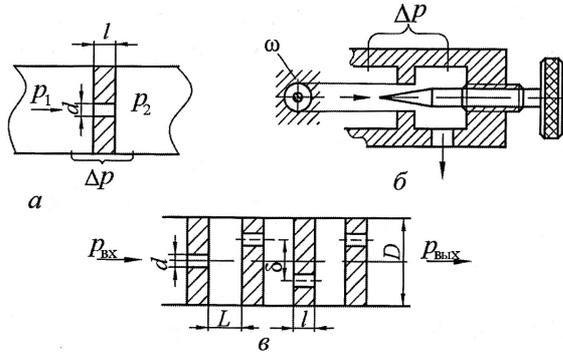


Рис. 1. Дроссельные устройства: а – нерегулируемый дроссель; б – регулируемый дроссель; в – пакет дроссельных шайб

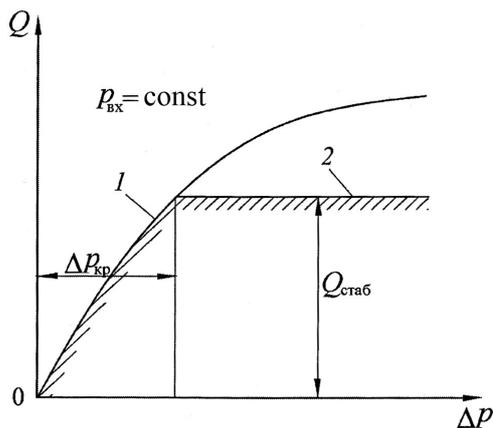


Рис. 2. Расходная характеристика дроссельного устройства: 1 – истечение без кавитации; 2 – истечение с кавитацией

На рис. 3 приведены расходные характеристики типовых дроссельных устройств: диафрагма (кривая 1), цилиндрический насадок (кривая 2), насадок Борда (кривая 3), дроссель с укороченным конфузorno-диффузornoм каналом (кривая 4), дроссель с конфузorno-диффузornoм каналом (кривая 5).

Безразмерная форма расходной характеристики

$$(\bar{Q})^2 = f(\bar{\Delta p}),$$

где $(\bar{Q})^2 = (Q / Q_{стаб})^2$ – квадрат безразмерного расхода жидкости через дроссельное устройство; $\bar{\Delta p} = (\Delta p / p_{вх})$ – относительный перепад давления

на дроссельном устройстве, позволяет сравнивать экспериментальные данные, полученные для разных давлений на входе в дроссельное устройство с данной геометрией проточного канала.

Представленные характеристики получили название кавитационных характеристик дроссельных устройств [6].

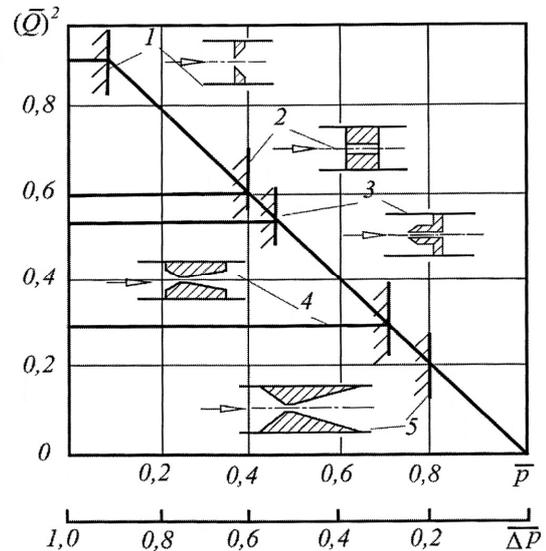


Рис. 3. Кавитационные характеристики дроссельных устройств

Критерии кавитации. Для расчетов кавитационных характеристик КГД необходимо использование количественной оценки процесса развития кавитации в их дроссельных устройствах. В качестве критериев кавитации в настоящее время используются различные критерии: число Эйлера, число Струхала и другие. Применяемые на практике различные критерии не имеют универсального характера, однако их использование при определенных ограничениях вполне обеспечивает эффективное решение отдельных инженерных задач.

Для определения кавитационных режимов в дроссельных элементах, являющихся основой КГ, в качестве критерия кавитации рекомендуется использовать число кавитации χ , которое определяется как

$$\chi = \frac{(p_{вых} - p_{н.п})}{\rho V_{сж}^2 / 2}, \tag{1}$$

где $p_{вых}$ – статическое давление на выходе дроссельного элемента; $p_{н.п}$ – давление насыщенных паров рабочей жидкости; ρ – плотность рабочей жидкости; $V_{сж}$ – средняя скорость течения жидкости в сжатом сечении дроссельного канала.

Выражение (1) дает представление числа кавитации χ в универсальном виде. Оно может использоваться для решения задач, как внешнего обтекания, так и внутреннего течения рабочей жидкости в элементах гидропривода.

Для режимов высоконапорного дросселирования рабочей жидкости выражение (1) можно преобразовать следующим образом. Давление насыщенных паров рабочей жидкости $p_{н.п}$ заменяем на критическое давление $p_{кав}$, которое характеризует порог возникновения кавитации в дроссельном элементе КГ. Числитель в выражении (1) определяет собой давление за зоной кавитации, под действием которого происходит схлопывание каверн. Знаменатель характеризует динамическое давление, которое порождает кавитацию.

Заменяв в выражении (1) динамическое давление на давление $p_{вх}$ входа в дроссельный канал КГ

$$\frac{\rho V_{сж}^2}{2} = \frac{\rho}{2} \left(\sqrt{\frac{2}{\rho} p_{вх}} \right)^2, \text{ имеем}$$

$$\chi = \frac{p_{вых} - p_{кав}}{p_{вх}} = \frac{p_{вых}}{p_{вх}} - \frac{p_{кав}}{p_{вх}}. \quad (2)$$

Для напорных линий систем гидропривода отношение $\frac{p_{кав}}{p_{вх}}$ в уравнении (2) представляет собой малую величину, которой можно пренебречь. Например, для авиационного гидропривода при использовании в системе рабочей жидкости АМГ-10, для которой при температуре 50 °С порог кавитации не превышает 500 Па, а давление в напорной магистрали составляет 21 МПа.

Полагая, что $\frac{p_{кав}}{p_{вх}} \approx 0$, имеем:

$$\chi = \frac{p_{вых}}{p_{вх}} = \bar{p}. \quad (3)$$

Таким образом, в качестве критерия кавитации для высоконапорных систем гидропривода может быть использовано значение (3) безразмерного противодействия за дроссельным устройством \bar{p} . Такой критерий более удобный для решения практических инженерных задач, так как определение противодействия \bar{p} в долях давления на входе $p_{вх}$ существенно проще, чем определение числа кавитации χ по универсальной формуле (1).

Давление на входе в дроссельное устройство КГ равно

$$p_{вх} = \Delta p + p_{ввых}. \quad (4)$$

где Δp – перепад давления в дроссельном канале КГ.

После деления уравнения (4) на $p_{вх}$ имеем:

$$\frac{\Delta p}{p_{вх}} + \frac{p_{ввых}}{p_{вх}} = \overline{\Delta p} + \bar{p} = 1,$$

где $\overline{\Delta p}$ – безразмерный перепад давления в дроссельном канале КГ.

Таким образом, безразмерное противодействие \bar{p} и безразмерный перепад давления $\overline{\Delta p}$ в дроссельном канале в сумме будет равняться величине безразмерного давления на входе в КГ.

Для условий зарождения кавитационного режима течения рабочей жидкости в дроссельном канале КГ эти параметры принимают критическое значение:

$$\bar{p}_{кр} = 1 - \overline{\Delta p}_{кр}. \quad (5)$$

Определение гидродинамических коэффициентов дроссельных устройств КГ. Определение расхода жидкости через дроссельное устройство при турбулентном истечении производится по известной формуле Торричелли

$$Q = \mu \omega \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (6)$$

где μ – коэффициент расхода, ω – площадь сечения дроссельного канала; Δp – перепад давления на дроссельном элементе.

В формуле (6) коэффициент расхода μ является функцией числа Рейнольдса Re , числа кавитации χ , геометрии дроссельного канала l/d , относительной шероховатости дроссельного канала Δ/d :

$$\mu = (Re, \chi, \frac{l}{d}, \frac{\Delta}{d}).$$

Режимы истечения с кавитацией и без кавитации разделяются критическим перепадом давления на дроссельном элементе $\Delta p_{кр}$. Положение точки расходной характеристики дросселя, в которой происходит смена режимов истечения, может быть найдена из совместного решения уравнений расхода

$$Q_I = \mu_I \omega \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{кр}}; \quad (7)$$

$$Q_{II} = \mu_{II} \omega \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{вх} - p_{кав})}, \quad (8)$$

где μ_I – коэффициент расхода для безкавитационного режима истечения; μ_{II} – коэффициент расхода для кавитационного истечения.

Перепад давления на дросселе при истечении с кавитацией можно записать в виде

$$\Delta p_{II} = \xi_I \frac{1 - \bar{p}}{1 - \bar{p}_{кр}} \rho \frac{V_{сж}^2}{2}. \quad (9)$$

Расход жидкости через дроссель для этого режима будет стабильным и определится как

$$Q_{\text{стаб}} = \varepsilon \omega V_{\text{сж}} = \frac{\varepsilon \omega}{\sqrt{\xi_I}} \sqrt{\frac{1 - \bar{p}_{\text{кр}}}{1 - \bar{p}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{II}}}, \quad (10)$$

где ε – коэффициент сжатия струи; ω – площадь сечения дросселя; $V_{\text{сж}}$ – скорость движения жидкости в сжатом сечении потока; ξ_I – коэффициент гидравлического сопротивления дросселя в момент возникновения кавитации; Δp_{II} – перепад давления в дроссельном канале для режима кавитационного истечения через дроссель.

Формулу (10) для $Q_{\text{стаб}}$ можно переписать в виде

$$Q_{\text{стаб}} = \mu_I \omega \sqrt{\frac{1 - \bar{p}_{\text{кр}}}{1 - \bar{p}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{II}}}. \quad (11)$$

Из формулы (11) следует, что

$$\mu_{\text{II}} = \mu_I \sqrt{\frac{1 - \bar{p}_{\text{кр}}}{1 - \bar{p}}}. \quad (12)$$

При этом следует отметить, что в большей мере применения приведенных зависимостей целесообразно для расчета промежуточных значений коэффициентов сопротивления ξ_{II} . При определении расходов для произвольной степени развития кавитации достаточно знать коэффициенты расхода μ_I и μ_{II} . Поскольку противодавление \bar{p} однозначно связано с числом кавитации χ , то $\chi = \bar{p} / (1 - \bar{p})$, $\chi_{\text{кр}} = \bar{p}_{\text{кр}} / (1 - \bar{p}_{\text{кр}})$, $\bar{p}_{\text{кр}} = \chi_{\text{кр}} / (1 - \chi_{\text{кр}})$, откуда

$$\xi_{\text{II}} = \xi_I \frac{1 - \chi}{1 - \chi_{\text{кр}}} = \xi_I \frac{(1 - 2\chi)(1 - \chi_{\text{кр}})}{(1 - 2\chi_{\text{кр}})(1 - \chi)}. \quad (13)$$

Текущие значения ξ_{II} и μ_{II} можно получить для произвольной степени развития кавитации.

Таким образом, выходя из положений теории подобия, можно уменьшить количество экспериментальных проливок дроссельных устройств, ограничившись определением безразмерных коэффициентов μ_I , ξ_I , определяя промежуточные значения коэффициентов μ_{II} и ξ_{II} с помощью формул (12), (13).

Соответственно коэффициенты затраты μ_{II} и μ_I через число кавитации связанные между собой зависимостью

$$\mu_{\text{II}} = \mu_I \frac{(1 - 2\chi)(1 - \chi_{\text{кр}})}{(1 - 2\chi_{\text{кр}})(1 - \chi)}. \quad (14)$$

На рис. 4 в качестве характерного примера представлены экспериментально полученные зависимости коэффициентов расхода μ и сжатия ε от

числа Рейнольдса для истечения жидкости через цилиндрический насадок.

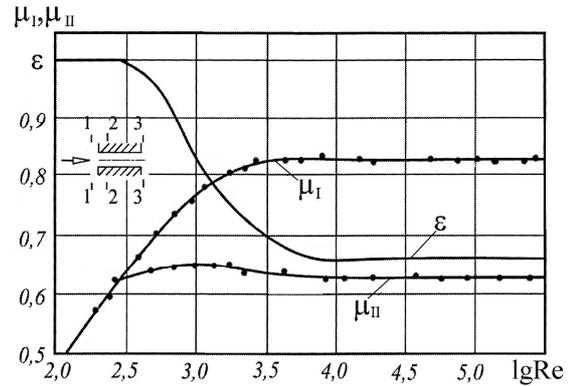


Рис. 4. Графики зависимости коэффициентов расхода и сжатия от числа Рейнольдса для цилиндрического насадка

Кавитационные характеристики дросселей можно получить, используя основные уравнения гидродинамики и известные величины безразмерных гидравлических коэффициентов. Наибольший интерес представляет определение критического противодавления в момент возникновения кавитации.

Для случая, когда $p_{\text{кав}}$ принимает такое же значение, как и давление на входе в дроссель, зависимость для расчета критического противодавления принимает вид

$$\bar{p}_{\text{кр}} = 1 - \left(1 - \frac{p_{\text{кав}}}{p_{\text{вх}}}\right) \left(\frac{\mu_{\text{II}}}{\mu_I}\right)^2. \quad (15)$$

Поскольку $p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{кр}} + p_{\text{вых, кр}}$, то, разделив обе части выражения на $p_{\text{вх}}$, будем иметь:

$$1 = \frac{\Delta p_{\text{кр}}}{p_{\text{вх}}} + \bar{p}_{\text{кр}}.$$

Заменив в уравнении (15) противодавление $\bar{p}_{\text{кр}}$ через перепад $\Delta p_{\text{кр}}$, получим:

$$\frac{\Delta p_{\text{кр}}}{p_{\text{вх}}} = \left(1 - \frac{p_{\text{кав}}}{p_{\text{вх}}}\right) \left(\frac{\mu_{\text{II}}}{\mu_I}\right)^2. \quad (16)$$

Для напорных участков гидравлических систем величиной $\frac{p_{\text{кав}}}{p_{\text{вх}}}$ можно пренебречь. Тогда уравнение (15) и (16) приобретут вид:

$$\bar{p}_{\text{кр}} = 1 - \left(\frac{\mu_{\text{II}}}{\mu_I}\right)^2; \quad \frac{\Delta p_{\text{кр}}}{p_{\text{вх}}} = \left(\frac{\mu_{\text{II}}}{\mu_I}\right)^2. \quad (17)$$

В последующем $\bar{p}_{\text{кр}}$ будем называть относительным (безразмерным) критическим перепадом

давления, а $\bar{p}_{кр}$ – относительным (безразмерным) критическим противодавлением.

Относительный критический перепад давления $\bar{\Delta p}_{кр}$, как это следует из анализа формулы (16), определяется двумя факторами:

- гидродинамическими характеристиками дросселя (коэффициентами расхода μ_I и μ_{II});
- кавитационными свойствами жидкости.

Из последнего следует, что величина минимального давления $p_{кав}$, при котором в потоке жидкости возникают разрывы сплошности (кавитационные каверны), характеризует кавитационные свойства жидкостей. Это положение было положено в основу разработки кавитационного способа введения противодной присадки в авиационное топливо [8] и кавитационного метода определения содержания воды в топливе.

Наличие газовых компонентов в жидкости убыстряет процесс возникновения кавитации и повышает статическое давление в зоне кавитации по сравнению с давлением насыщенных паров, так как кавитационные каверны заполнены не только парами жидкости, но и газом.

Дросселирование потока жидкости, кроме того, сопровождается дополнительным выделением газов, которые растворены в жидкости. Выделение газов наблюдается в произвольной точке потока, где давление становится ниже давлению насыщения жидкости газом. Если кавитационные пузырьки при прохождении зоны разряжения изменяют, в основном, свои размеры в результате диффузии газа из окружающей жидкости, то такую кавитацию называют „газовой” кавитацией. Действительная или „паровая” кавитация проявляется при заполнении каверн только парами жидкости.

Таким образом, в качестве критерия кавитации для случая высоконапорного дросселирования жидкости может быть использован безразмерный перепад давления на дроссельном устройстве – число Эйлера (Eu)

$$Eu = \frac{\Delta p - p_{кав}}{\rho V^2} = \frac{\Delta p}{p_{вх}} = \bar{\Delta p}.$$

Критерий Эйлера связан с числом кавитации соотношением

$$Eu + \chi = 1.$$

Безразмерным перепадом давления пользоваться намного удобнее, чем числом кавитации χ , так как безразмерное противодавление в частицах давления входа подсчитать намного проще, чем динамическое давление.

На основании полученных результатов исследований были разработаны рекомендации по использованию кавитационных технологий в системах гидропривода [9], в том числе по выбору типа и параметров дроссельных устройств для очистки от загрязнений поверхностей агрегатов, а также запатентован способ и устройство для очистки внутренних поверхностей трубопроводов [10]. Для этих целей рекомендовано использовать КГ с укороченными конфузorno-диффузорными насадками или с насадками типа трубки Вентури, имеющие лучшие энергетические показатели с точки зрения перевода энергии входного потока рабочей жидкости в энергию кавитационных колебаний давления (см. рис. 2).

Выводы

1. В качестве критерия кавитации для высоконапорного течения жидкости в дроссельных устройствах рекомендуется использовать безразмерный перепад давления $\bar{\Delta p}$ на дроссельном устройстве, который численно равен числу Эйлера (Eu).

2. Получены расчетные зависимости для определения критического перепада давления и гидродинамических коэффициентов при кавитационном истечении жидкости через дроссельное устройство.

3. Показана возможность использования значения критического перепада давления на дроссельном устройстве $\bar{\Delta p}_{кр}$ (порога кавитации) в качестве критерия оценки технического состояния рабочей жидкости, в частности для оценки водосодержания в авиационном топливе.

4. Даны рекомендации для выбора типа и параметров дроссельных кавитационных генераторов для очистки от загрязнений поверхностей деталей и внутренних поверхностей трубопроводов.

Литература

1. Бочаров, В.П. Гидро- и пневмоаппаратура жидкостно-газовых систем воздушных судов [Текст]: учеб. пособие / В.П. Бочаров, М.М. Глазков. – К.: КИИГА, 1985. – 76 с.
2. Луговской, А.Ф. Ультразвуковая кавитация в современных технологиях [Текст] / А.Ф. Луговской, Н.В. Чухраев. – К.: Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет», 2007. – 244 с.
3. Пилипенко, В.В. Кавитационные колебания [Текст] / В.В. Пилипенко. – К.: Наукова думка, 1989. – 316 с.
4. Кнэпп, Р. Кавитация [Текст] / Р. Кнэпп,

Л. Дейли, Ф. Хеммит. – М.: Мир, 1974. – 679 с.

5. Арзуманов, Э.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях [Текст] / Э.С. Арзуманов. – Л.: Энергия, 1978. – 303 с.

6. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов [Текст]: учеб. пособие / М.М. Глазков, В.Г. Ланецкий, Н.Г. Макаренко, И.П. Челюканов. – К.: КИИГА, 1987. – 64 с.

7. Баишта, Т.М. Машиностроительная гидравлика. 2-е изд., перер. и доп. [Текст] / Т.М. Баишта. – М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.

8. Деклараційний патент на корисну модель І1842 Україна МПК (2006). С01В37/00. Кавітаційний змішувач проточного типу / Ланецький В.Г.,

Глазков М.М., Тарасенко Т.В.; НАУ. – №и200506265; Заявл. 24.06.2005; Опубл. 16.01.2006, Бюл. № 1. – 2 с.: іл.

9. Глазков, М.М. Использование кавитационных технологий в системах гидропривода [Текст] / М.М. Глазков, Т.В. Тарасенко, В.И. Литвиненко // Промислова гідроліка і пневматика. – 2005. – №3 (9). – С. 86-90.

10. Деклараційний патент на корисну модель 51481 Україна В08В9/27. Спосіб очищення внутрішньої поверхні трубопроводу та пристрій для його здійснення / Глазков М.М., Курінков В.М., Тарасенко Т.В.; НАУ. – № 2002042866; Заявл. 09.04.2002; Опубл. 15.11.2002, Бюл. №11. – 2 с.: іл.

Поступила в редакцію 22.08.2012

Рецензент: д-р техн. наук, проф. каф. прикладной гидроаэромеханики и механотроники А.Ф. Луговской, Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев.

ДРОСЕЛЬНІ КАВІТАЦІЙНІ ГЕНЕРАТОРИ ТА ЇХ ЗАСТОСУВАННЯ В ТЕХНІЦІ

Г.Й. Зайончковський, Т.В. Тарасенко, В.Г. Ланецький, О.С. Пузик

Наведено результати досліджень витратних і гідродинамічних характеристик дросельних пристроїв, що використовуються у генераторах коливань тиску. У якості критерію кавітації для високонапірної течії рідини рекомендовано використовувати безрозмірний перепад тиску на дросельному пристрої, який чисельно дорівнює числу Ейлера. Отримані розрахункові залежності для визначення критичного перепаду тиску і гідродинамічних коефіцієнтів для кавітаційної течії крізь дросельний пристрій. Наведено приклади перспективного застосування дросельних кавітаційних генераторів у техніці.

Ключові слова: кавітаційний генератор, дросельний пристрій, критерії кавітації, гідродинамічні коефіцієнти.

THROTTLE CAVITATION GENERATORS AND IT'S APPLICATION IN TECHNOLOGY

G.I. Zaionchkovskyi, T.V. Tarasenko, B.G. Lanekhkyi, A.S. Puzik

Present the results of research supplies and hydrodynamic characteristics of the throttle devices used in generator pressure fluctuations. As cavitation criterion for high-head flow of fluid is recommended dimensionless pressure drop at the throttle device, which is numerically equal to Euler number. The obtained calculation dependences for determining the critical pressure drop and hydrodynamic coefficients for cavitation flow through the throttle device. Present examples of prospective application accelerator cavitation generators in technology.

Key words: cavitation generator, throttle device, cavitation criterions, hydrodynamic coefficients.

Зайончковський Геннадій Іосифович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри газогазових систем Національного авіаційного університету, г. Київ, Україна, e-mail: zaugidravlika@voliacable.com.

Тарасенко Тарас Валерієвич – канд. техн. наук, доцент кафедри газогазових систем Національного авіаційного університету, г. Київ, Україна.

Ланецький Василь Григор'євич – канд. техн. наук, доцент кафедри газогазових систем Національного авіаційного університету, г. Київ, Україна.

Пузик Алексей Сергеевич – аспірант кафедри газогазових систем Національного авіаційного університету, г. Київ, Україна.