

УДК 534.232

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРЯМОТОЧНОГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ИЗЛУЧАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

О. В. СУХАРЬКОВ

Одесская национальная академия связи имени А. С. Попова

Получено 26.12.2008

Рассмотрены особенности работы прямоточного гидродинамического излучателя с кольцевым соплом и ступенчатым препятствием в условиях гидростатического давления. Оптимизированы геометрические и гидродинамические параметры излучателей различных типоразмеров в зависимости от глубины погружения. Оценена эффективность преобразования кинетической энергии струи в энергию акустических волн как функция гидростатического давления в жидкости.

Розглянуто особливості роботи прямоточного гідродинамічного випромінювача з кільцевим соплом і східчастою перешкодою в умовах гідростатичного тиску. Оптимізовано геометричні й гідродинамічні параметри випромінювачів різного типорозміру в залежності від глибини занурення. Оцінено ефективність перетворення кінетичної енергії струменя в енергію акустичних хвиль як функцію гідростатичного тиску в рідині.

The paper deals with considering of operation peculiarities of the direct-flow hydrodynamic radiator with a circular nozzle and step obstacle subjected to a hydrostatic pressure. The geometrical and hydrodynamic parameters of the radiators with different sizes are optimized depending on the immersion depth. The efficiency of transformation of the stream kinetic energy to that of the acoustic waves is estimated as a function of hydrostatic pressure in the liquid.

ВВЕДЕНИЕ

При решении задач морской геологии, подводной связи, гидролокации, интенсификации технологических процессов широко применяются различные источники акустических колебаний, способные работать в условиях избыточного статического давления.

В зависимости от конкретных потребностей в гидроакустике используются звуковые (0.3...16) кГц и ультразвуковые (20...200) кГц частоты. Так, в диапазоне (500...2000) Гц дальность распространения под водой звука достигает (15...20) км, а в для ультразвука – (3...5) км [1, 2]. Звук мог бы распространяться и на значительно большие расстояния, однако в естественных условиях, кроме затухания, обусловленного вязкостью воды, присутствует ослабление звука за счет рефракции и поглощения различными неоднородностями жидкой среды. На ультразвуковых частотах, когда длины волн очень малы, влияние оказывают даже мелкие неоднородности типа микроорганизмов, газовых пузырьков и т. п. При этом коэффициент поглощения звука пропорционален квадрату частоты [3]. В связи с этим, в ряде приложений особое внимание уделяется разработке и исследованию низкочастотных гидроакустических излучателей.

Для низкочастотного ультразвукового диапазона наиболее широкое распространение получи-

ли излучатели магнитострикционного и пьезоэлектрического типов, у которых электроакустический КПД при излучении в жидкость составляет до 50 %. У серийных пьезоэлектрических преобразователей интенсивность излучения не превышает 5 Вт/см², а у магнитострикционных может достигать 15 Вт/см² (она ограничивается прочностью и нелинейными свойствами материала излучателей). Для увеличения интенсивности и амплитуды колебаний в низкочастотном диапазоне используют концентраторы в виде резонансных стержней переменного сечения, позволяющие получать амплитуды смещения до (50...80) мкм [4, 5]. Однако излучатели магнитострикционного и пьезоэлектрического типов нуждаются в дорогостоящем высоковольтном оборудовании, включающем сложные силовые электронные генераторы. К недостаткам магнитострикционных преобразователей типа большого кольца или витков следует отнести также большие удельные массы магнитострикционных материалов и необходимость применения поляризации при излучении. Кроме того, применяющаяся в пьезоэлектрических преобразователях керамика не обладает большой прочностью на разрыв, а это приводит к ее повреждению (растрескиванию) при высоких уровнях мощности [1, 2]. Что касается частотного диапазона генерируемых колебаний, то электроакустические излучатели эффективны лишь на высоких частотах (≥ 20 кГц) – уже при (5...6) кГц их КПД су-

ществено уменьшается. Из-за больших габаритов и массы использование этих преобразователей на частотах менее 1 кГц нецелесообразно. Кроме того, для них характерна резонансная амплитудно-частотная характеристика, а расширение полосы рабочих частот приводит к значительному уменьшению интенсивности звука. Вместе с тем, набранные из электроакустических излучателей антенные решетки, благодаря малой длине волны и узкой диаграмме направленности, обладают высокой разрешающей способностью.

Электродинамические излучатели в жидкости используют для работы на самых низких ультразвуковых частотах, а также в диапазоне слышимых частот, на которых применение резонансных магнитострикционных и пьезоэлектрических преобразователей становится затруднительным. Для излучения значительной мощности на низких частотах требуется большая амплитуда смещений излучающей поверхности, что реализуется с помощью податливой подвески диафрагмы. КПД таких излучателей при работе в жидкости составляет (5...6) % [4]. Основным недостатком электродинамических преобразователей – резкое уменьшение КПД или полная потеря работоспособности при увеличении глубины более 100 м вследствие повышения жесткости и возникновения усталостных явлений в диафрагмах.

Параметрические излучатели используют нелинейное взаимодействие первичных волн накачки и обладают сверхразрешением и широкополосностью – нижняя граница диапазона вторичных волн у них составляет порядка 100 Гц. Однако их относительно низкий КПД в морской воде – (3...5) % – существенно снижает глубину проникновения акустических волн в грунт [6].

Долгое время предметом исследований были водяные молоты и реактивные струи. Систематические попытки использовать энергию гидравлических аккумуляторов путем ее контролируемого преобразования в модулированный жидкостный поток привели к разработке нескольких типов излучателей, генерирующих тональный сигнал в диапазоне (50 Гц...5 кГц) [1,7]. К их недостаткам следует отнести относительную сложность эксплуатации.

Отдельный тип преобразователей составляют гидродинамические излучатели (ГДИ) с пульсирующей кавитационной областью [8]. Неоспоримые их преимущества – простота эксплуатации, отсутствие источников высокого напряжения и вредных высокочастотных электромагнитных полей, малые габариты и масса, отсутствие вибрирующих элементов конструкции, обуславливающее

длительный срок службы. ГДИ с пульсирующей кавитационной областью можно разделить на два типа – прямоточные и противоточные.

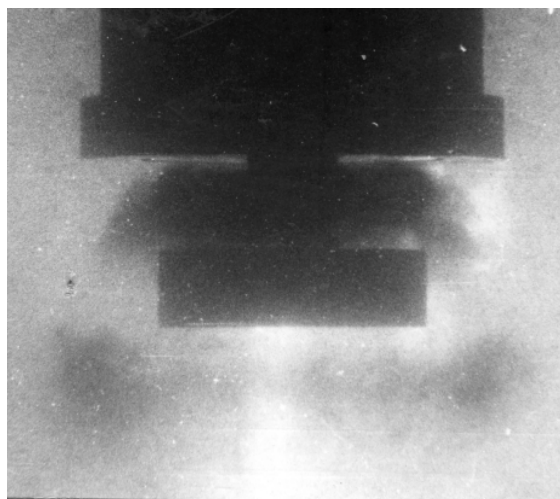
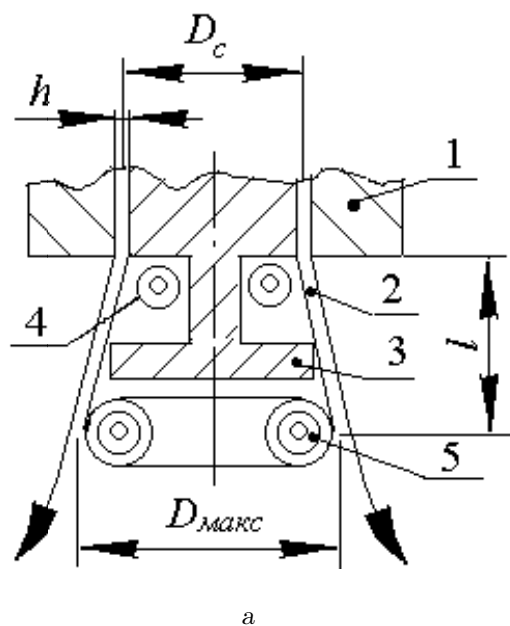
Ранее были проведены экспериментальные исследования по оптимизации рабочих параметров противоточных ГДИ в широком диапазоне гидростатических давлений (0.1...2.5) МПа [9,10]. Это позволило получить для противоточного ГДИ акусто-гидродинамический КПД [9], уточнить координаты зоны звукообразования и двумя способами (гидродинамическим и акустическим) определить его интенсивность и удельную энергию вблизи вторичного вихря за один период колебаний [10]. Однако для прямоточного ГДИ с кольцевым соплом и ступенчатым препятствием оптимизация рабочих параметров и исследование акустических характеристик проводилось лишь в малом диапазоне избыточных статических давлений (0.003...0.2) МПа [11–14].

Цель данной статьи состоит в оптимизации рабочих параметров прямоточных ГДИ и оценка акусто-гидродинамической эффективности данных излучателей в расширенном диапазоне гидростатических давлений.

1. МОДЕЛЬ ПРЯМОТОЧНОГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ИЗЛУЧАТЕЛЯ

Рассмотрим предложенную ранее физическую модель прямоточного ГДИ с кольцевым соплом и ступенчатым препятствием [15,16], рис. 1, а. Из кругового щелевого сопла 1 с регулируемой скоростью вытекает кольцевая струя 2. Ступенчатое препятствие 3 способствует формированию из струи осесимметричной упругой “оболочки”. Накопителем энергии является неустойчивый первичный кавитационный вихрь 4 в форме тороида, пульсации которого возбуждают изгибные колебания в струйной оболочке 2. Вырывающийся наружу поток с кавернами создает вторичную тороидальную область 5 с развитой кавитацией. При этом в рабочей зоне излучателя образуется своеобразная резонансная система, состоящая из внутренней упругой кавитирующей среды, струйной оболочки и присоединенной массы внешней жидкости. Она создает обратную акустическую связь, навязывая автоколебания струйной оболочке и обеспечивая ей стабильную частоту автоколебаний [17].

На рис. 1, б представлена фотография излучателя в процессе генерирования интенсивных акустических колебаний при оптимальном режиме его работы. Видно, что зона звукообразования (зона наибольшей кавитационной активности 5) находи-



б

Рис. 1. Прямоточный ГДИ с кольцевым соплом и ступенчатым препятствием:

 а – физическая модель,
 б – фотография на просвет

тся за пределами конструктивных элементов излучателя. Таким образом, сама конструкция ГДИ не подвергается действию кавитационной эрозии. В процессе работы ГДИ часть потока струи уходит в окружающую среду и в колебания не участвует, поэтому в разработанной модели длину l оболочки можно определить расстоянием от щелевого сопла

1 до центра вторичной кавитационной области 5.

Геометрическими параметрами струйной оболочки являются D_c , D_{max} , l , h – диаметры оснований, длина и толщина оболочки; гидродинамическими параметрами – ρ , Γ , P_* , v – плотность, параметр адиабатической сжимаемости, внутреннее давление (прочность жидкости) и скорость струи на выходе из сопла. Прочность жидкости на разрыв зависит от температуры, газосодержания, степени чистоты жидкости и др. Анализ геометрических параметров прямоточного ГДИ подтвердил предположение о том, что оболочка имеет длину порядка радиуса ($\pi R/l \approx 1$) и угол между ее образующей и осью мал [13]. В соответствии с этим рассматривались колебания затопленной цилиндрической струйной оболочки, жестко заземленной на одном и свободной на другом основании, которая деформируется под действием сил, равномерно распределенных по ее внутренней поверхности (все геометрические параметры считаются известными).

С помощью методики, описанной в работах [15, 16, 18], аналитически получена формула для расчета частоты основной гармоники собственных колебаний, генерируемых прямоточным излучателем:

$$f_0 = \frac{1}{\pi D_{\text{цил}}} \sqrt{\frac{(12 + 0.25k_0^4 h^2 D_{\text{цил}}^2) E}{12\rho}}, \quad (1)$$

где $k_0 = 1.8751/l$ – параметр, соответствующий минимальному значению собственной частоты оболочки; E – модуль объемной упругости жидкости. Средний диаметр эквивалентного цилиндра оболочки $D_{\text{цил}} = (D_c + D_{max})/2$ можно оценить по фотографиям работающего излучателя (см. рис. 1, б). Выразим величину E через коэффициенты объемной сжимаемости жидкости [19]:

$$E = \frac{1}{3} \left[\chi_1 (P_* + \Delta P_{\text{ст}}) + \chi_2 (P_* + \Delta P_{\text{ст}})^2 + \chi_3 (P_* + \Delta P_{\text{ст}})^3 \right].$$

Здесь $\Delta P_{\text{ст}}$ – избыточное (по сравнению с атмосферным) статическое давление в рабочей среде; χ_1 , χ_2 , χ_3 – коэффициенты в модели жидкости Тета [20]. Коэффициент χ_1 характеризует отклонение упругих свойств жидкости от закона Гука в первом приближении и практически не изменяется в широком диапазоне температур, но зависит от концентрации мелкодисперсных включений в жидкости. Для большинства жидкостей его значение находится в диапазоне $\chi_1 = (4 \dots 12)$.

Абсолютные величины нелинейных коэффициентов быстро уменьшаются. Вопрос о нелинейных параметрах более высоких порядков эквивалентен вопросу о том, насколько реальная жидкость отвечает модели жидкости Тета [19, 20]. В работах [16, 18] показано, что при звуковых частотах колебаний струйной оболочки достаточно учитывать значения первых трех коэффициентов. В нашем случае для отстоянной в течение трех недель при стабильной температуре водопроводной воды, не подвергнутой специальной обработке [19], были приняты значения: $P_* = 0.545$ МПа, $\chi_1 = 7.5$, $\chi_2 = 1.6 \cdot 10^{-6}$ Па⁻¹, $\chi_3 = 4.7 \cdot 10^{-12}$ Па⁻².

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Условия погружения прямооточного ГДИ с кольцевым соплом и ступенчатым препятствием моделировались на разработанном лабораторном стенде, схема которого представлена на рис. 2. Он состоит из герметичной емкости 1 с иллюминаторами 3, внутри которой в затопленном состоянии размещены гидродинамический излучатель 4, гидрофон 11 и термометр 10. Силовая часть стенда включает в себя насосный агрегат 2 с плавно регулируемым расходом рабочей жидкости и систему трубопроводов. Насос обеспечивает номинальное давление 11.5 МПа при номинальном расходе рабочей жидкости 25 м³/час. Расход рабочей жидкости измеряется индукционным расходомером 7, а давление нагнетания контролируется манометром 8. Устройство 5 служит для обеспечения в рабочей емкости 1 заданного избыточного статического давления (0.003...2.4) МПа, измеряемого образцовым манометром 6. В качестве устройства 5 в стенде использовались дополнительный насос, регулируемый игольчатый клапан и вспомогательная емкость с рабочей жидкостью [10]. Заметим, что в емкости 1, на входе и выходе насоса 2 создавалось одинаковое давление и поддерживалось постоянное газосодержание во всем объеме рабочей жидкости.

Аппаратура регистрации и анализа акустических сигналов, поступающих от калиброванного гидрофона 11, включает в себя герметичный электрический разъем 9, осциллограф 12, вольтметр 13, анализатор частотного спектра 14, комплект переключателей и соединительных проводов. Визуальное наблюдение работы гидродинамического излучателя 4 и фотосъемка проводились через иллюминаторы 3. Фотография одного из работающих излучателей в процессе генерирования интенсивных акустических колебаний представлена на

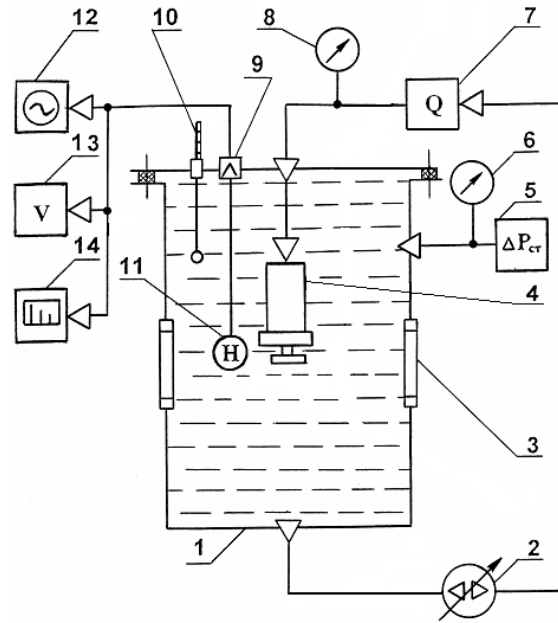


Рис. 2. Схема лабораторного стенда, использовавшегося в экспериментах

рис. 1, б. Рабочей жидкостью служила водопроводная вода, которая для установления равновесия газосодержания отстаивалась в течение трех недель. Температура воды поддерживалась в пределах (19...21)°С, что обеспечивало постоянность плотности и вязкости жидкой среды. Скорость v истечения жидкости из сопла ГДИ регулировалась насосом 2. Она рассчитывалась по измеренному расходу Q и известной площади S_c торцевого сечения кольцевого сопла. Подбором оптимальной скорости струи на выходе из сопла излучатель во всех измерениях настраивался на максимальный уровень акустического сигнала [14].

В работах [8, 21, 22] исследовано распределение акустических полей для противоточного и прямооточного ГДИ в замкнутых емкостях, габариты которых соизмеримы с длиной волны генерируемых колебаний. Для обоих типов излучателей звуковое давление с удалением от зоны звукообразования убывало обратно пропорционально расстоянию как для общего сигнала, так и для первых трех гармоник на расстояниях (10...170) мм. При проведении исследований гидрофон размещался вне завихренного потока, образуемого отходящей от ГДИ прерывистой затопленной струей, в зоне линейного затухания генерируемого акустического сигнала [22].

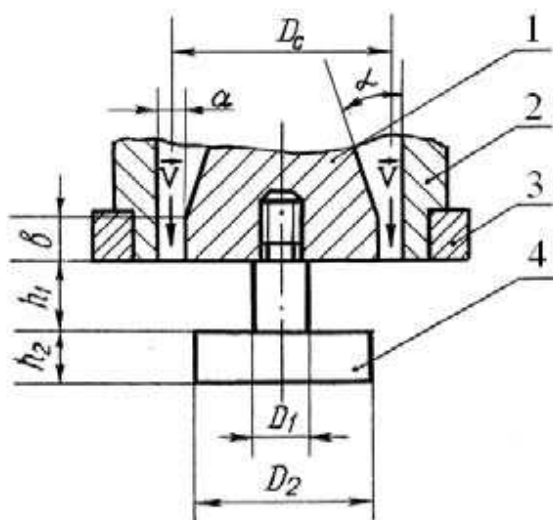


Рис. 3. Схема прямого ГДИ с кольцевым соплом и ступенчатым препятствием

3. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

3.1. Оптимизация параметров осесимметричного прямого ГДИ

Основным типоразмером рассматриваемого прямого ГДИ служит отношение a/D_c , где a – ширина щели кольцевого сопла; D_c – средний диаметр сопла (рис. 3). В ходе экспериментов исследовались акустические характеристики девяти осесимметричных прямооточных ГДИ. Ширина щели кольцевого сопла a изменялась в интервале (0.3...1.5) мм, а средние диаметры сопла D_c принимали значения (6.5...32) мм.

В работе [12] при $\Delta P_{ст} = \text{const} = 0.003$ МПа были оптимизированы геометрические параметры кольцевого сопла рассматриваемого излучателя. Согласно приведенным результатам, угол между конической поверхностью обтекателя 1 и цилиндрической поверхностью корпуса 2 излучателя должен быть $\alpha = 13.5^\circ$. Конические сопла с таким углом обладают наибольшими коэффициентами расхода и скорости в широком диапазоне чисел Рейнольдса и близки по гидродинамическим характеристикам к коноидальным соплам. Зависимость акустического давления от параметра, связывающего высоту цилиндрической части обтекателя и ширину щели кольцевого сопла, носит экстремальный характер и принимает максимальное значение при $b/a = (3...5)$. Кольцевое сопло, состоящее из конусо-цилиндрического обтекателя и цилиндрического корпуса, обеспечивает стро-

го заданное формирование кольцевой струи перед обтеканием ею ступенчатого препятствия. Такая его конструкция позволяет существенно повысить стабильность режима генерирования звуковых волн. На амплитудные и частотные характеристики прямооточных ГДИ существенное влияние оказывает средний диаметр сопла, которому обратно пропорциональна частота основной гармоники акустических колебаний. Незначительное влияние ширины щели сопла на гидродинамическую мощность струи, амплитуду и частоту генерируемого сигнала при оптимальном режиме позволяет питать данный тип излучателей от насосов различной производительности.

Дальнейшие исследования [13] позволили оптимизировать геометрические параметры ступенчатого цилиндрического препятствия 4 (см. рис. 3), оказывающие значительное влияние на процесс гидродинамического звукообразования. Установлено, что зависимость величины акустического давления от расстояния h_1 между торцевым сечением сопла и большим цилиндром препятствия носит экстремальный характер. При этом диапазон его оптимальных значений по отношению к среднему диаметру сопла излучателя составляет $h_1/D_c = (0.25...0.35)$. Оптимизирована глубина кольцевого паза $(D_c - D_1)/2$, в котором происходит локализация первичной тороидальной кавитационной области. Ее оптимальное по отношению к среднему диаметру сопла ГДИ находится в интервале $(D_c - D_1)/2D_c = (0.35...0.38)$. Из конструктивных соображений увеличивать глубину кольцевого паза более чем $0.38D_c$ (и тем самым уменьшать диаметр D_1 малого цилиндра ступенчатого препятствия до нуля) нецелесообразно.

Эксперимент показал, что снижение относительной высоты h_2/a большого цилиндра препятствия с 12 до 4 практически не влияет на величину генерируемого сигнала и частоту основной гармоники звука. Если же параметр $h_2/a \rightarrow 1$, то акустическое давление $P_{ак}$ понижается примерно на (30...40) %. В этом случае исследуемые ГДИ работают нестабильно, что проявляется в неустойчивости уровня низших гармоник регистрируемого частотного спектра. Визуальные наблюдения и фотосъемка на просвет показали, что соблюдение условия $h_2/a = (4...6)$ позволяет вынести вторичную кавитационную область (зону эрозионной активности) за конструкционные элементы ГДИ. Последнее обстоятельство значительно увеличивает срок службы прямооточного излучателя.

Проверено соответствие математической модели затопленной цилиндрической струйной оболочки характеристикам генерируемого акустического

сигнала при $\Delta P_{ст} = \text{const} = 0.003$ МПа. Для формулы расчета частоты основной гармоники звуковых волн (1) установлено не только качественное, но и количественное согласование между теоретическими и экспериментальными данными [12–14].

Вторичная тороидальная кавитационная область 5 (см. рис. 1) представляет собой сложную двухфазную систему [23], которая при повышении избыточного статического давления может сжиматься. Это, в свою очередь, приводит к деформации свободного края струйной оболочки в направлении оси излучателя. Поэтому при использовании прямого ГДИ на глубине необходимо оптимизировать параметр D_2/D_c , связывающий диаметр большого цилиндра ступенчатого препятствия со средним диаметром сопла излучателя. Для этого использовался набор различных ступенчатых препятствий 4 (см. рис. 3), которые устанавливались на торцевом сечении сопла. В ходе экспериментов параметр D_2/D_c изменялся в интервале (0.45...1) для ГДИ с основным типоразмером $a/D_c = 0.5/13$. При этом излучатель настраивался на максимальный уровень акустического сигнала за счет соответствующего выбора скорости струи для каждого значения $\Delta P_{ст}$. Исследования проводились в расширенном диапазоне избыточных статических давлений – $\Delta P_{ст} = (0.003 \dots 2.4)$ МПа.

Полученные результаты представлены на рис. 4 в виде зависимостей $P_{ак}(D_2/D_c)$ при фиксированных статических давлениях в рабочей емкости. Следует отметить, что каждая из кривых характеризуется наличием экстремума. С увеличением D_2/D_c уровень акустического сигнала вначале возрастает до некоторого максимума, а затем убывает. Установлено, что положение максимумов зависимостей $P_{ак}(D_2/D_c)$ при увеличении избыточного статического давления смещается в сторону уменьшения параметра D_2/D_c . Таким образом, при использовании прямого ГДИ на определенной глубине для генерирования максимального акустического сигнала необходимо выбрать оптимальное значение соотношения диаметра большого цилиндра ступенчатого препятствия и среднего диаметра кольцевого сопла. Зависимость оптимального геометрического параметра $(D_2/D_c)_{опт}$ от статического давления представлена на рис. 5. При $\Delta P_{ст} > 2.2$ МПа наблюдается тенденция $(D_2/D_c)_{опт} \rightarrow 0.55$. Аналогичные зависимости получены для ГДИ со значениями основного типоразмера $a/D_c = 0.5/6.5$ и $0.5/19.5$.

Ранее было установлено, что для осесимметричных ГДИ чрезмерное увеличение избыточного статического давления в окружающей среде (ско-

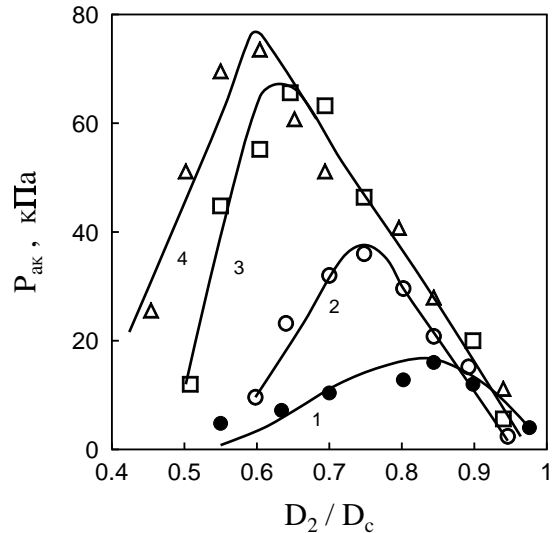


Рис. 4. Зависимость уровня акустического сигнала от параметра D_2/D_c при избыточном статическом давлении:

- 1 – $\Delta P_{ст} = 0.003$ МПа, 2 – $\Delta P_{ст} = 0.07$ МПа,
- 3 – $\Delta P_{ст} = 1.5$ МПа, 4 – $\Delta P_{ст} = 2.2$ МПа

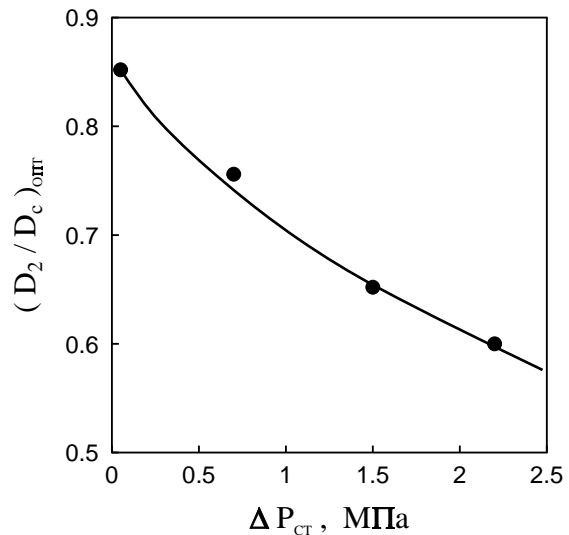


Рис. 5. Зависимость оптимального соотношения диаметра большого цилиндра препятствия и среднего диаметра сопла от статического давления

рость струи оставалась фиксированной) приводит к исчезновению кавитации в тороидальной вихревой зоне и срыву процесса звукообразования. Поэтому с увеличением гидростатического давления необходимо повышать скорость струи на выходе сопла, т.е. подводить большую кинетическую энергию, поддерживая приблизительно постоянными число кавитации и концентрацию каверн в

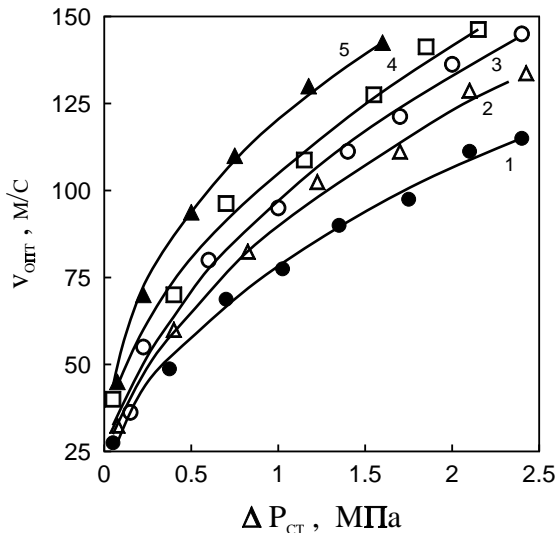


Рис. 6. Зависимость оптимальной скорости струи ГДИ от статического давления:

1 - $a/D_c = 0.5/6.5$, 2 - $a/D_c = 0.5/13$,
3 - $a/D_c = 0.5/19.5$, 4 - $a/D_c = 0.5/26$,
5 - $a/D_c = 0.5/32$

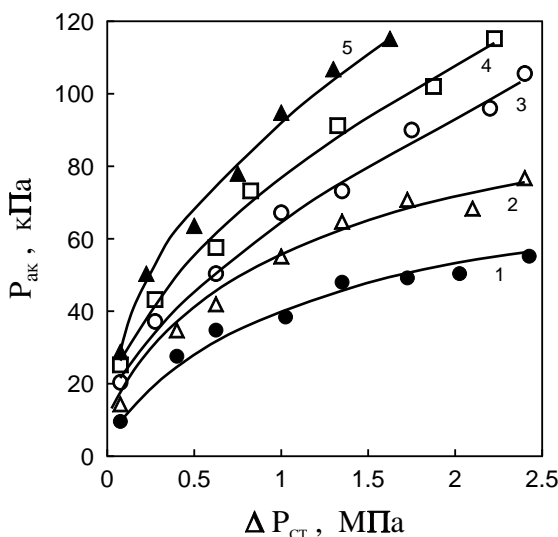


Рис. 7. Зависимость уровня акустического сигнала ГДИ от статического давления:

1 - $a/D_c = 0.5/6.5$, 2 - $a/D_c = 0.5/13$,
3 - $a/D_c = 0.5/19.5$, 4 - $a/D_c = 0.5/26$,
5 - $a/D_c = 0.5/32$

тороидальном вихре [10]. На рис. 6 семейством кривых представлена зависимость оптимальной скорости струи $v_{\text{опт}}$ от $\Delta P_{\text{ст}}$ для прямооточных ГДИ с различными типоразмерами. Видно, что с увеличением среднего диаметра сопла необходимо также повышать $v_{\text{опт}}$ во всем диапазоне $\Delta P_{\text{ст}}$.

Зависимости величины акустического давления $P_{\text{ак}}$ от статического давления $\Delta P_{\text{ст}}$ для излучателей с различными типоразмерами показаны на рис. 7. Видно, что для всех прямооточных ГДИ с увеличением $\Delta P_{\text{ст}}$ от 0.003 до 2.4 МПа уровень звука монотонно растет. Вместе с тем, повышение гидростатического давления в герметичной емкости позволяет целенаправленно изменять частотные характеристики излучателей.

Для каждого ГДИ с определенной геометрией реализуется возможность плавно менять частоту основной гармоники акустического сигнала в широком диапазоне значений [11]. Это позволило разработать полуавтоматический агрегат для очистки деталей машин, работающий при повышенном статическом давлении в рабочей камере [24]. Его конструкция дает возможность вести очистку прецизионных деталей от эксплуатационных и технологических загрязнений с высокой степенью адгезии к металлической поверхности, уменьшить продолжительность процесса очистки и снизить концентрацию химически активных веществ в моющей жидкости, что способствует повышению экологичности процесса очистки. Агрегат позволяет существенно снизить энергозатраты технологического процесса по сравнению с известными ультразвуковыми и жидкоструйными установками. При этом производительность и качество очистки сопоставимы с очисткой на ультразвуковых установках, в которых рабочими органами служат энергоемкие электроакустические преобразователи [25].

3.2. Оценка эффективности генерирования акустических волн прямооточными ГДИ в водной среде

Поскольку длины излучаемых акустических волн на два порядка превышают габариты пульсирующей области, можно сделать вывод о том, что данные ГДИ представляют собой монополярные источники звука [21, 22]. В статье [26] приведены результаты исследований эффективности преобразования энергии турбулентной струи жидкости в энергию акустических волн для противоточного излучателя при малом избыточном статическом давлении (0.003...0.005) МПа. В качестве модели такого источника рассматривалась пульсирующая сфера малого радиуса. Это позволило рассчитать объемную скорость ГДИ, излучаемую мощность [4, с. 145–148] и оценить эффективность преобразования кинетической энергии струи жидкости в энергию акустических волн. Согласно выполненным расчетам, акустический КПД в водной среде составил примерно (6.5...6.8) %. Была

проведена експериментальна перевірка результатів розрахунку калориметричним методом, який полягав у порівнянні кількості теплоти, виділеної ГДИ при його налаштуванні на максимальний рівень звукового тиску і в режимі турбулентного шуму. Обробка даних експерименту показала, що акустичний КПД коливається в межах (7.5...8) %. В тому випадку, коли як робочий середовище використовувалося трансформаторне масло, воно було трохи вище – приблизно 9 %. Інтерес представляє оцінка ефективності перетворення кінетичної енергії затопленої струї рідини в енергію звукових хвиль для прямооточних ГДИ з різними значеннями основного типорозміру в розширеному діапазоні гідростатических тисків (0.103...2.5) МПа.

Згідно [22], для розглянутого ГДИ вивчається акустична потужність, яку можна визначити за формулою

$$N_{\text{ак}} = \frac{4\pi R^2 P_{\text{ак}}^2}{\rho c},$$

де $P_{\text{ак}}$ – ефективне значення звукового тиску, виміряне каліброваним гідрофоном; R – відстань від центру зони звукоутворення до гідрофона; c – швидкість звуку в рідині. Розраховуємо гідродинамічну потужність струї $N_{\text{гд}}$ через кінетичну енергію потоку на виході з кільцевого сопла:

$$dE_{\text{к}} = \frac{v^2 dm}{2} = \frac{v^2 \rho dV}{2},$$

де dV – елементарний об'єм рідини масою dm , що виходить з сопла за час dt , т.е. $dV = (\pi a D_c) v dt$. Тоді гідродинамічна потужність вихідної струї рідини в налаштованому на максимальний сигнал випромінювачі визначається виразом

$$N_{\text{гд}} = \frac{dE_{\text{к}}}{dt} = \frac{(\pi a D_c) \rho v^3}{2},$$

де $v_{\text{опт}}$ – швидкість струї в оптимальному режимі роботи випромінювача.

Введемо акусто-гідродинамічний КПД прямооточного ГДИ для оцінки ефективності перетворення кінетичної енергії струї рідини в енергію акустичних хвиль:

$$\eta = \frac{N_{\text{ак}}}{N_{\text{гд}}} = \frac{8R^2 P_{\text{ак}}^2}{(a D_c) \rho^2 c v_{\text{опт}}^3}.$$

Припустимо умовно, що при $\Delta P_{\text{ст}} = 0.003$ МПа і $D_2/D_c = 0.85$ для випромінювача з основним типорозміром $a/D_c = 0.5/13$ відносний акусто-гідродинамічний КПД $\eta_{\text{отн}} = 1$ (іменно при

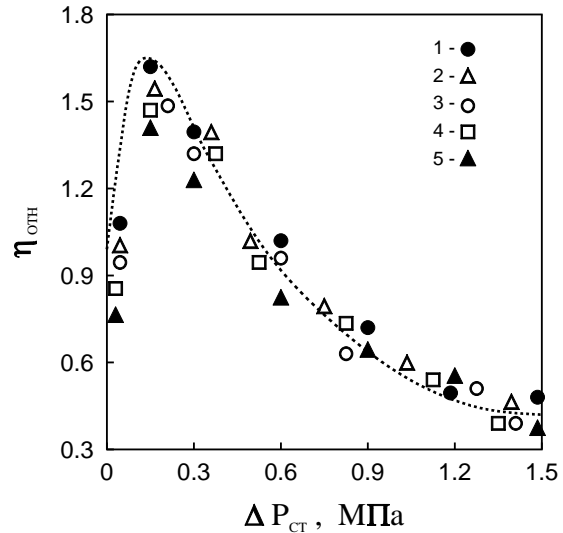


Рис. 8. Апроксимація розрахункових даних залежності відносного акусто-гідродинамічного КПД від надлишкового статического тиску:

$$\begin{aligned} 1 - a/D_c = 0.5/6.5, / 2 - a/D_c = 0.5/13, \\ 3 - a/D_c = 0.5/19.5, / 4 - a/D_c = 0.5/26, \\ 5 - a/D_c = 0.5/32 \end{aligned}$$

цих геометричних параметрів було отримано максимальний рівень звукового сигналу при надлишковому статическому тиску, близькому до атмосферного). З цим значенням КПД в ході досліджень порівнювалися аналогічні величини при різних значеннях $\Delta P_{\text{ст}}$, a/D_c і D_2/D_c . Відносна ефективність для всіх випромінювачів визначалася за формулою

$$\begin{aligned} \eta_{\text{отн}} &= \frac{\eta(\Delta P_{\text{ст}}; D_2/D_c)}{\eta(0.003; 0.85)} = \\ &= \frac{P_{\text{ак}}^2(\Delta P_{\text{ст}}; D_2/D_c)}{P_{\text{ак}}^2(0.003; 0.85)} \frac{v_{\text{опт}}^3(0.003; 0.85)}{v_{\text{опт}}^3(\Delta P_{\text{ст}}; D_2/D_c)}. \end{aligned} \quad (2)$$

Результати розрахунку ефективності $\eta_{\text{отн}}$ за експериментальними залежностями оптимальної швидкості $v_{\text{опт}}(\Delta P_{\text{ст}})$ і $P_{\text{ак}}(\Delta P_{\text{ст}})$, згідно рис. 6 і 7, представлені на рис. 8. Аналіз залежності $\eta_{\text{отн}}(\Delta P_{\text{ст}})$ для всіх значень типорозміру прямооточного ГДИ показав, що апроксимація розрахункових даних характеризується наявністю екстремуму. Максимум відносного акусто-гідродинамічного КПД відповідає надлишковому статическому тиску $\Delta P_{\text{ст}} = (0.14...0.15)$ МПа. При цьому для випромінювача з найбільшим середнім діаметром сопла ($D_c = 32$ мм) КПД становить приблизно $\eta_{\text{отн}}^{\text{max}} = 1.4$, а з найменшим ($D_c = 6.5$ мм) –

достигает значения $\eta_{\text{отн}}^{\text{max}} = 1.6$. С увеличением $\Delta P_{\text{ст}}$ от 0.15 МПа до 1.5 МПа относительный акусто-гидродинамический КПД убывает примерно до $\eta_{\text{отн}} = (0.4 \dots 0.5)$. Дальнейшее повышение избыточного статического давления ($\Delta P_{\text{ст}} = (1.5 \dots 2.4)$ МПа) практически не влияет на величину $\eta_{\text{отн}}$. Полученные данные об эффективности преобразования энергии струи жидкости в энергию акустического сигнала для прямооточных ГДИ не противоречат результатам расчета $\eta_{\text{отн}}$ для противоточного излучателя [9].

ВЫВОДЫ

1. Проведена оптимизация геометрических и гидродинамических параметров излучателей различных типоразмеров в расширенном диапазоне гидростатических давлений. Показано, что для достижения максимального уровня звука на заданной глубине погружения излучателей необходимо, во-первых, выбрать оптимальное значение соотношения диаметра большого цилиндра ступенчатого препятствия и среднего диаметра кольцевого сопла, во-вторых, подобрать соответствующую этой глубине скорость истечения жидкости из сопла.
2. Установлено, что повышение гидростатического давления в герметичной емкости позволяет целенаправленно изменять частотные характеристики излучателей. Реализуется возможность для каждого излучателя определенного типоразмера плавно менять частоту основной гармоника акустического сигнала в широком диапазоне.
3. Проведена оценка акусто-гидродинамической эффективности прямооточных излучателей в зависимости от глубины погружения. Подбором параметров ГДИ и соответствующего значения избыточного статического давления можно существенно, в (1.4...1.6) раза, увеличить КПД излучателей.

1. *Гидроакустика за 20 лет / Сб. статей по мат. 80-го съезда Акуст. общ-ва США.* – Л.: Судостроение, 1975. – 176 с.
2. *Урик Р. Дж. Основы гидроакустики.* – Л.: Судостроение, 1978. – 448 с.
3. *Новиков Б. К., Руденко О. В., Тимошенко В. И. Нелинейная гидроакустика.* – Л.: Судостроение, 1981. – 264 с.

4. *Ультразвук: Маленькая энциклопедия / Под ред. И. П. Голяминой и др.* – М.: Сов. энцикл., 1979. – 400 с.
5. *Costes S., Tierce P. Characterization of efficiency of ultrasonic equipment. Experimental results of different kinds of transducers // Proc. 3-rd Meet. Appl. Power Ultrasound in Phys. Chem. Proces.* – Paris, 2001. – P. 137–142.
6. *Акустика дна океана / Под ред. У. Куперман и Ф. Енсен.* – М.: Мир, 1984. – 454 с.
7. *Wallen A. E., Whitthead P. L. An acoustic projector pressure relief equalization system – APPRES // West. Electron. Eng.* – 1972. – **16**, N 3. – P. 17–21.
8. *Назаренко А. Ф. Об одном механизме гидродинамического звукообразования // Акуст. ж.* – 1978. – **24**, N 4. – С. 573–576.
9. *Дудзинский Ю. М., Назаренко А. Ф. Эффективность работы осесимметричных гидродинамических излучателей в условиях избыточного статического давления // Акуст. ж.* – 1996. – **42**, N 4. – С. 569–572.
10. *Дудзинский Ю. М., Маничева Н. В., Назаренко О. А. Оптимизация параметров широкополосного акустического излучателя в условиях избыточных статических давлений // Акуст. вісн.* – 2001. – **4**, N 2. – С. 38–46.
11. *Дудзинский Ю. М., Сухарьков О. В., Маничева Н. В. Энергетика прямооточного гидродинамического излучателя в условиях гидростатического давления // Акуст. вісн.* – 2004. – **7**, N 1. – С. 44–49.
12. *Сухарьков О. В. Акустические характеристики осесимметричных прямооточных гидродинамических излучателей // Наук. праці ОНАЗ ім. О. Попова.* – 2005. – N 2. – С. 60–65.
13. *Сухарьков О. В. Экспериментальное исследование акустических характеристик осесимметричных прямооточных гидродинамических излучателей // Наук. праці ОНАЗ ім. О. Попова.* – 2006. – N 1. – С. 74–79.
14. *Сухарьков О. В. Влияние скорости струи на акустические характеристики осесимметричного гидродинамического излучателя // Наук. праці ОНАЗ ім. О. Попова.* – 2006. – N 2. – С. 78–84.
15. *Дудзінський Ю. М., Сухарьков О. В., Манічева Н. В. Модель прямооточного гідродинамічного випромінювача з кільцевим соплом і східчастою перешкодою // Акуст. вісн.* – 2004. – **7**, N 3. – С. 49–54.
16. *Дудзинский Ю. М. Динамика затопленной осесимметричной кольцевой струи // Доп. НАН України.* – 2006. – N 1. – С. 46–51.
17. *Вовк И. В., Гринченко В. Т., Дудзинский Ю. М. О возможном механизме автоколебаний в струйных гидродинамических излучателях с развитой кавитацией // Акуст. вісн.* – 2008. – **11**, N 2. – С. 16–23.
18. *Дашенко А. Ф., Дудзинский Ю. М. Собственные колебания струйной оболочки в условиях гидростатического давления // Прикл. мех.* – 2004. – **40**, N 12. – С. 92–98.
19. *Кнэпп Р., Дейли Дж., Хэммит Ф. Кавитация.* – М.: Мир, 1974. – 688 с.
20. *Корнфельд М. Упругость и прочность жидкостей.* – М.: ГИТТЛ, 1951. – 150 с.
21. *Дудзинский Ю. М. Ближнее поле осесимметричного гидродинамического излучателя // Акуст. вісн.* – 2004. – **7**, N 4. – С. 48–51.

22. Сухарьков О. В. Экспериментальное исследование акустического поля прямогочного гидродинамического излучателя // Наук. праці ОНАЗ ім. О. Попова.– 2007.– N 1.– С. 39–44.
23. Singhal A. K., Athavale M. M., Li H., Jiang Y. Mathematical basis and validation of the full cavitation model // ASME J. Fluids Eng.– 2002.– N 124.– С. 617–624.
24. Сухарьков О. В., Сухарьков А. О. Пат. 29954 Україна.– МПК В 08 В 3/12.– Агрегат для очищення виробів від забруднень.– N u200702452.– Заявл. 06.03.07, опубл. 11.02.08. – Бюл. N 3.
25. Сухарьков О. В., Сухарьков А. О. Агрегат для очищення прецизійних деталей в умовах підвищеного статичного тиску // Машинознавство.– 2007.– N 4(118).– С. 44–47.
26. Назаренко А. Ф. К вопросу оценки эффективности преобразования энергии струи жидкости в энергию акустических колебаний // Акуст. ультразвук. техн.– 1980.– N 15.– С. 42–44.