

УДК 534.232

ОЦЕНКА СИЛОВЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ, ГЕНЕРИРУЕМЫХ ПРОТИВОТОЧНОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ИЗЛУЧАЮЩЕЙ СИСТЕМОЙ (ВТОРОЕ ПРИБЛИЖЕНИЕ)

А. Ф. Назаренко¹, Т. М. Слиозберг¹, А. А. Назаренко^{2†}

¹Одесский национальный политехнический университет
пр. Шевченко, 1, Одесса, 65044, Украина
E-mail: vaanisimov@icn.od.ua

²Одесская национальная академия связи им. А. С. Попова
вул. Кузнечная, 1, Одесса, 65029, Украина

Получено 27.06.2017

Статья посвящена изучению физических процессов, протекающих в акустических излучателях гидродинамической природы. Устройства такого рода используются для генерации мощных акустических сигналов в водной среде за счет преобразования энергии потока в энергию автоколебательного процесса, развивающегося за счет возникновения кавитационной зоны в фазе разрежения жидкости. Они находят применение в различных технологических устройствах, в частности, в системах очистки твердых поверхностей. Ранее физические модели для различных модификаций таких излучателей были разработаны в первом приближении, постулирующем осевую симметрию звукообразующего объема жидкости. В результате применения метода последовательных приближений были получены предварительные данные относительно второго приближения, вносящего уточнения в представления о геометрии звукообразующего элемента кавитационной природы. В данном исследовании продолжено рассмотрение второго приближения модели на примере противоточной гидродинамической излучающей системы. В его рамках исследованы силовые и энергетические характеристики генерируемых колебаний, в частности, механоакустический КПД излучателя. При этом в качестве базовой выбиралась конфигурация звукообразующего элемента в виде несимметричного бочкообразного объема жидкости. Показано, что для силовых и энергетических характеристик генерируемых колебаний различия между вторым и первым приближениями не являются существенными. Сделан вывод относительно быстрой сходимости примененного метода последовательных приближений при определении интегральных параметров процесса.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: автоколебательный процесс, гидродинамическая излучающая система, кавитационное звукообразование, трехпараметрическая модель

1. ВВЕДЕНИЕ

Воздействие акустических колебаний на технологические процессы в жидкостях и на границе жидкости с твердыми телами — одно из эффективных средств их интенсификации. Этим обстоятельством и определяется значительный интерес к разработке и исследованию источников акустических колебаний в жидких средах.

Гидродинамические излучающие системы обладают рядом преимуществ по сравнению с другими устройствами аналогичного назначения. В частности, применение гидродинамических систем со звукообразующим элементом кавитационной природы, благодаря оригинальному механизму звукообразования, в некоторых случаях оказывается предпочтительным по сравнению с магнитострикционными, пьезоэлектрическими, а также гидродинамическими излучателями прочих типов.

В данной работе рассматривается одна из модификаций гидродинамических излучающих систем со звукообразующим элементом кавитационной природы [1] — противоточная. Математическая модель процессов, происходящих в ней при генерации колебаний, впервые изложена в публикации [2]. При ее разработке были неизбежны некоторые ограничивающие допущения. В частности, значение одного из исходных параметров вынужденно выбиралось априори, исходя из общих геометрических соображений. Рациональность такого выбора оказалось возможным проверить уже после завершения разработки, в процессе которой этот параметр был вычислен. Исходя из этого, модель [2] можно считать первым приближением. Во втором же приближении [3], алгоритм которого повторял алгоритм первого, в качестве исходного задавалось значение параметра, полученное в первом.

Примененный метод последовательных приближений оказался быстро сходящимся, а различия результатов в обоих приближениях — не принципиальными. Представляет интерес выяснение вопроса, насколько разница между модельными параметрами, вычисленными во втором [3] и первом [4] приближениях, влияет на оценки силовых и энергетических характеристик генерируемых колебаний. Этой проблематике и посвящена данная статья.

2. МЕХАНИЗМ ЗВУКООБРАЗОВАНИЯ

С конструктивной точки зрения противоточная система представляет собой коаксиально расположенные сопло с круглым отверстием и вогнутый параболический отражатель [2]. Вытекающая из сопла струя после отражения, достигая торца сопла и разделяясь на два потока, отсекает от окружающей жидкости замкнутый объем и обеспечивает накачку жидкости внутрь него с образованием тороидального вихря и развитием кавитации. По мере накачки отраженная струя удаляется от оси системы до тех пор, пока не достигнет внешней кромки на торце сопла. После этого происходит выброс содержимого полости в окружающую жидкость и резкое снижение давления в области между торцами сопла и отражателя. Периодичность повторяющихся выбросов определяет основную частоту в спектре генерируемых колебаний.

3. ВТОРОЕ ПРИБЛИЖЕНИЕ

Исходный параметр, отличающий второе приближение от первого, — конфигурация кавитационной полости в равновесном состоянии, относительно которого совершаются

колебания ограничивающей ее отраженной струи. В первом приближении изначально полагается, что этот объем — бочкообразный, симметричный относительно середины расстояния между соплом и отражателем [5]. Конфигурация, вычисленная в первом приближении и принятая в качестве исходной во втором, — несимметричная бочкообразная область, объем которой превосходит объем симметричной области в среднем на 8.7%. Такое различие достаточно существенно, чтобы задаться вопросом об исследовании особенностей силовых и энергетических характеристик колебаний, генерируемых во втором приближении.

4. ОЦЕНКА ЗВУКОВОГО ДАВЛЕНИЯ, ГЕНЕРИРУЕМОГО СИСТЕМОЙ

Оценка звукового давления, предложенная в статье [6], базировалась на двух следующих предположениях.

- Изменение давления в области локализации звукообразующего элемента на протяжении периода колебаний задается функцией, терпящей разрыв в момент выброса содержимого полости в окружающую среду. Разность между давлением накануне выброса и непосредственно после него определяет амплитуду импульса давления. Периодически повторяющиеся импульсы давления являются источниками колебаний сложного спектрального состава, а их периодичность определяет основную частоту спектра.
- На расстояниях, существенно превосходящих габариты от противоточной системы, ее характеристики с достаточной степенью точности описывается моделью монополюсного источника звука. Исходя из этого, звуковое давление при удалении от ее оси можно считать изменяющимся по закону $\sim 1/r$.

Эти же предположения полагались справедливыми и во втором приближении модели при использовании параметров, определенных его рамках [3].

Импульс давления во втором приближении вычислялся так же, как и в первом [6]. Его зависимость от скорости истечения жидкости из сопла представлена на Рис. 1. Характер кривых для обоих приближений одинаков, но во втором импульс давления оказался в среднем на 11% меньше, чем в первом.

Звуковое давление в обоих случаях также оценивалось аналогичным образом. На Рис. 2 и 3 приведены его зависимости от скорости истечения жидкости из сопла, а также от среднего давления в области между торцами сопла и отражателя. При этом, кроме величин, вычисленных в первом и втором приближениях, показаны результаты, полученные экспериментальным путем. Из графиков видно, что в обоих случаях экспериментальные точки располагаются меж-

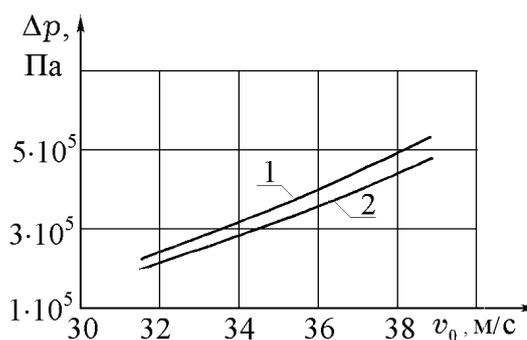


Рис. 1. Зависимость импульса давления от скорости истечения жидкости из сопла:

- 1 — первое приближение,
2 — второе приближение

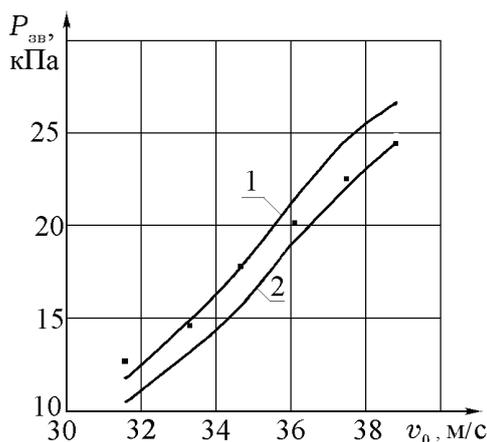


Рис. 2. Зависимость звукового давления от скорости истечения жидкости из сопла:

1 — первое приближение,
2 — второе приближение,
маркеры — эксперимент

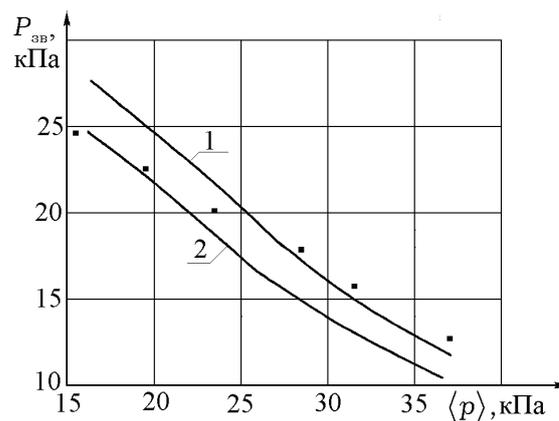


Рис. 3. Зависимость звукового давления от среднего давления в области локализации звукообразующего элемента:

1 — первое приближение, 2 — второе приближение, маркеры — эксперимент

ду расчетными кривыми для первого и второго приближений. При этом относительное отличие расчетного звукового давления от измеренного составляет менее 10%.

5. ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГЕНЕРИРУЕМЫХ КОЛЕБАНИЙ

Как и в первом приближении [7], для этой оценки следует, помимо импульса давления Δp , вычислить изменение объема звукообразующего элемента от момента возникновения замкнутой полости $t = T/4$ до момента ее разрушения $t = t_1$.

5.1. Энергия, передаваемая в окружающую жидкость на протяжении периода колебаний

Энергия w , передаваемая в окружающую жидкость на протяжении периода колебаний T , оценивалась как произведение импульса давления на максимальное изменение объема полости на протяжении периода колебаний:

$$w = \Delta p \cdot \Delta V = \Delta p [V(t_1) - V(T/4)]. \quad (1)$$

Здесь $V(T/4) = V_0$ — вычисленный во втором приближении равновесный объем бочкообразной полости [6]; t_1 — момент взрыва; $V(t_1)$ — объем полости накануне взрыва.

Для нахождения величины объема полости накануне взрыва принималось, что исследуемые колебания полой струи с частотой $\omega = 2\pi/T$ определяются углом $\alpha(y, t)$ ее отклонения от равновесного состояния [7]

$$\alpha(y, t) = \varphi(y) - \alpha(y) \sin \omega t, \quad (2)$$

где $\varphi(y)$ — угол отклонения от оси системы ограничивающей полость струи в момент $t = T/4$ ее замыкания на торец сопла; $\alpha(y)$ — угловая амплитуда струи. Максимальное

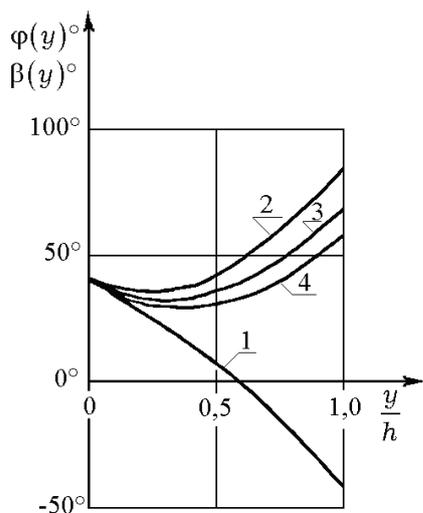


Рис. 4. Углы отклонения струи от оси системы:

- 1 – $\varphi(y)$, 2 – $\beta(y)$ при $v_0 = 31.6$ м/с,
 3 – $\beta(y)$ при $v_0 = 34.7$ м/с,
 4 – $\beta(y)$ при $v_0 = 38.8$ м/с

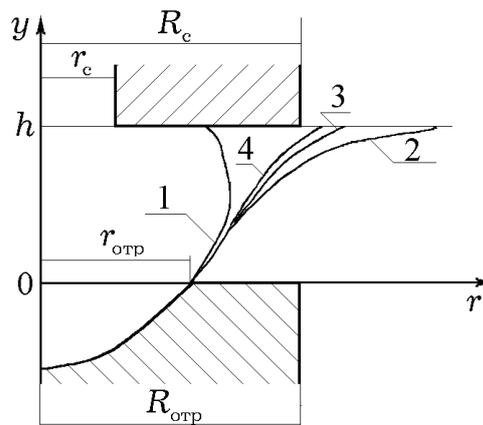


Рис. 5. Равновесный профиль полости и виртуальные максимальные линейные отклонения отраженной струи от оси для разных v_0 :

- 1 – равновесный профиль, 2 – $v_0 = 31.6$ м/с,
 3 – $v_0 = 34.7$ м/с, 4 – $v_0 = 38.8$ м/с

угловое отклонение струи от равновесного состояния определяется ее угловой амплитудой, а максимальное угловое отклонение от оси системы — углом

$$\beta(y) = \varphi(y) + \alpha(y).$$

Как и в первом приближении, величины $\varphi(y)$ и $\alpha(y)$ вычислялись по формулам, приведенным в работе [2].

Оказалось, что в рассмотренном диапазоне скоростей истечения v_0 углы $\varphi(y)$ постоянны с точностью до 1%, в то время, как углы $\alpha(y)$ существенно изменяются. Исходя из этого, на Рис. 4 представлена только одна кривая для $\varphi(y)$ и три — для $\beta(y)$. Количественный и качественный характер зависимостей $\beta(y)$ во втором приближении остается таким же, как и в первом. В обоих приближениях с ростом скорости истечения v_0 на протяжении всей образующей полости углы $\beta(y)$ уменьшаются. Этот результат вполне согласуется с допущениями, положенными в основу модели, и может быть объяснен увеличением «динамической жесткости» струи, сопровождающем рост ее скорости.

Максимальные линейные отклонения отраженной струи от ее оси оценивались приближенно послойно, как описано в статье [7]. Результат этих вычислений показан на Рис. 5. Из графика видно, что радиусы всех кривых на уровне торца сопла превосходят внешний радиус сопла. Полученный вариант следует считать «виртуальным», поскольку выброс содержимого полости должен произойти раньше — как только ограничивающая ее струя коснется внешней кромки сопла. Далее определим момент времени t_1 и соответствующую конфигурацию расширившейся полости.

Момент выброса содержимого полости, как и в первом приближении, задается формулой

$$t_1 = T/2\pi[\pi + \arcsin \alpha^*/\alpha(h)], \quad (3)$$

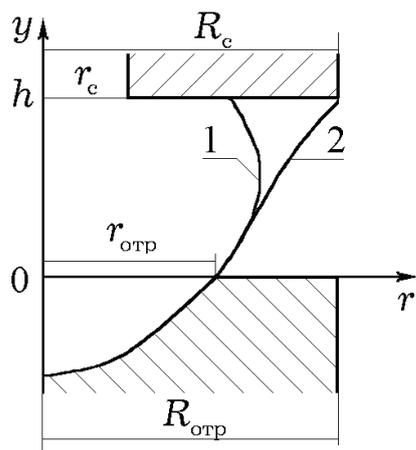


Рис. 6. Равновесный профиль полости (1) и профиль отраженной струи накануне взрыва (2)

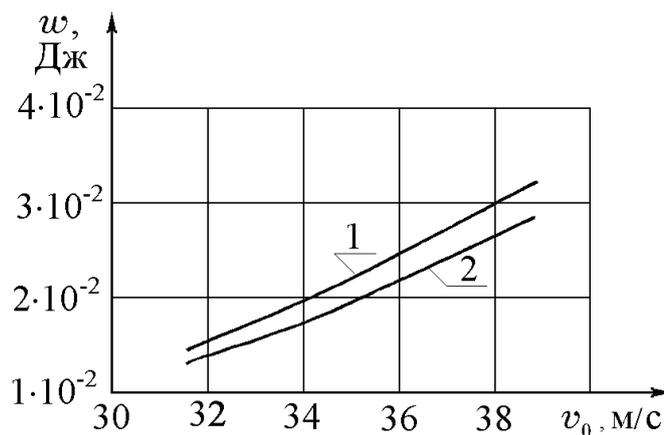


Рис. 7. Зависимость энергии, передаваемой в окружающую жидкость на протяжении периода колебаний, от скорости истечения жидкости: 1 — первое приближение, 2 — второе приближение

где α^* — предельное значение угла отклонения отраженной струи, при котором струя не выходит за пределы внешней кромки сопла; $\alpha(h)$ — угловая амплитуда отраженной струи на торце сопла.

При определении объема полости накануне взрыва углы отклонения от равновесного положения вычислялись по формуле (2) в момент времени (3), а линейные размеры оценивались подобно тому, как это делалось в «виртуальном» варианте. Результаты указанных вычислений показаны на Рис. 6. Поскольку профили полости накануне взрыва для различных значений v_0 отличаются незначительно, на этом графике нанесена только одна кривая.

Объем полости накануне взрыва $V(t_1)$ вычислялся приближенно аналогично равновесному объему V_0 [7]. Его величина для всех скоростей истечения оказалась близкой к соответствующим значениям, вычисленным в первом приближении (отличия составили в среднем 0.4%). Это же можно сказать и о разности $\Delta V = V(t_1) - V_0$ для обоих приближений.

Исходя из полученных параметров, по формуле (1) были вычислены зависимости энергии от скорости истечения для обоих приближений, показанные на Рис. 7. Отсюда можно сделать вывод о том, что второе приближение предсказывает несколько меньшую энергетику гидродинамико-акустического преобразования.

5.2. Мощность генерируемых колебаний

Как и в первом приближении, величина, полагаемая полезной мощностью, вычислялась через произведение энергии w на частоту колебаний f . На Рис. 8 представлены результаты такой оценки в обоих приближениях. Заметим, что акустический КПД во втором приближении, вычисленный как отношение полезной мощности к затраченной, оказался в среднем на 11% меньше, чем для первого приближения.

6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Силовая характеристика генерируемых колебаний — звуковое давление — оценивалось посредством вычисления амплитуды импульса давления при взрыве. Для нахождения энергетических характеристик, помимо импульса давления, была получена разность между объемом полости накануне взрыва и ее объемом в момент образования.

При переходе от первого приближения ко второму момент взрыва, а также величины объемов полости в моменты взрыва и ее образования варьируются незначительно — отличия составляют в среднем десятые доли процента. Ощутимо изменяется только оценка импульса давления при взрыве — во втором приближении она уменьшается в среднем на 11%.

Следует сказать, что изменение исходного объема полости при переходе от первого приближения ко второму практически не повлияло на величину разности между объемами полости накануне взрыва и в момент ее образования. Поэтому нет основания считать, переход от второго приближения к приближениям более высоких порядков мог бы существенно скорректировать полученный результат.

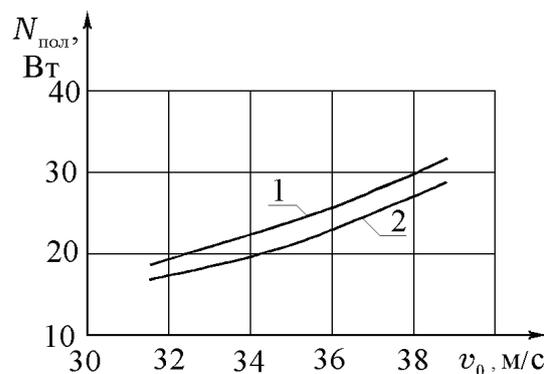


Рис. 8. Зависимость полезной излучаемой мощности от скорости истечения жидкости: 1 — первое приближение, 2 — второе приближение

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. О двух модификациях гидродинамической излучающей системы со звукообразующим элементом кавитационной природы // Сборник трудов, XIX сессия Российского Акустического Общества, Нижний Новгород. — 2007. — Т. 2. — С. 92а–92в.
- [2] Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. Модель противоточной гидродинамической излучающей системы со звукообразующим элементом кавитационной природы // Сборник трудов, XX сессия Российского Акустического Общества, М. — 2008. — Т. 1. — С. 33–37.
- [3] Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. Второе приближение модели противоточной гидродинамической излучающей системы // Акустичний вісник. — 2015. — Т. 17, № 3. — С. 27–31.
- [4] Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. Определение модельных параметров противоточной гидродинамической излучающей системы, соответствующих ее рабочему режиму // Акустичний вісник. — 2013–2014. — Т. 16, № 3. — С. 41–45.
- [5] Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. О конфигурации звукообразующего элемента противоточной гидродинамической излучающей системы // Актуальні аспекти фізико-механічних досліджень. Акустика і хвилі. — 2007. — С. 218–227.

- [6] Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. Следствия модели противоточной гидродинамической излучающей системы // Акустичний вісник. — 2013–2014. — Т. 16, № 1. — С. 42–47.
- [7] Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. Оценка энергетических характеристик противоточной гидродинамической излучающей системы // Акустичний вісник. — 2015. — Т. 17, № 2. — С. 47–50.

REFERENCES

- [1] A. F. Nazarenko, T. M. Sliozberg, and A. A. Nazarenko, “On two modifications of a hydrodynamic radiating system with sound generating element of a cavitation nature,” *Proceedings of XIX Session of Russian Acoustical Society, Nizhnii Novgorod*, vol. 2, pp. 92a–92v, 2007.
- [2] A. F. Nazarenko, T. M. Sliozberg, and A. A. Nazarenko, “A model of a counter-flow hydrodynamic radiating system sound generating element of cavitation nature,” *Proceedings of XX Session of Russian Acoustical Society, Moscow*, vol. 1, pp. 33–37, 2008.
- [3] A. F. Nazarenko, T. M. Sliozberg, and A. A. Nazarenko, “The second approximation for a model of the counter-flow hydrodynamical radiating system,” *Acoustic Bulletin*, vol. 17, no. 3, pp. 27–31, 2015.
- [4] A. F. Nazarenko, T. M. Sliozberg, and A. A. Nazarenko, “Determining the model parameters of a counter-flow hydrodynamical radiating system that correspond to its operating regimes,” *Acoustic Bulletin*, vol. 16, no. 3, pp. 41–45, 2013–2014.
- [5] A. F. Nazarenko, T. M. Sliozberg, and A. A. Nazarenko, “On the configuration of a sound generating element of a counter-flow hydrodynamic radiating system,” *The urgent aspects of physico-mechanical investigations. Acoustics and waves*, pp. 218–227, 2007.
- [6] A. F. Nazarenko, T. M. Sliozberg, and A. A. Nazarenko, “Consequences of the model of a counter-flow hydrodynamical radiating system,” *Acoustic Bulletin*, vol. 16, no. 1, pp. 42–47, 2013–2014.
- [7] A. F. Nazarenko, T. M. Sliozberg, and A. A. Nazarenko, “Estimating the energy characteristics of the counter-flow hydrodynamical radiating system,” *Acoustic Bulletin*, vol. 17, no. 2, pp. 47–50, 2015.

А. Ф. Назаренко, Т. М. Сліозберг, О. А. Назаренко

**Оцінка силових і енергетичних характеристик акустичних коливань,
генерованих протитечійною гідродинамічною випромінюючою
системою (друге наближення)**

Статтю присвячено вивченню фізичних процесів, що протікають в акустичних випромінювачах гідродинамічної природи. Пристрої такого роду використовуються для генерації потужних акустичних сигналів у водному середовищі при перетворенні енергії потоку в енергію автоколивального процесу, який розвивається за рахунок виникнення кавітаційної зони у фазі розрідження рідини. Вони знаходять застосування у різних технологічних пристроях, зокрема, в системах очищення твердих поверхонь. Раніше фізичні моделі для різних модифікацій таких випромінювачів були розроблені в першому наближенні, яке постулює осьову симетрію звукоутворюючого об'єму рідини. У результаті застосування методу послідовних наближень були отримані попередні дані щодо другого наближення, яке вносить уточнення в уявлення про геометрію звукоутворюючого елемента кавітаційної природи. У даному дослідженні продовжено розгляд другого наближення моделі на прикладі протитечійної гідродинамічної випромінюючої системи. В його рамках досліджені силові й енергетичні характеристики генерованих коливань, зокрема, механоакустичний ККД випромінювача. При цьому за базову вибиралась конфігурація звукоутворюючого елемента у вигляді несиметричного бочкоподібного об'єму рідини. Показано, що для силових і енергетичних характеристик генерованих коливань відмінності між другим і першим наближеннями не є суттєвими. Зроблено висновок щодо швидкої збіжності застосованого методу послідовних наближень при визначенні інтегральних параметрів процесу.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: автоколивальний процес, гідродинамічна випромінююча система, кавітаційне звукоутворення, трипараметрична модель

A. F. Nazarenko, T. M. Sliozberg, A. A. Nazarenko

**Estimating the force and energy characteristics of acoustic oscillations
generated by a counter-flow hydrodynamic radiating system
(the second approximation)**

The paper deals with the study of physical processes occurring in acoustic radiators of hydrodynamic nature. Such devices are used for the generation of powerful acoustic signals in water medium due to the flow energy transformation into the energy of self-oscillation process that is initiated by the occurrence of a cavitation zone in the liquid during its rarefaction phase. They are applied in various technological devices, in particular, in the systems for cleaning of rigid surfaces. Formerly, the physical models for different modifications of mentioned radiators were developed in the first approximation postulating the axial symmetry of a sound-producing liquid volume. As a result of application of the method of successive approximations the preliminary data on the second approximation were also obtained specifying more precisely the geometrical structure of the sound-forming element of the cavitation nature. The consideration of the second approximation of the model is continued in this study using a counter-flow hydrodynamic radiating system as an example. Within the framework of this research the force and energy characteristics of the generated oscillations are studied, in particular, the mechanoacoustic efficiency of the radiator. In doing so,

the asymmetrical barrel liquid volume is chosen as a basic configuration of the sound-forming element. It is shown that the differences between the first and the second approximations are not significant when considering the force and power characteristics of generated oscillations. This allows to conclude about the rapid convergence of the applied method of sequential approximations when determining the integral parameters of the process.

KEY WORDS: self-oscillation process, hydrodynamic radiating system, cavitation sound generation, the three-parameter model