

УДК 534.232

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТИВОТОЧНОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ИЗЛУЧАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ

А. Ф. НАЗАРЕНКО^{1*}, Т. М. СЛИОЗБЕРГ¹, А. А. НАЗАРЕНКО²

¹Одесский национальный политехнический университет
пр. Шевченко, 1, Одесса, 65044, Украина
*E-mail: texcomgrup.od@yandex.ua

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

Получено 15.06.2015

Механизм звукообразования и модель противоточной гидродинамической излучающей системы со звукообразующим элементом кавитационной природы, разработанные и опубликованные ранее, используются для оценки следующих энергетических характеристик этой системы: энергии, излучаемой в окружающую жидкость на протяжении периода колебаний; излучаемой мощности; механо-акустического КПД. Реалистичные результаты этой оценки служат дополнительным подтверждением справедливости разработанной модели.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: гидродинамическое звукообразование, гидродинамическая излучающая система, звукообразующий элемент кавитационной природы, трехпараметрическая модель

Механізм звукоутворення і модель протиточної гідродинамічної системи зі звукоутворюючим елементом кавітаційної природи, що розроблені та опубліковані раніше, використовуються для оцінки таких енергетичних характеристик цієї системи: енергії, що випромінюється в оточуючу рідину протягом періоду коливань; випромінюваної потужності; механо-акустичного ККД. Реалістичні результати цієї оцінки служать додатковим підтвердженням справедливості розробленої моделі.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: гідродинамічне звукоутворення, гідродинамічна випромінююча система, звукоутворюючий елемент кавітаційної природи, трипараметрична модель

A sound generation mechanism and a model of the counter-flow hydrodynamic radiating system with a sound generating element of the cavitation nature that were developed and published previously are used to assess such energy characteristics of the system: the energy radiated into the surrounding liquid during the period of oscillations; radiated power; mechanical-acoustic efficiency. The realistic results of this assessment serve the additional confirmation of validity of developed model.

KEY WORDS: hydrodynamic sound generation, hydrodynamic radiating system, sound generating element of the cavitation nature, the three-parameter model

ВВЕДЕНИЕ

Гидродинамические излучающие системы со звукообразующим элементом кавитационной природы – перспективные источники акустических колебаний в жидких средах технологического и научного назначений. Также они представляют интерес как объект исследования сложных гидродинамических процессов, приводящих к генерированию колебаний в окружающей жидкости. Оригинальный механизм гидродинамического звукообразования реализуется в двух видах таких источников – прямоточных и противоточных [1].

Разработанная модель противоточной системы, схема системы и следствия из модели изложены в работах [2, 3]. Система состоит из осесимметрично расположенных цилиндрического сопла и параболоидной отражающей лунки. Вытекающая из сопла струя, попадая на лунку и отражаясь, за-

мыкается на торец сопла, приобретая полую бочкообразную форму. По мере накачки жидкости внутрь этой полости ограничивающая ее струя раздвигается до тех пор, пока не достигнет внешней кромки сопла. В этот момент происходит взрывообразный выброс содержимого полости в окружающую жидкость, сопровождающийся импульсом давления. Эти периодически повторяющиеся импульсы и служат источником распространяющихся в жидкости колебаний сложного спектрального состава, основная частота которых определяется частотой выбросов. В модели описанные релаксационные колебания аппроксимируются гармоническими колебаниями струи, ограничивающей полость, имеющими частоту, равную основной частоте спектра генерируемых колебаний. При этом движение струи по гармоническому закону реализуется на протяжении только той части периода T , когда существует замкнутая полость, а имен-

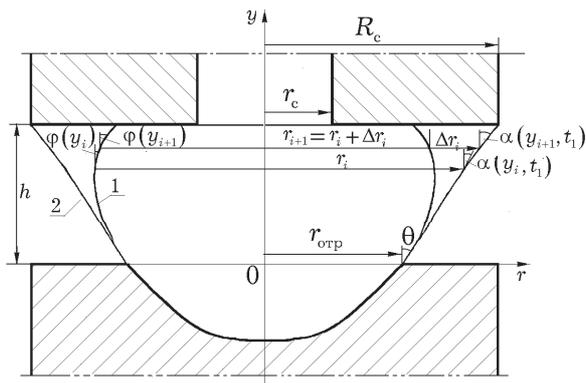


Рис. 1. Вычисленные по модели профили полости:
1 – в момент замыкания полости;
2 – накануне ее взрыва

но, от момента замыкания струи на торец сопла до момента взрыва полости [4].

Разработанная модель позволяет оценить энергетические характеристики колебаний, генерируемых противоточной системой.

1. ВЫЧИСЛЕНИЕ ОБЪЕМА ПОЛОСТИ В МОМЕНТ ВЗРЫВА

Расчет проводился для излучающей системы со следующими параметрами: $r_c = 1.75 \cdot 10^{-3}$ м – внутренний и $R_c = 6 \cdot 10^{-3}$ м – внешний радиусы сопла; $r_{отр} = 3.5 \cdot 10^{-3}$ м – радиус лунки на торце отражателя; $h = 3.65 \cdot 10^{-3}$ м – расстояние между торцами сопла и отражателя; $\theta = 41.3^\circ$ – угол вытекания струи из отражателя. Скорость v_0 вытекания струи из сопла менялась в интервале от 31.6 до 38.8 м/с.

На рис. 1 показаны образующие полости в момент ее замыкания ($t = T/4$) и накануне взрыва ($t = t_1$). Объем полости в момент ее образования $V(T/4) = V_0$ приближенно вычислен в работе [3] путем его разделения на n слоев равной толщины, перпендикулярных оси системы, с последующим суммированием их объемов. Объем полости в момент взрыва $V(t_1)$ определялся аналогичным способом:

$$V(t_1) \cong \frac{\pi}{3} \frac{h}{n} \sum_{i=0}^{n-1} (r_i^2 + r_i r_{i+1} + r_{i+1}^2),$$

где r_i, r_{i+1} – радиусы нижней и верхней границ $(i+1)$ -го слоя.

Из рис. 1 следует, что

$$r_{i+1} = r_i + \Delta r_i.$$

Величина Δr_i оценивается приближенно как

$$\Delta r_i \cong \frac{h}{n} \operatorname{tg} \langle \alpha(y_{i+1}, t_1) \rangle,$$

где

$$\langle \alpha(y_{i+1}, t_1) \rangle \cong \frac{1}{2} [\alpha(y_i, t_1) + \alpha(y_{i+1}, t_1)].$$

Здесь $\alpha(y_i, t_1), \alpha(y_{i+1}, t_1)$ – углы отклонения струи, ограничивающей полость, от ее оси в момент t_1 на уровнях нижней и верхней границ $(i+1)$ -го слоя соответственно; $\langle \alpha(y_{i+1}, t_1) \rangle$ – среднее значение этого угла для $(i+1)$ -го слоя.

По предположению, угол α изменяется гармонически. В работе [2] он определен как

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

где $\varphi(y)$ – угол отклонения ограничивающей полость струи от ее оси в момент $t = T/4$ замыкания струи на торец сопла; $\alpha(y)$ – угловая амплитуда струи на уровне y ; $\omega = 2\pi/T$.

В работе [4] момент взрыва t_1 определен следующим образом:

$$t_1 = \frac{T}{2} \left[1 + \frac{1}{\pi} \arcsin \frac{\alpha^*}{\alpha(h)} \right],$$

где α^* – предельное значение угла отклонения пограничной струи на торце сопла от ее равновесного положения, при котором струя не выходит за пределы внешней кромки сопла; $\alpha(h)$ – угловая амплитуда на торце сопла, определенная в работе [5]. Для рассматриваемой излучающей системы $\alpha^* \approx 86^\circ$ [5].

Вычисления объема полости $V(t_1)$ накануне взрыва показывают, что его значение слабо зависит от скорости v_0 истечения жидкости из сопла в исследованном диапазоне этих скоростей. Объем полости V_0 в момент ее образования также незначительно зависит от величины v_0 [3].

2. ОЦЕНКА ЭНЕРГИИ, ПЕРЕДАВАЕМОЙ В ОКРУЖАЮЩУЮ ЖИДКОСТЬ НА ПРОТЯЖЕНИИ ПЕРИОДА КОЛЕБАНИЙ

Эта энергия оценивалась как произведение изменения объема полости от момента ее формирования до момента взрыва на импульс давления при взрыве полости [3]:

$$w = \Delta V(t_1) \Delta p(t_1).$$

Здесь $\Delta V(t_1) = V(t_1) - V_0$; $\Delta p(t_1) = p'(t_1) - p''(t_1)$; $p'(t_1)$ – давление в полости накануне взрыва; $p''(t_1)$ – давление непосредственно после взрыва.

Сходство кривых, изображенных на рис. 2 и 3, объясняется незначительной зависимостью $\Delta V(t_1)$ от v_0 .

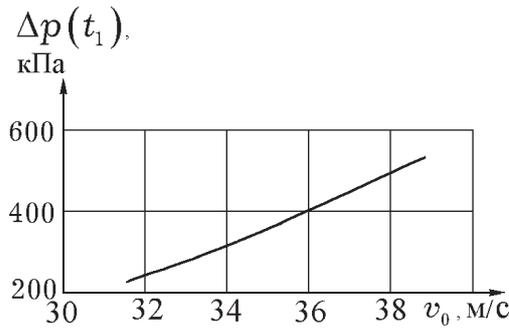


Рис. 2. Зависимость импульса давления от скорости истечения жидкости из сопла

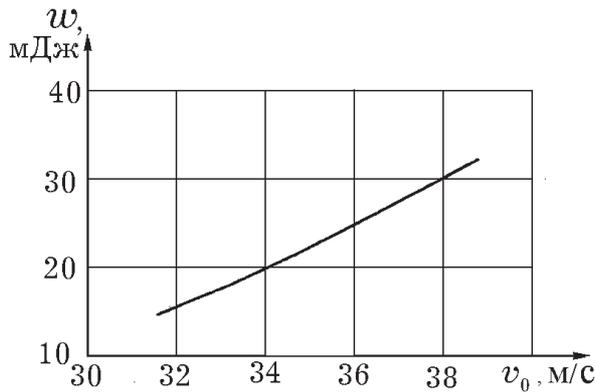


Рис. 3. Зависимость энергии, передаваемой в окружающую жидкость на протяжении периода колебаний, от скорости истечения жидкости из сопла

3. ОЦЕНКА МЕХАНО-АКУСТИЧЕСКОГО КПД СИСТЕМЫ

Для оценки КПД системы в качестве полезной мощности полагалась энергия, передаваемая в окружающую жидкость в единицу времени:

$$N_{\text{пол}} = wf,$$

где $f=1/T$ – частота основного тона колебаний. Ее зависимость от v_0 представлена на рис. 4.

Затраченная мощность вычислялась как мощность струи, вытекающей из сопла. Так как в единицу времени из сопла вытекает масса жидкости $\rho\pi r_c^2 v_0$, то ее кинетическая энергия составляет

$$N_{\text{затр}} = \frac{\rho\pi r_c^2 v_0^3}{2}.$$

На рис. 5 показаны зависимости $N_{\text{пол}}$ и $N_{\text{затр}}$ от v_0 . Их отношение и представляет механо-акустический КПД системы: $\eta = N_{\text{пол}}/N_{\text{затр}}$.

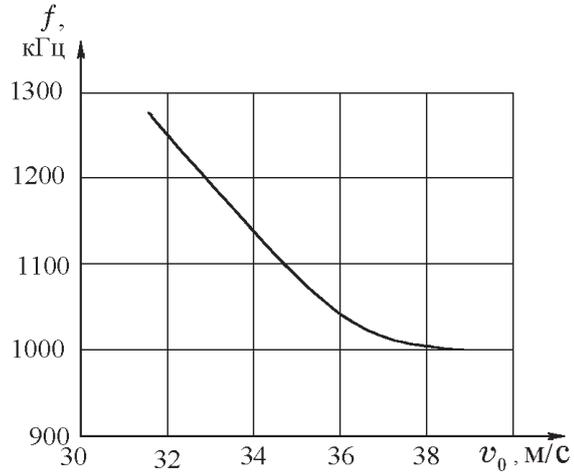


Рис. 4. Зависимость частоты основного тона генерируемых колебаний от скорости истечения жидкости из сопла

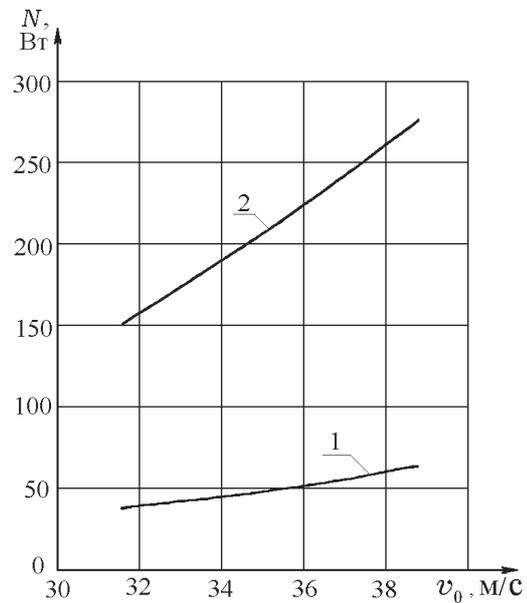


Рис. 5. Зависимость мощности от скорости истечения жидкости из сопла:

1 – полезная акустическая мощность $N_{\text{ак}}$,
2 – затраченная механическая мощность $N_{\text{мех}}$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе разработанной модели проведена оценка энергетических характеристик процесса генерирования колебаний противоточной излучающей системой со звукообразующим элементом кавитационной природы. Исходя из анализа полученных результатов, установлено, что можно сделать следующие выводы:

- 1) работа, совершаемая при взрыве кавитационной полости, возрастает с увеличением скорости v_0 истекающей из сопла жидкости;
- 2) полезная мощность, передаваемая в окружающую жидкость, также возрастает с увеличением v_0 ;
- 3) затрачиваемая механическая мощность, оцениваемая мощностью вытекающей из сопла струи, изменяется пропорционально v_0^3 ;
- 4) механо-акустический КПД излучающей системы в рассмотренных режимах меняется в пределах $12.3\% \geq \eta \geq 11.3\%$, несколько снижаясь с увеличением v_0 .

Первые два вывода согласуются с предположениями относительно механизма звукообразования, положенными в основу модели, и вполне предсказуемы, третий результат тривиален. Факт некоторого снижения КПД с ростом v_0 объясняется тем, что для достижения большей излучаемой мощности требуется более существенное увеличение затрачиваемой мощности. Что же касается энергетической эффективности, то следует иметь в виду, что здесь речь идет только о механо-акустическом КПД. Для получения полного (электроакустического) КПД это значение следует умножить на КПД насоса, прокачивающего жидкость через излучающую систему. Это приведет к естественному снижению общей оценки эффективности системы.

Проведенные оценки силовых [3] и энергетических характеристик акустического поля, генерируемого излучающей системой, представляют особый интерес, поскольку их результаты могут служить дополнительным подтверждением справедливости разработанной модели. Это тем более ценно, что в процессе разработки модели данные о генерируемом звуковом давлении и излучаемой мощности не использовались.

1. Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. О двух модификациях гидродинамической излучающей системы со звукообразующим элементом кавитационной природы // Сб. тр. XIX сес. РАО: том 2.– Нижний Новгород, 2007.– С. 92а–92в.
2. Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. Модель противоточной гидродинамической излучающей системы со звукообразующим элементом кавитационной природы // Сб. тр. XX сес. РАО: том 1.– М., 2008.– С. 33–37.
3. Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. Следствия модели противоточной гидродинамической излучающей системы // Акуст. вісн.– 2013–2014.– 16, № 4.– С. 42–47.
4. Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. Среднее давление в звукообразующем элементе противоточной гидродинамической излучающей системы // Сб. тр. XXIV сес. РАО: том 1.– Саратов, 2011.– С. 96–100.
5. Назаренко А. Ф., Слиозберг Т. М., Назаренко А. А. Два возможных вида колебаний звукообразующего элемента противоточной гидродинамической излучающей системы // Сб. тр. XXII сес. РАО: том 2.– М., 2010.– С. 85–88.