

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧАСТОТ КАВИТАЦИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ

В работе предложен расчетно-экспериментальный метод определения частот кавитационных колебаний генератора, входящего в состав различных устройств, способствующих интенсификации и повышению энергоэффективности технологических процессов. Это позволяет теоретически определить рабочий режим устройства и оценить его эффективность.

У роботі запропонований розрахунково-експериментальний метод визначення частот кавітаційних коливань генератора, що входить до складу різноманітних пристроїв, сприяючих інтенсифікації та підвищенню енергоефективності технологічних процесів. Це дозволяє теоретично визначити робочий режим пристрою та оцінити його ефективність..

In the paper the experiment-calculated method for definition of cavity fluctuations frequencies of the generator that is a component part of different devices contributing enhancement and raising the power efficiency is proposed. It allows to define theoretically the operating conditions of the device and to estimate its efficiency.

Одним из эффективных способов создания энергосберегающих технологий является использование гидродинамической кавитации, реализуемой кавитационным генератором колебаний давления жидкости (далее – генератор). В работе [1] приведены примеры практического применения генератора:

- в металлургии – для удаления вторичной окислы;
- в машиностроении – для удаления заусениц и очистки поверхностей;
- в химической промышленности – для эмульгирования и диспергирования.

Известны исследования, направленные на разработку энергосберегающих технологических процессов в горнодобывающей отрасли [2] при бурении и раскольматации водяных скважин, наложением вибронагрузки на породоразрушающий инструмент или капилляры породы продуктивной зоны, а также в энергетике для интенсификации процессов тепловыделения в гидродинамических теплогенераторах [3].

Интенсивно ведутся работы по созданию гидроимпульсных технических средств для борьбы с газодинамическими явлениями в шахтах [4]. Результаты горно-экспериментальных работ показали, что устройство гидроимпульсного воздействия обеспечивает качественное гидрорыхление и дегазацию выбросоопасных угольных пластов.

Практическое использование генератора в этих отраслях позволяет снизить удельное энергопотребление до 50%.

Основными параметрами, определяющими рабочий режим устройства и эффективность работы генератора, являются размах автоколебаний давления жидкости ΔP и их частота f .

Колебания давления, создаваемые таким генератором, достаточно хорошо изучены как в теоретическом, так и в экспериментальном плане. Так, определение параметра ΔP по уточненной линейной математической модели кавитационного генератора [5] показало удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных данных с относительной погрешностью, не превы-

шающей 10%. Однако, теоретическое определение частот автоколебаний f в соответствии с [6] указывает на расхождение расчетных и экспериментальных частот. В подтверждение сказанного на рис. 1 приведены теоретические и экспериментальные зависимости частоты f от параметра кавитации τ для генераторов с диаметрами критического сечения $d_{кр}=2,5$ и 8 мм. Параметр кавитации τ является критерием динамического подобия кавитационного течения и представляет собой отношение давления подпора на выходе генератора $P_п$, под действием которого происходит захлопывание каверны, к давлению нагнетания $P_н$, способствующего возникновению и росту каверны, $\tau = P_п / P_н$. Экспериментальные зависимости частоты f от параметра кавитации τ носят линейный характер, что подтверждается и линиями тренда, приведенными на этом же рисунке (сплошная линия). В то же время, теоретические зависимости носят нелинейный характер и имеют вид степенной функции.

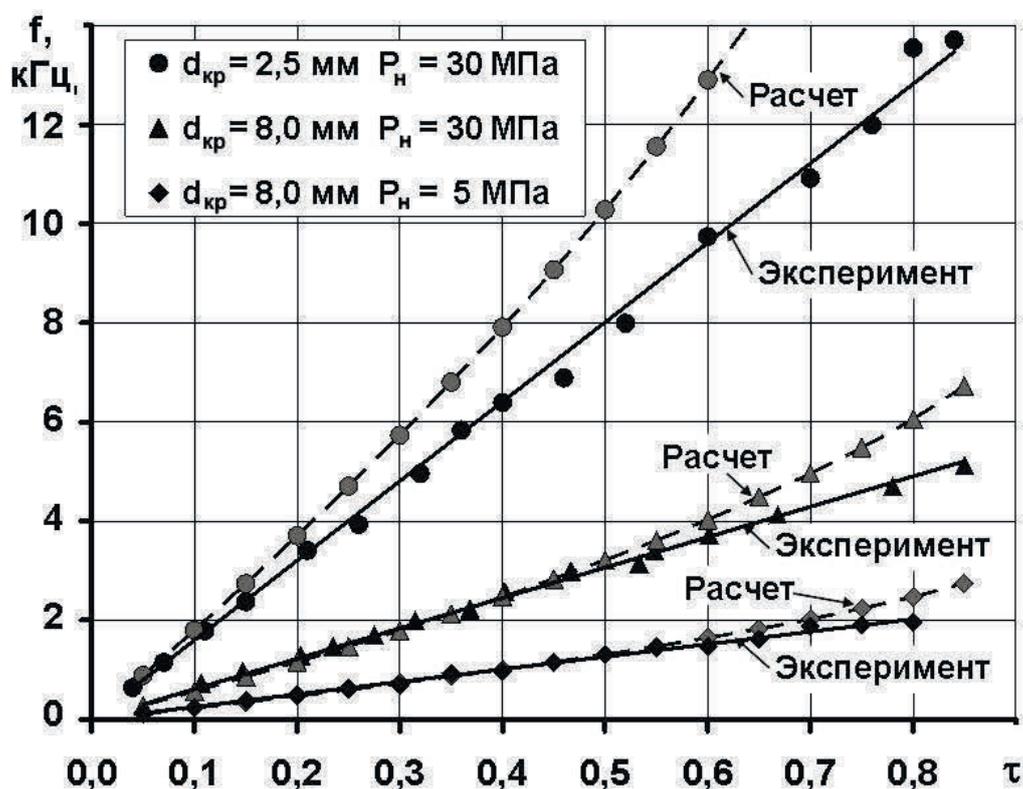


Рис.1. Теоретические и экспериментальные зависимости частоты f от параметра кавитации τ генераторов с $d_{кр}=2,5$ и 8,0 мм

Из анализа приведенных результатов следует, что уменьшение диаметра критического сечения генератора и повышение давления нагнетания приводят к расхождению расчетных и экспериментальных частот кавитационных колебаний.

Целью настоящей работы является разработка расчетно-экспериментального метода определения частот кавитационных колебаний генератора.

Для разработки этого метода используются экспериментальные зависимости частоты кавитационных колебаний от параметра кавитации.

Природа этих колебаний аналогична известным в гидродинамике струхалевым частотам срыва вихрей при отрывном обтекании цилиндра и определяются формулой

$$f = Sh \cdot \frac{v}{D_{\text{ц}}}, \quad (1)$$

где Sh – число Струхалия, равное $\sim 0,21$; v – скорость набегающего потока; $D_{\text{ц}}$ – диаметр цилиндра.

Эксперименты со скоростной киносъемкой убедительно показали, что колебания, создаваемые кавитационным генератором, обусловлены отрывом и захлопыванием диффузорной части каверны, начинающейся от сечения перехода цилиндрической части генератора в диффузор [7]. Учитывая, что частота таких колебаний зависит от степени развития кавитации – параметра кавитации τ , формулу для определения частоты можно представить в виде

$$f = Sh_{\text{э}} \cdot \frac{v_{\text{кр}}}{r_{\text{кр}}} \cdot \tau, \quad (2)$$

где $Sh_{\text{э}}$ – число Струхалия, определяемое на основании экспериментальных данных; $r_{\text{кр}}$ – радиус критического сечения генератора, а $v_{\text{кр}}$ – скорость жидкости в критическом сечении, определяемая по известной формуле

$$v_{\text{кр}} = \sqrt{2 \cdot (P_{\text{н}} - P_{\text{к}}) / \rho}, \quad (3)$$

где $P_{\text{к}}$ – давление в каверне; ρ – плотность жидкости.

Определение числа Струхалия $Sh_{\text{э}}$ выполнено двумя способами для генераторов с углом раскрытия диффузора $\beta = 20^\circ$ и диаметрами критического сечения $d_{\text{кр}} = 2,5; 4,0; 6,0; 8,0$ и 14 мм, для которых имеются обширные экспериментальные данные:

– первый способ основан на расчете значения $Sh_{\text{э}}$ для каждого размера критического сечения генератора в зависимости от давления нагнетания $P_{\text{н}}$ и параметра кавитации τ ;

– второй способ расчета $Sh_{\text{э}}$ основан на использовании аппроксимационных уравнений линий тренда экспериментальных зависимостей частоты от параметра кавитации τ для каждого генератора и значения давления нагнетания.

При первом способе выражение для расчета $Sh_{\text{э}}$ по экспериментальным значениям частот получаем из (2)

$$Sh_{\text{э}} = \frac{f_{\text{э}} \cdot r_{\text{кр}}}{v_{\text{кр}} \cdot \tau}, \quad (4)$$

где $f_{\text{э}}$ – экспериментальное значение частоты;

τ – значение параметра кавитации, соответствующее $f_{\text{э}}$.

Расчет значений числа Струхалия показал, что для генератора с конкретным диаметром критического сечения отклонение величины $Sh_{\text{э}}$ не превышает 4% и связано с погрешностью измерения и обработки частот. Зависимость $Sh_{\text{э}}$

от давления нагнетания P_n и параметра кавитации τ отсутствует. Для каждого значения радиуса критического сечения генератора определялись среднеарифметические значения $Sh_{\text{э}}$, которые приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты расчета числа Струхала
по экспериментальным значениям частоты

| P_n , МПа | $d_{кр} = 14$ мм | P_n , МПа | $d_{кр} = 8$ мм | $d_{кр} = 6$ мм | $d_{кр} = 4$ мм | $d_{кр} = 2,5$ мм |
|----------------|--|----------------|--|--|--|--|
| | $Sh_{\text{э}}^*$ | | $Sh_{\text{э}}^*$ | $Sh_{\text{э}}^*$ | $Sh_{\text{э}}^*$ | $Sh_{\text{э}}^*$ |
| 1,0 | 0,1206 | 1,0 | 0,1015 | 0,0935 | 0,0877 | 0,0826 |
| 2,0 | 0,1206 | 5,0 | 0,1020 | 0,0948 | 0,0889 | 0,0826 |
| 3,0 | 0,1211 | 10,0 | 0,1006 | 0,0919 | 0,0856 | 0,0823 |
| 4,0 | 0,1201 | 15,0 | 0,0979 | 0,0961 | 0,0878 | 0,0833 |
| 5,0 | 0,1171 | 20,0 | 0,1013 | 0,0963 | 0,0876 | 0,0829 |
| | | 25,0 | 0,1024 | 0,0966 | 0,0875 | 0,0831 |
| | | 30,0 | 0,1023 | 0,0933 | 0,0872 | 0,0821 |
| | $Sh_{\text{э}} = 0,1207$ | | $Sh_{\text{э}} = 0,1011$ | $Sh_{\text{э}} = 0,0947$ | $Sh_{\text{э}} = 0,0875$ | $Sh_{\text{э}} = 0,0827$ |

При втором способе, как видно из рис. 1, линии тренда экспериментальных зависимостей частоты f от параметра кавитации τ при различных давлениях нагнетания P_n имеют линейный характер и описываются уравнением

$$f = K \cdot \tau, \quad (5)$$

где коэффициент пропорциональности K , следуя формуле (2), представлен в виде

$$K = \frac{Sh_{\text{э}} \cdot v_{кр}}{r_{кр}}, \quad (6)$$

из которого получена формула для определения экспериментального значения числа Струхала для каждого значения давления нагнетания P_n

$$Sh_{\text{э}} = \frac{K \cdot r_{кр}}{v_{кр}}. \quad (7)$$

Результаты расчета Sh по формуле (7), приведены в таблице 2. Как и в первом случае по определению числа Струхала по экспериментальным значениям частоты, из таблицы видно, что отклонение текущих значений $Sh_{\text{э}}^*$ от среднеарифметического $Sh_{\text{э}}$ незначительно.

Зависимость значения числа Струхала $Sh_{\text{э}}$ от радиуса критического сечения генератора $r_{кр}$, определенная по экспериментальным значениям частот и уравнениям линий тренда, представлена на рис.2.

Таблица 2

Результаты расчета экспериментального значения числа Струхала по аппроксимационным уравнениям зависимости частоты от параметра кавитации

| P _п , МПа | d _{кр} = 14 мм | | P _п , МПа | d _{кр} = 8 мм | | d _{кр} = 6 мм | | d _{кр} = 4 мм | | d _{кр} = 2,5 мм | |
|-------------------------|--------------------------|-------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------|--------------------------|-------------------|--------------------------|-------------------|--------------------------|-------------------|
| | K | Sh _э * | | K | Sh _э * |
| 1,0 | 0,771 | 0,1220 | 1,0 | 1,121 | 0,1013 | 1,419 | 0,0963 | 1,967 | 0,0889 | 2,895 | 0,0818 |
| 2,0 | 1,086 | 0,1215 | 5,0 | 2,532 | 0,1023 | 3,175 | 0,0962 | 4,391 | 0,0887 | 6,498 | 0,0821 |
| 3,0 | 1,339 | 0,1223 | 10,0 | 3,569 | 0,1020 | 4,511 | 0,0967 | 6,240 | 0,0891 | 9,413 | 0,0840 |
| 4,0 | 1,530 | 0,1210 | 15,0 | 4,389 | 0,1024 | 5,568 | 0,0974 | 7,496 | 0,0874 | 11,314 | 0,0825 |
| 5,0 | 1,678 | 0,1186 | 20,0 | 5,003 | 0,1011 | 6,407 | 0,0971 | 8,770 | 0,0886 | 13,166 | 0,0831 |
| | | | 25,0 | 5,657 | 0,1022 | 7,219 | 0,0978 | 9,658 | 0,0873 | 14,578 | 0,0823 |
| | | | 30,0 | 6,128 | 0,1011 | 7,620 | 0,0943 | 10,754 | 0,0887 | 16,028 | 0,0826 |
| | Sh _э = 0,1210 | | | Sh _э = 0,1018 | | Sh _э = 0,0965 | | Sh _э = 0,0884 | | Sh _э = 0,0826 | |



Рис.2. Зависимости числа Струхала Sh_э от радиуса критического сечения генератора r_{кр}

Эта зависимость с достоверностью R = 0,997 аппроксимируется линейным уравнением

$$Sh_{э} = 0,0066 \cdot r_{кр} + 0,0749. \tag{8}$$

Из полученной зависимости видно, что увеличение радиуса критического сечения генератора приводит к росту экспериментального значения числа Струхала. Формула (8) позволяет определять значения числа Струхала для лю-

бых значений радиуса критического сечения генератора и по (2) рассчитать реализуемые генератором частоты колебаний давления.

В качестве примера на рис. 3 представлены зависимости частоты f от параметра кавитации τ для генераторов с $d_{кр} = 2,5, 4, 6, \text{ и } 8 \text{ мм}$, определенные расчетно-экспериментальным методом (сплошная линия) при фиксированном значении давления нагнетания жидкости $P_n = 30 \text{ МПа}$. Здесь же приведены экспериментальные данные при тех же условиях. Из рисунка видно, что теоретические зависимости, полученные путем расчетов по формуле (2) с учетом (3) и (8), удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными практически во всем диапазоне изменения параметра кавитации τ и носят линейный характер.

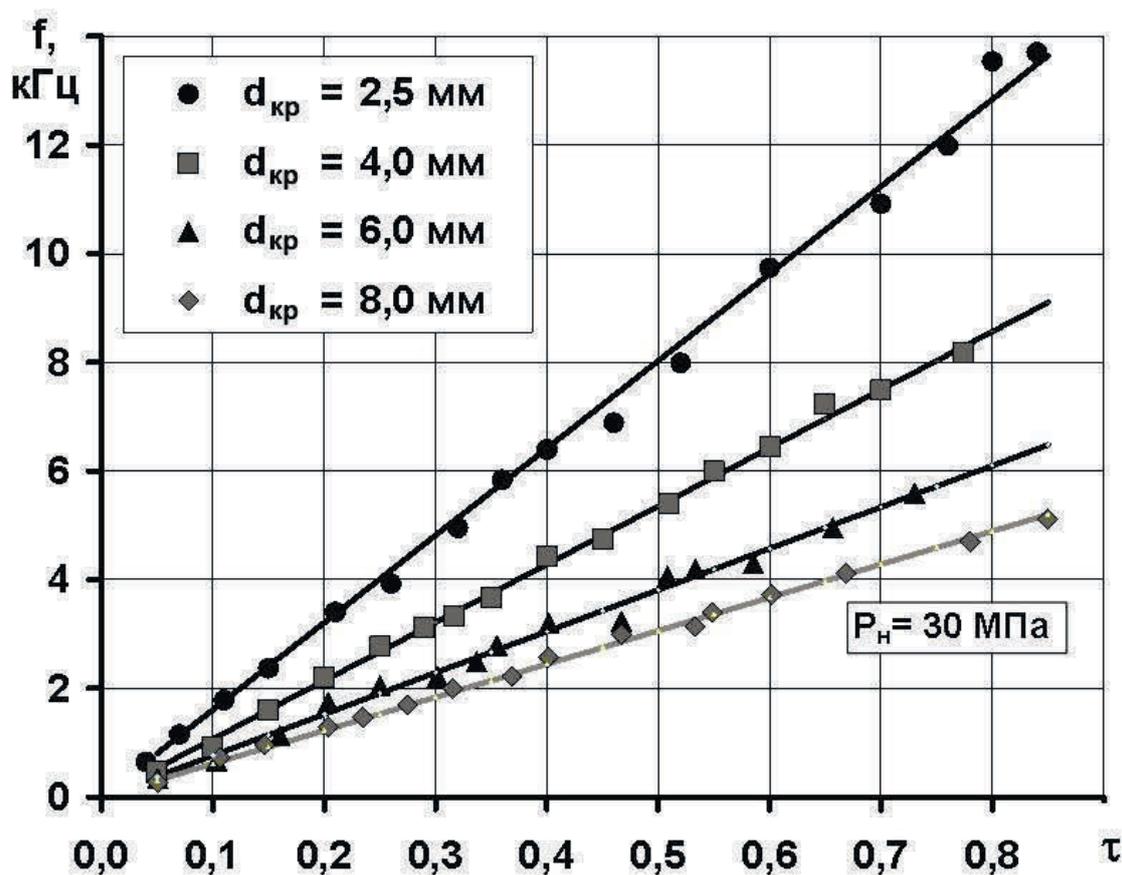


Рис. 3. Расчетные и экспериментальные зависимости частоты f от параметра кавитации τ

Анализ приведенных результатов показал, что среднестатистическая относительная погрешность расчетных и экспериментальных значений частоты для всех генераторов не превышает 7%.

Выводы. Разработанный расчетно-экспериментальный метод определения частот кавитационных колебаний позволяет:

- получить удовлетворительную сходимость результатов расчета частоты с экспериментальными данными в диапазонах изменения параметра кавитации $\tau = 0,05 \div 0,85$ и давлений нагнетания $P_n = 1 \div 30$ МПа для генераторов с любым значением диаметра критического сечения. Относительная погрешность расчетных и экспериментальных значений частоты не превышает 7%;
- теоретически определить рабочий режим устройства и оценить его эффективность при разработке энергосберегающих технологических процессов.

Полученные результаты имеют важное **практическое значение**. Приемлемая теоретическая оценка частоты и уровня гидроимпульсного воздействия генератора позволяет выбрать параметры промышленной установки и установить ее эффективный рабочий режим без дополнительных экспериментальных исследований.

Список литературы

1. Pilipenko, V.V. Cavitation self-oscillations intensify technological processes [Текст] / V.V.Pilipenko, I.K.Man'ko, V.A.Zadontsev // Proceedings of a Fluid Dynamics Panel Workshop. – Kiev, Ukraine. Report 827, 1998, – P.32-1–32-4.
2. Zhulay, Y. Hydrodynamic cavitation in energy-saving technological processes of mining sector [Текст] / Y. Zhulay, V. Zberovskiy, A. Anglovskiy & I.Chugunkov // Geomechanical Processes During Underground Mining Taylor & Francis Group, London, 2012. – P. 51–56.
3. Жулай, Ю.А. Теоретическая оценка эффективности кавитационного теплогенератора [Текст] / Ю.А. Жулай // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. № 18/125. – С. 58-64.
4. Пат. 87038 Украина, МКИ E21F 5/02. Устройство для гидроимпульсного воздействия на угольный пласт [Текст]/Васильев Л.М., Жулай Ю.А., Зберовський В.В., Моисеенко П.Ю., Трохимец Н.Я. (Украина) ; заявитель и патентообладатель ИГТМ НАН Украины. – № а 2007 10209/9822 ; заявл. 13.09.07 ; опубл. 10.06.09, Бюл. № 11.
5. Уточнение линейной математической модели кавитационного генератора колебаний давления жидкости [Текст] / Ю.А. Жулай // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. № 7/114. – С. 21-26.
6. Пилипенко, В.В. Кавитационные автоколебания [Текст]: моногр. / В.В. Пилипенко. – К.: Наукова думка, 1989. – 316 с.
7. Манько, И.К. Визуальные исследования кавитационных автоколебаний в гидравлической системе с прозрачной трубкой Вентури [Текст] / И.К. Манько // Кавитационные автоколебания в насосных системах: сб. науч. тр. Наукова думка. – К. 1976. – Ч. 2. – С. 113 - 118.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Ширінім Л.Н.
Надійшла до редакції 07.02.2015*