

УДК 621.224

А. В. Рябов***А. Е. Катаносов*****А. И. Трубаев**^{*}, канд. техн. наук**А. А. Водка**^{**}**Ю. Н. Ульянов**^{**}

* ОАО «Турбоатом», СКБ ТГМ

(г. Харьков, e-mail: riabov_a_v@mail.ru)

^{**} Национальный технический университет

«Харьковский политехнический институт» (e-mail: trubayev@mail.ru)

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАСТЕЙ МОДЕЛЬНОЙ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Проведены расчетно-экспериментальные исследования динамических характеристик лопастей модельной поворотной-лопастной гидротурбины. Экспериментально и численно определен спектр собственных частот лопасти в воздухе и в воде. Также определены параметры демпфирования лопасти и получены ее амплитудно-частотные характеристики.

Проведені розрахунково-експериментальні дослідження динамічних характеристик лопатей модельної поворотної-лопастевої гідротурбіни. Експериментально та чисельно визначено спектр власних частот лопаті у повітрі та у воді. Також визначені параметри демпфування лопаті та отримані її амплітудно-частотні характеристики.

Ключевые слова: поворотная-лопастная гидротурбина, лопасть, амплитудно-частотные характеристики.

Введение

Расчетно-экспериментальные исследования спектра собственных частот элементов конструкции машин, имеющих сложную геометрию, являются хорошо зарекомендовавшим себя методом верификации создаваемых конечноэлементных (КЭ) моделей. Это обусловлено тем, что спектр собственных частот моделей конструктивных элементов в значительной мере зависит от инерциально-массовых характеристик и в меньшей – от качества принятой КЭ сетки. Следовательно, проведение таких исследований позволяет убедиться в правильности построения сложной геометрической модели объекта. Дополнительным преимуществом таких исследований является реализация в процессе экспериментальных исследований возможности определения коэффициентов демпфирования материала, что позволяет использовать построенные КЭ модели для анализа вынужденных колебаний лопастей гидротурбин.

Лопасть поворотной-лопастной гидротурбины относится к особым конструктивным механическим элементам не только ввиду своей оригинальной геометрической формы, но и по причине особой сложности моделирования динамики лопасти в воде. Принимая во внимание сложность физических процессов и широкий спектр действующих нагрузок на лопасть со стороны рабочей среды гидротурбины, можно утверждать, что проведение анализа динамических характеристик лопастей является важной научно-практической задачей.

Значительный вклад в развитие методов расчета динамических характеристик лопастей гидротурбин был сделан сотрудниками Института проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. В серии работ [1–3] разработаны математические модели для исследования прочности, динамики и ресурса лопастей. На основе теоретических

исследований получены численные значения собственных частот лопасти в воздухе и в воде. Другая серия работ [4, 5] посвящена построению нелинейных математических моделей, описывающих колебания лопастей в жидкости.

Широкое рассмотрение теоретических аспектов моделирования колебаний в представленных работах свидетельствует об их актуальности, а также о необходимости проведения экспериментальных исследований с целью подтверждения полученных результатов и определения параметров демпфирования системы.

Постановка задачи

Целью данной работы является проведение расчетно-экспериментального исследования собственных частот лопасти модельной поворотно-лопастной (ПЛ) турбины. В рамках этих исследований предполагается построить КЭ модели лопасти рабочего колеса и на их основе произвести расчет собственных частот и форм лопасти, а также экспериментально определить спектры частот свободных колебаний лопасти в воздухе и жидкости, оценить логарифмические декременты затухания колебаний лопасти в воздухе и в воде; построить амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) лопасти.

Теоретические исследования собственных колебаний лопасти.

Одним из распространенных методов математического моделирования конструкций является метод конечных элементов (МКЭ) [6]. Для построения геометрической модели лопасти ПЛ гидротурбины (рис. 1) были использованы ее чертежи. Верификация построенной геометрической модели была проведена по массе лопасти. Приемлемым считалось отклонение, не превышающее 5% от значений, приведенных в конструкторской документации. На основе геометрической модели была получена КЭ модель лопасти (рис. 2), для построения которой использовались трехмерные линейные четырехузловые элементы с тремя степенями свободы в узле.

Уравнение свободных колебаний лопасти в матричной форме, согласно МКЭ, может быть записано в виде

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = 0, \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица масс; $[K]$ – матрица жесткости; $[C]$ – матрица демпфирования; $\{q\}$ – вектор узловых перемещений.

Частное решение уравнения (1) имеет вид

$$\{q\} = \{A\}\sin(pt + \varphi), \quad (2)$$

где $\{A\}$ – вектор узловых амплитуд; p – собственная частота; φ – начальная фаза; t – время.

Подставляя (2) в (1), получим уравнение форм колебаний, без учета демпфирования

$$([K] - p^2[M])\{A\} = 0. \quad (3)$$



Рис. 1. Геометрическая модель лопасти

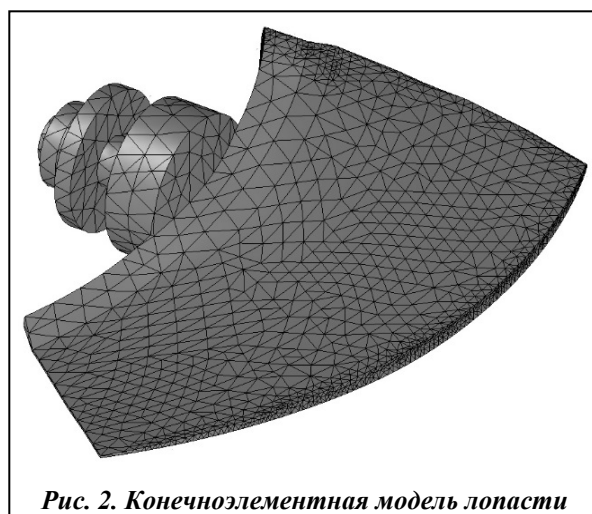
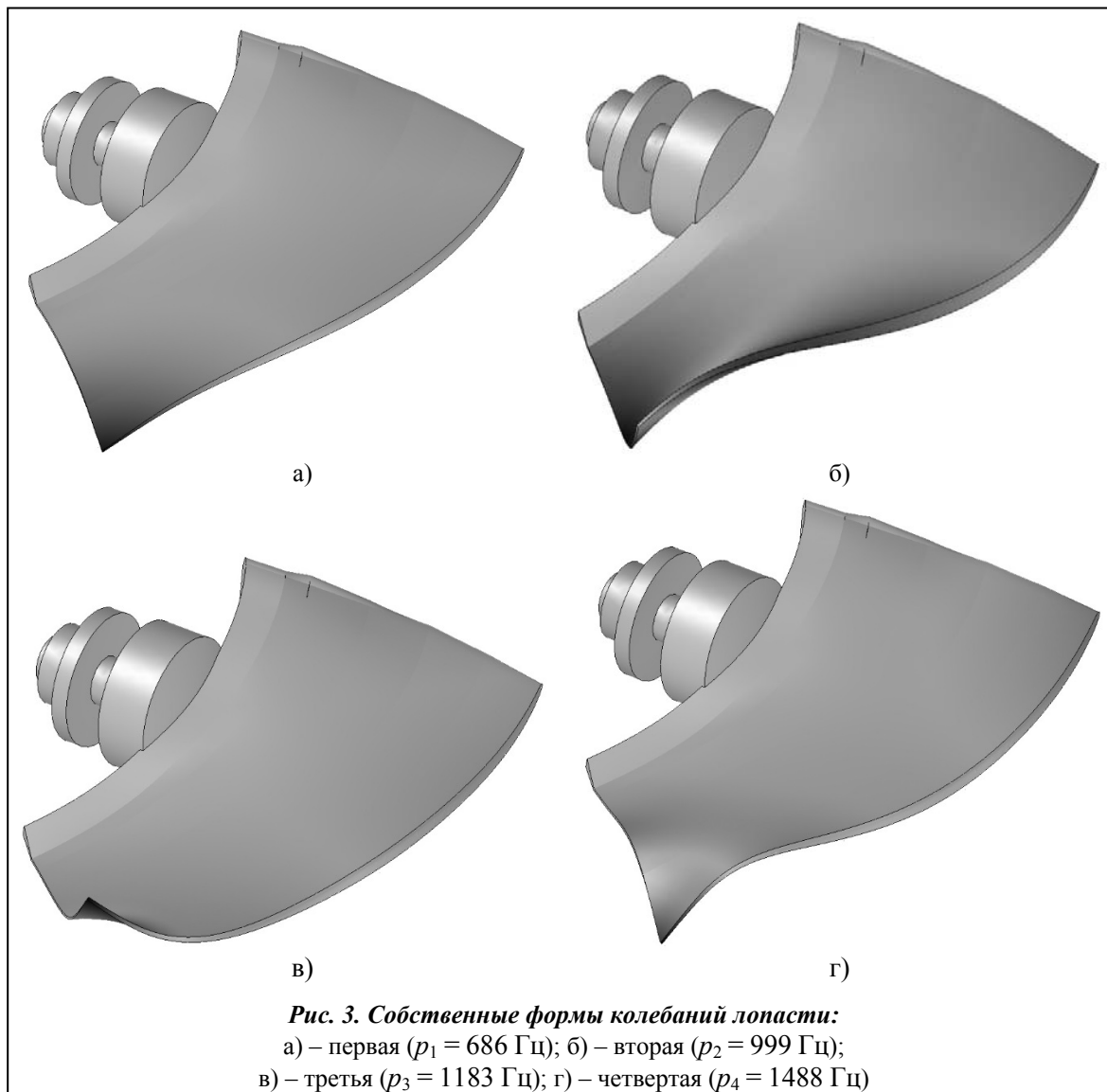


Рис. 2. Конечноэлементная модель лопасти



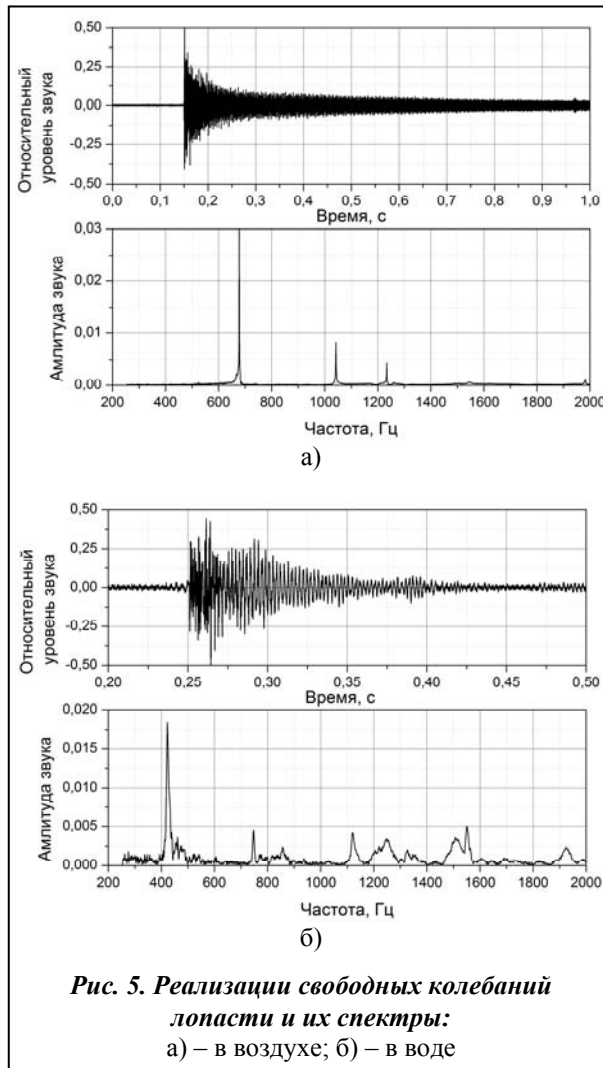
На основании построенной КЭ модели были определены собственные частоты и формы колебаний лопасти. На рис. 3 показаны первые четыре собственные формы колебаний лопасти в воздухе.

Описание экспериментальной установки, методика и результаты исследования

Для проведения экспериментальных исследований была собрана установка, где в качестве сенсора использовался электретный микрофон, подключенный к аудиоадаптеру компьютера (рис. 4). Аудиоадаптер, или звуковая карта использовалась в качестве широкополосного и малозатратного аналого-цифрового преобразователя. Для регистрации сигнала была использована специализированная компьютерная программа – аудиоредактор Audacity 2.0 со свободной лицензией GNU GPL.

Методика записи свободных колебаний лопасти заключалась в том, что исследуемую лопасть подвешивали в воздухе на тонкой прочной ни-





ти, массой и изгибной жесткостью которой по отношению к соответствующим характеристикам лопасти можно пренебречь (тем самым имитировались свободные граничные условия), возле лопасти устанавливался микрофон, после чего по лопасти производилось единичное ударное воздействие. В результате короткого импульсного воздействия в лопасти возникали свободные колебания, частоты которых фиксировались с помощью микрофона. Затем подвешенная лопасть погружалась в емкость с водой, причем объем воды значительно превышал объем лопасти. Также с помощью микрофона, расположенного рядом с емкостью, проводилась регистрация сигнала, возникающего вследствие свободных колебаний лопасти. Для зарегистрированных реализаций свободных колебаний с помощью преобразования Фурье проводилось вычисление спектров. По полученным спектрограммам определялись частоты свободных колебаний. Для снижения величины случайной погрешности измерений замеры проводились многократно, с последующим усреднением значений полученных частот. На рис. 5 показаны типовые записи свободных колебаний лопасти и их спектры.

Как известно, при погружении в жидкость значения частот свободных колебаний лопасти понижаются [7]. Для опре-

деления величины снижения собственной частоты на практике используется коэффициент

$$K_c = f_{\text{вод}}/f_{\text{возд}}, \quad (4)$$

где $f_{\text{вод}}$ – частота в воде, $f_{\text{возд}}$ – частота в воздухе.

Полученные результаты экспериментов сведены в табл. 1, а также сопоставлены с результатами исследований других авторов [2, 7, 8]. Как видно из таблицы, наблюдается хорошее соответствие значений частот, найденных теоретически и экспериментально. Значения коэффициента снижения частоты в воде K_c также хорошо совпадают для первых двух форм, однако с ростом номера формы расхождение возрастает. Это, по-видимому, вызвано отличиями в закреплении лопасти и методике проведения эксперимента.

Таблица 1. Значения частот свободных колебаний лопасти

$f_{\text{возд}}$ (МКЭ), Гц	$f_{\text{возд}}$ (эксперимент), Гц	$f_{\text{вод}}$, Гц	K_c	K_c , [2]	K_c , [7]	K_c , [8]	Расхождение значений по $f_{\text{возд}}$ между МКЭ и экспериментом, %
686	678	423	0,62	0,60	0,67	0,64	1,2
999	1041	747	0,72	0,72	0,72	0,72	4,0
1183	1235	1120	0,91	0,72	0,74	0,74	4,2
1488	1517	1496	0,99	0,65	0,68	0,68	1,9
1537	1617	1551	0,96	–	0,71	–	4,9

Определение параметров демпфирования и АЧХ лопасти

Еще одним важным аспектом анализа динамического поведения лопастей гидроагрегата является определение амплитуд вынужденных колебаний. На значения амплитуд колебаний в значительной мере оказывают влияние параметры демпфирования системы.

Простым, с точки зрения экспериментального определения, параметром является логарифмический декремент затухания δ_i , где i – номер формы колебаний. Так как δ_i зависит от частоты и формы колебаний, то предлагается с помощью алгоритмов цифровой фильтрации сигнала выделить из спектра полосы шириной 20 Гц. При этом каждая полоса должна содержать в своем центре собственную частоту лопасти. Затем для каждой полосы определяется декремент колебаний, соответствующий i -й собственной частоте колебаний

$$\delta_i = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{a(t)}{a(t+nT)} \right), \quad (5)$$

где n – число периодов между рассматриваемыми точками; $a(t)$ – исследуемый сигнал; T – период

$$\zeta_i = \frac{\delta_i}{\sqrt{4\pi^2 + \delta_i^2}}, \quad (6)$$

$$\zeta_i = \frac{\alpha}{2} \frac{1}{p_i} + \frac{\beta}{2} p_i, \quad (7)$$

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K]. \quad (8)$$

Для использования модели модального демпфирования необходимо определить коэффициент демпфирования (ζ_i), который связан с декрементом затухания (5) посредством соотношения (6). Коэффициент демпфирования может быть выражен через параметры рэле-евской модели трения (α и β) (7), которые, в свою очередь, связаны с глобальной матрицей демпфирования из уравнения (1) через выражение (8).

Результаты определения параметров демпфирования представлены в табл. 2. Как видно из таблицы, декременты колебаний и коэффициенты демпфирования лопасти при погружении в воду возрастают более чем на порядок, что является ожидаемым результатом.

На основе разработанной КЭ модели и полученных коэффициентов демпфирования были построены АЧХ в точке наибольшего прогиба лопасти, нагруженной единичным давлением. В качестве граничных условий было задано жесткое закрепление лопасти к корпусу рабочего колеса. Как видно из рис. 6, значительное увеличение демпфирования в системе при погружении в воду привело к соответствующему снижению амплитуд колебаний более чем на порядок. На приведенном рисунке темным фоном отмечен укрупненный фрагмент АЧХ, позволяющий уточнить значения отдельных амплитуд.

Таблица 2. Параметры демпфирования лопасти

№ формы	$\delta_{\text{возд.}} \times 10^{-3}$	$\zeta_{\text{возд.}} \times 10^{-3}$	$\beta_{\text{вод.}} \times 10^{-3}$	$\zeta_{\text{вод.}} \times 10^{-3}$
1	2,38	0,378	59,4	9,46
2	4,89	0,779	11,2	1,78
3	2,96	0,471	37,6	5,98

Выводы

В работе проведены расчетно-экспериментальные исследования вибрационного состояния лопасти модельной ПЛ-гидротурбины. По результатам работы подтверждена адекватность КЭ модели лопасти, определены собственные формы и частоты лопасти, проведено сопоставление теоретических и экспериментальных данных. Определены коэффициенты снижения собственной частоты лопасти при погружении ее в воду. Указанные результаты хорошо согласуются с данными других авторов. Дана оценка логарифмическим декрементом колебаний и коэффициентам демпфирования. На основе полученных данных построены

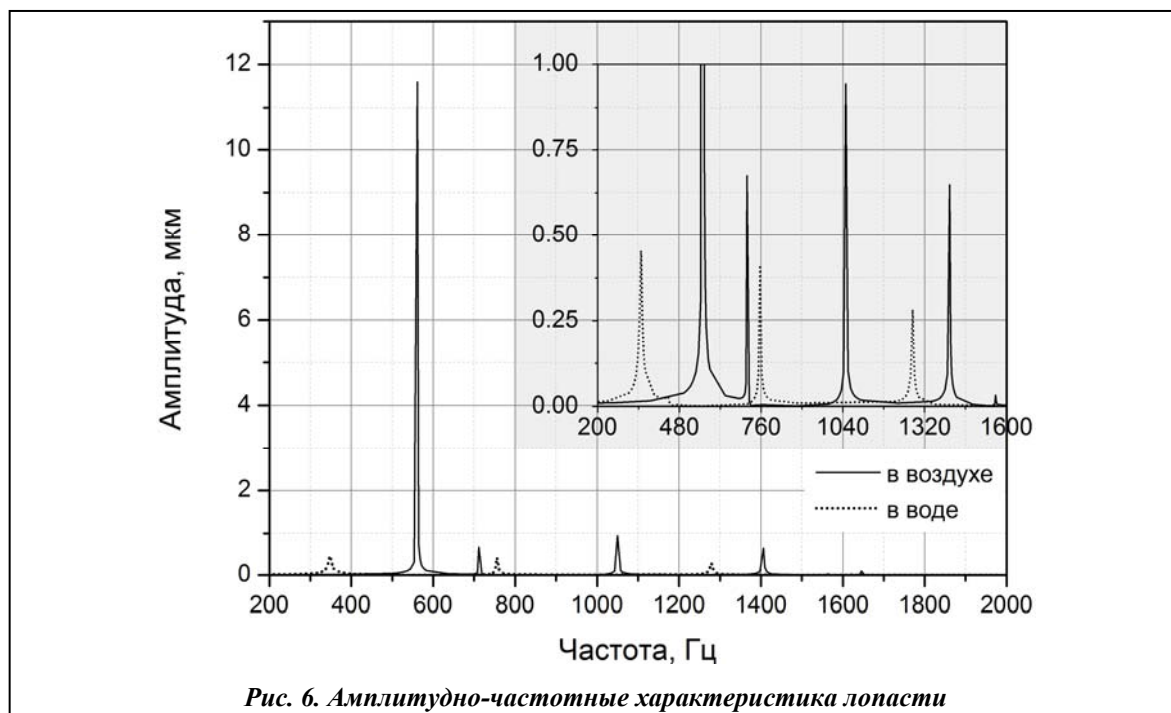


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики лопасти

амплитудно-частотные характеристики лопасти в воздухе и в воде. Примененный метод экспериментального определения собственных частот лопасти показал свою эффективность и экономичность.

Литература

1. *Исследование динамических характеристик элементов конструкций гидротурбин с учетом эксплуатационных повреждений* / Е. А. Стрельникова, Т. Ф. Медведовская, И. Е. Ржевская, Е. В. Ганчин // Вестн. СевНТУ. – 2010. – № 110 (Механика, энергетика, экология). – С. 37–42.
2. *Ганчин, Е. В. Исследование динамических характеристик лопастей рабочих колес поворотных лопастных гидротурбин при взаимодействии с жидкостью* / Е. В. Ганчин, И. Е. Ржевская, Е. А. Стрельникова // Вестн. Харьков. нац. ун-та. – 2009. – № 847. Сер. Математическое моделирование, информационные технологии, Автоматизированные системы управления, выпуск 11. – С. 69–78.
3. *Ганчин, Е. В. Прочность, динамика и ресурс лопасти рабочего колеса* / Е. А. Стрельникова, И. Е. Ржевская, Е. В. Ганчин // Авиац.-косм. техника и технология. – 2009. – № 9 (66). – С. 91–94.
4. *Бреславский, И. Д. Свободные нелинейные колебания пологой оболочки в жидкости при геометрически нелинейном деформировании* / И. Д. Бреславский, Е. А. Стрельникова, К. В. Аврамов // Проблемы прочности. – 2011. – № 1. – С. 40–50.
5. *Бреславский, И. Д. Колебания геометрически нелинейных пологих оболочек переменной толщины, защемленных по части контура* / И. Д. Бреславский, К. В. Аврамов // Динамические системы. – 2009. – № 27. – С. 17–29.
6. *Зенкевич, О. К. Метод конечных элементов в технике* / О. К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 420 с.
7. *Модельные исследования гидротурбин* / Ф. В. Аносов, А. В. Белобородов, М. В. Гушин и др.; под ред. В. М. Мальшева. – Л.: Машиностроение, 1971. – 288 с.
8. *Явиц, С. Н. Исследование частотных характеристик лопастей рабочих колес ПЛ гидротурбин* / С. Н. Явиц // Энергомашиностроение. – 1970. – № 8. – С. 25–28.

Поступила в редакцию
10.11.13