

УДК 539.3

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.55664

Запропоновано методику чисельного дослідження гідропружних коливань кришок гідротурбін з верхнім кільцем направляючого апарату. Отримано п'ять власних частот і форм чавунної і сталеві кришок гідротурбін з верхнім кільцем направляючого апарату у вакуумі та з урахуванням впливу води. Видно, що врахування впливу води, а також наявність кільця, знижує частоти власних коливань

Ключові слова: гідропружні коливання, метод скінчених елементів, власні коливання, кришка гідротурбіни

Предложена методика численного исследования гидроупругих колебаний крышек гидротурбин с верхним кольцом направляющего аппарата. Получены пять собственных частот и форм чугунной и стальной крышек гидротурбин с верхним кольцом направляющего аппарата в вакууме и с учетом влияния воды. Видно, что учет влияния воды, а также наличие кольца, снижает частоты собственных колебаний

Ключевые слова: гидроупругие колебания, метод конечных элементов, собственные колебания, крышка гидротурбины

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ КРЫШЕК ГИДРОТУРБИН С ВЕРХНИМ КОЛЬЦОМ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

С. Ю. Мисюра

Младший научный сотрудник

Отдел прочности

и оптимизации конструкций

Институт проблем машиностроения

им. А.Н. Подгорного НАН Украины

ул. Дм. Пожарского, 2/10,

г. Харьков, Украина, 61046

E-mail: misurasu@mail.ru

1. Введение

Крышка гидротурбины является одним из важнейших элементов конструкции, поскольку она воспринимает основные нагрузки, а срок ее эксплуатации составляет более 30 лет.

Одной из важнейших составляющих, которая позволяет предприятию, которое проектирует и производит гидротурбины, быть конкурентоспособным, является использование современных методов и средств численного исследования прочности и вибрационных характеристик конструкции, а также наиболее полный учет ее конструктивных особенностей и условий эксплуатации. Кроме того, необходимо иметь возможность в сжатые сроки проводить многовариантные расчеты.

В настоящее время, как правило, используются упрощенные методики, которые не позволяют учесть все конструктивные особенности и полный спектр внешних воздействий, возникающий в процессе эксплуатации. Поэтому разработка уточненных методик для оперативного исследования динамики крышек гидротурбин с учетом эксплуатационных и аварийных режимов представляет собой актуальную научно-техническую задачу.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

На частоту крышки гидротурбины влияют: давление воды, инерционные силы от присоединенных

масс, а также глубина объема воды под крышкой. В настоящее время в практике проектирования крышек используются методики, в которых крышка представляется в виде ортотропного тела взаимодействующего с идеальной несжимаемой жидкостью [1].

В работе [2] проведены экспериментальные и расчетные исследования динамических характеристик упругих оболочек, наполненных вязкоупругой жидкостью. В работе [3] рассматривается задача исследования колебаний упругой конструкции с вязкой сжимаемой жидкостью с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Используется подход Эйлера, который базируется на описании движения сжимаемой жидкости через потенциал перемещений/давление, а движение упругой конструкции – через перемещения. Учет сжимаемости жидкости приводит к существенному повышению трудоемкости решения задачи. В работах [4, 5] предлагаются различные формулировки решения задач гидроупругости для сжимаемой невязкой жидкости. Схемы приближенного учета сжимаемости жидкости для решения задач о собственных колебаниях конструкции с идеальной жидкостью, описаны в работе [6].

В работе [7] предложен метод определения собственных частот и форм колебаний упругих оболочек вращения, частично заполненных жидкостью. Формы колебаний оболочки с жидкостью определяются как линейная комбинация собственных форм ее колебаний в вакууме. В работе [8] использовались уравнения, описывающие колебания ортотропных оболочек, содержащих идеальную несжимаемую жидкость. Кроме того, следует также отметить публикации [9, 10],

в которых описываются гидроупругие эффекты для конструкций взаимодействующих с жидкостью.

В настоящей работе предлагается методика расчета собственных частот и форм крышек гидротурбин, основанная на МКЭ, когда крышка представляется в виде пространственной тонкостенной конструкции, что позволяет наиболее полно учесть все конструктивные особенности, а также влияние инерционных сил от присоединенных масс, гидроупругие эффекты, когда вода считается сжимаемой и невязкой.

Объект исследования – чугунная и стальная крышки поворотной лопастной гидротурбины в сборе с верхним кольцом направляющего аппарата.

Исследование собственных упругих и гидроупругих частот колебаний конструкции начинается с построения ее геометрической модели. Поскольку в данной работе будут рассматриваться пространственные конструкции, состоящие из тонкостенных элементов, для которых отношение толщины элементов конструкции к характерному размеру не превышает 1/10, применяется теория тонких пластин и оболочек. Поэтому для решения задачи используется треугольный упругий оболочечный КЭ с тремя узлами. Элемент в каждом узле имеет шесть степеней свободы: перемещения в направлении осей X, Y, Z и повороты вокруг осей X, Y, Z. Расположение узлов элемента I, J и K и система координат показаны на рис 1.

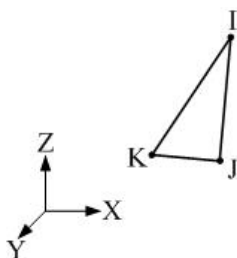


Рис. 1. Треугольный элемент

Далее, создается конечноэлементная модель объема воды, которая контактирует с конструкцией, при этом используется четырехузловой пространственный КЭ. Данный элемент предназначен для описания акустических свойств жидкости, а также её динамического взаимодействия с упругой конструкцией. Узлы элемента имеют четыре степени свободы: перемещения по координатам X, Y, Z и давление. Расположение узлов I, J и K и система координат элемента показаны на рис. 2.

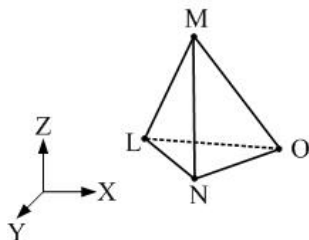


Рис. 2. Пространственный тетраэдральный элемент

С помощью таких элементов описывается поведение жидкости, решаются задачи о собственных колебаниях гидроупругих систем. Связь оболочечной конечноэлементной модели с акустическими элементами осуществ-

ляется с помощью граничных элементов. Кроме того, задаются условия закрепления конструкции.

Для отыскания собственных частот в вакууме используется алгоритм Ланцоша. При решении системы алгебраических уравнений учитывается разреженность матриц. Метод Ланцоша особенно эффективен при отыскании собственных частот в заданной части спектра собственных значений механической системы. Для определения собственных частот с учетом влияния жидкости используется метод анализа несимметричных алгебраических систем, так как в этом случае матрицы масс и жесткости несимметричны [11].

Достоверность результатов, получаемых на основе предлагаемого подхода, показана на примере расчета собственных частот колебаний цилиндрического резервуара и конической оболочки, заполненных водой в работах [12, 13].

3. Цель и задачи исследования

Целью работы является анализ собственных частот колебаний конструкции крышки гидротурбины в сборе с верхним кольцом направляющего аппарата и без него, а также с учетом и без учета влияния воды.

Для этого необходимо на основе МКЭ разработать математическую модель крышки в сборе с верхним кольцом и воды и выполнить численные исследования собственных частот.

Для достижения поставленной цели были поставлены следующие задачи:

- разработать методику определения собственных частот и форм колебаний крышки в вакууме;
- разработать методику определения собственных частот и форм колебаний крышки с учетом гидроупругих эффектов;
- исследовать влияние воды и верхнего кольца направляющего аппарата на частоты собственных колебаний крышки гидротурбины.

4. Методы решения задачи о собственных колебаниях

Собственные колебания конструкции в вакууме совершаются при отсутствии внешних сил. Будем считать, что демпфирование также отсутствует, тогда матричное уравнение движения конструкции, имеет вид

$$M\ddot{v} + Kv = 0, \tag{1}$$

где M – матрица масс конструкции; K – матрица жесткости конструкции; v – вектор узловых перемещений.

Решение данного уравнения ищем в виде

$$v = w \cos \omega t, \tag{2}$$

где ω – частота колебаний; w – матрица-столбец, которая содержит амплитудные значения перемещений и называется формой колебаний.

Собственные колебания характеризуются совокупностью значений собственных частот ω_i и форм w_i [14].

В данном случае задача заключается в отыскании нескольких низших частот и соответствующих им форм колебаний.

Подставив (2) в (1), приходим к уравнению

$$(K - \omega^2 M)w = 0. \tag{3}$$

Это равенство представляет собой систему линейных однородных алгебраических уравнений относительно элементов вектора w . Тривиальное решение этой системы $w=0$, не представляет интереса, так как на основании (2) в этом случае получим $v=0$.

Уравнение (3) может иметь нетривиальное решение, если ее определитель равен нулю

$$|K - \omega^2 M| = 0. \tag{4}$$

Значения ω , удовлетворяющие уравнению (4), представляют собой частоты собственных колебаний конструкции. Каждой собственной частоте ω_i соответствует нетривиальное решение w_i системы уравнений

$$(K - \omega_i^2 M)w_i = 0.$$

При гидроупругих колебаниях конструкции в динамический процесс вовлекается жидкость, которая ее омывает, поэтому связанная система уравнений имеет вид

$$\begin{bmatrix} [M^s] & 0 \\ \rho[L]^T & [M^f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K^s] & [L] \\ 0 & [K^f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \tag{5}$$

где $[M^s]$ и $[M^f]$ – матрицы масс оболочечных и акустических КЭ соответственно; $[K^s]$, $[K^f]$ – матрицы жесткости оболочечных и акустических КЭ; $\{q\}$ – вектор обобщенных узловых перемещений; ρ – плотность жидкости; $\{p\}$ – вектор узловых давлений; $[L]$ – матрица связи между граничными элементами конструкции и КЭ акустической среды, определяемая формулой:

$$[L] = \int_A \{\Phi\} \{n\}^T \{\Phi'\}^T dA. \tag{6}$$

Здесь $\{\Phi\}$ – функции формы давления в акустическом КЭ; $\{\Phi'\}$ – функции формы перемещений КЭ оболочки; $\{n\}$ – вектор направляющих косинусов нормали к поверхности оболочки, взаимодействующей с водой; A – площадь поверхности соприкосновения между структурными и акустическими КЭ [15].

5. Описание крышки гидротурбины и верхнего кольца направляющего аппарата

Крышка гидротурбины является пространственной циклически-симметричной конструкцией, состоящей из тонкостенных оболочек вращения, объединенных n ребрами – меридиональными пластинами сложной конфигурации (рис. 3).

В ребрах для снижения массы узла предусмотрены фигурные отверстия. Толщины элементов конструкции (оболочек и пластин – ребер) находятся в пределах от 0,035 до 0,060 м. Габаритные размеры крышки: диаметр – 5,25 м, высота – 1,13 м.

Крышка изготавливается литьем из чугуна. Рассмотрены интервалы наиболее возможных значений механических свойств материала:

– 1-й вариант: модуль упругости $E=1,2 \times 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона – 0,21, удельный вес материала – 7300 кг/м³;

– 2-й вариант: модуль упругости $E=0,8 \times 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона – 0,3, удельный вес материала – 7300 кг/м³.

Верхнее кольцо направляющего аппарата также является пространственной циклически-симметричной конструкцией, состоящей из тонкостенных оболочек вращения, объединенных ребрами – меридиональными пластинами сложной конфигурации (рис. 4).

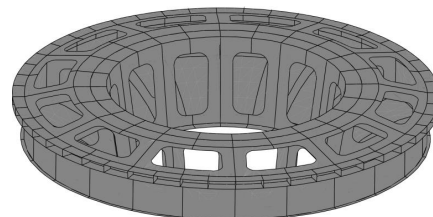


Рис. 3. Крышка гидротурбины

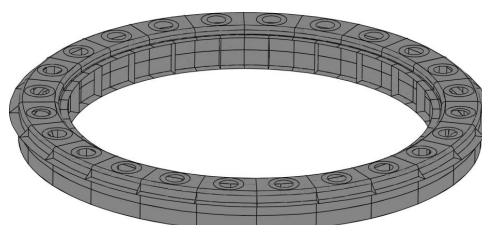


Рис. 4. Верхнее кольцо направляющего аппарата гидротурбины

Верхнее кольцо изготавливается из стали 30Л. Габаритные размеры верхнего кольца: диаметр 6,650 м, высота 0,630 м.

Механические свойства материала: модуль упругости $E=2,1 \times 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона – 0,3, удельный вес материала – 7850 кг/м³.

Для решения задачи о собственных колебаниях конструкции как крышки, так и крышки в сборе с верхним кольцом, можно рассматривать как оболочечную.

На рис. 5 приведена расчетная схема крышки абсолютно жестко закреплена по опорной поверхности внешнего фланца. Высота столба воды равна 6,3 м, что соответствует нижней отметке отсасывающей трубы (рис. 5).

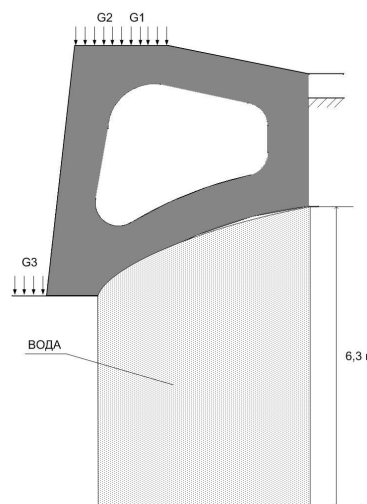


Рис. 5. Схема нагружения и закрепления крышки

Расчет собственных частот колебаний крышки в вакууме проводится с учетом масс следующих узлов и деталей, расположенных на крышке турбины:

- $G_1=7117$ кгс, складывающийся из веса:
 - вес регулирующего кольца $G_{рег.к.}=4800$ кгс;
 - вес $\frac{1}{2}$ серег НА $G_{серг}=366$ кгс;
 - вес пальцев серег НА $G_{пал}=96$ кгс;
 - вес тяги $G_{тяги}=495$ кгс.

Вес ротора генератора $G_2=247330$ кгс, складывающийся из веса:

- вес вала $G_{вал}=23220$ кгс;
- вес ротора генератора $G_{р.г.}=137650$ кгс;
- вес надставки вала $G_{н.в.}=900$ кгс;
- вес ротора возбудителя $G_{р.в.}=5160$ кгс;
- вес опоры подпятника $G_{о.п.}=9500$ кгс;
- вес подпятника $G_{подп.}=2800$ кгс.

Вес направляющего подшипника $G_3=11469$ кгс.

На рис. 6 приведена расчетная схема крышки в сборе с верхним кольцом. Крышка опорной поверхностью наружного фланца жестко соединяется с внутренним фланцем верхнего кольца. Кольцо жестко закреплено опорной поверхностью внешнего фланца к верхнему кольцу статора. В приведенной расчетной схеме между внешним фланцем крышки и внутренним фланцем кольца принят жесткий контакт и конструкция рассматривается как единое целое. Высота столба воды равна 6,3 м, что соответствует нижней отметке отсасывающей трубы (рис. 6).

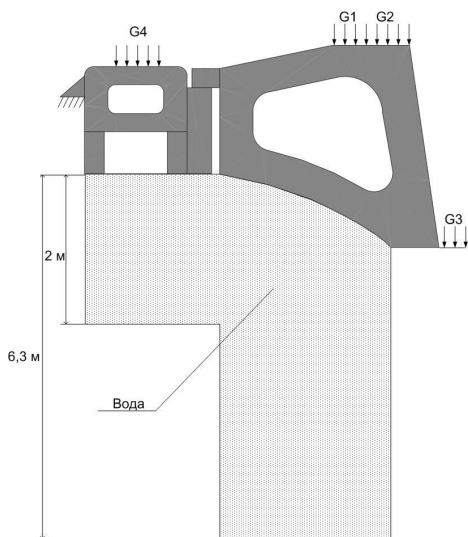


Рис. 6. Схема нагружения и закрепления конструкции с верхним кольцом

Вес лопаток и деталей механизма поворота $G_4=32400$ кгс, прикладывается по 1350 кгс на 24 накладки.

6. Численные результаты

Конечноэлементная модель крышки гидротурбины представлена на рис. 7.

Конечноэлементная модель крышки в сборе с верхним кольцом гидротурбины представлена на рис. 8.

Значение первой частоты в вакууме составляет 17,3 Гц, а ее форма показана на рис. 9.

Значение первой частоты составляет 16,9 Гц с учетом влияния воды, а ее форма показана на рис. 10.

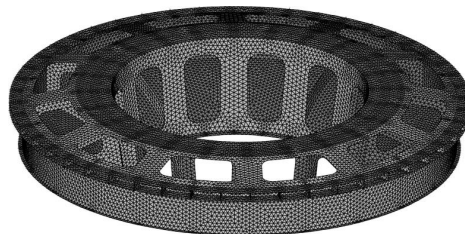


Рис. 7. Конечноэлементная модель крышки гидротурбины

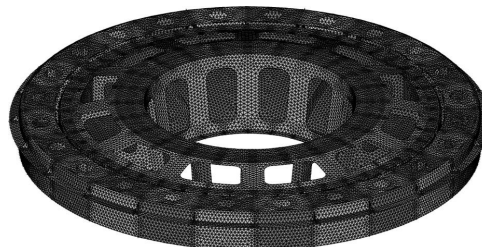


Рис. 8. Конечноэлементная модель крышки в сборе с верхним кольцом гидротурбины

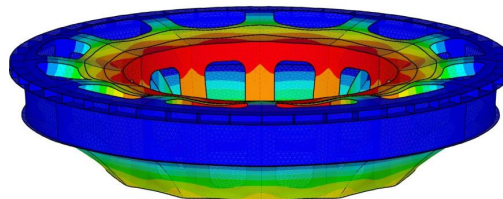


Рис. 9. Зонтчатая форма собственных колебаний, соответствующая первой частоте 17,3 Гц



Рис. 10. Зонтчатая форма собственных колебаний, соответствующая первой частоте 16,9 Гц

Полученные данные сведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчета собственных частот колебаний крышки гидротурбины

Весы $G_1=7117$ кгс, $G_2=247330$ кгс, $G_3=11469$ кгс						
Материал крышки $E=1,2 \times 10^5$ МПа, $\mu=0,21$, $\rho=7300$ кг/м ³			Материал крышки $E=0,8 \times 10^5$ МПа, $\mu=0,3$, $\rho=7300$ кг/м ³			
№	Частоты в вакууме	№	Частоты с учетом влияния воды	№	Частоты в вакууме	Частоты с учетом влияния воды
1	17.3	1	16.9	1	14.2	13.9
2	19.7	2	19.6	2	16.1	16.0
3	19.7	3	19.6	3	16.1	16.0
4	25.5	4	25.5	4	20.8	20.8
5	25.5	5	25.5	5	20.8	20.8

Далее приводятся результаты исследования собственных частот колебаний крышки с верхним кольцом направляющего аппарата в вакууме.

Значение первой частоты в вакууме составляет 15,3 Гц, а ее форма показана на рис. 11

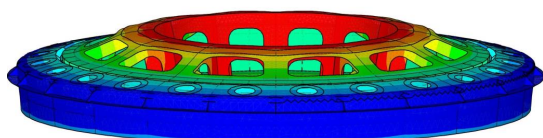


Рис. 11. Зонтичная форма собственных колебаний, соответствующая первой частоте 15,3 Гц

Ниже приведены результаты исследования собственных частот колебаний крышки в сборе с верхним кольцом направляющего аппарата с учетом влияния воды.

Значение первой частоты составляет 14 Гц с учетом влияния воды, а ее форма показана на рис. 12.

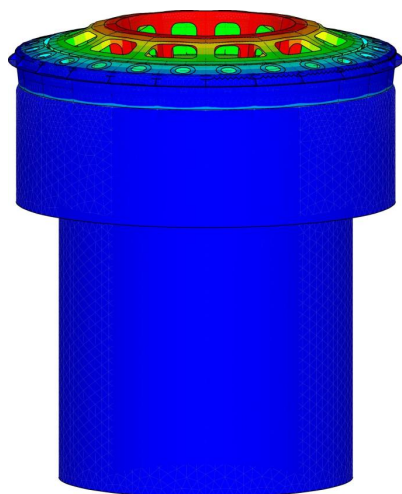


Рис. 12. Зонтичная форма собственных колебаний, соответствующая первой частоте 14 Гц

Полученные данные сведены в табл. 2.

Аналогичные исследования собственных частот проведены для колебаний стальной крышки (рис. 13).

Результаты расчета стальной крышки и крышки в сборе с верхним кольцом приведены в табл. 3, 4.

Таблица 2

Результаты расчета собственных частот колебаний крышки гидротурбины в сборе с верхним кольцом

Весы $G_1=7117$ кгс, $G_2=247330$ кгс, $G_3=32400$ кгс, $G_4=32400$ кгс						
Материал крышки $E=1,2 \times 10^5$ МПа, $\mu=0,21$, $\rho=7300$ кг/м ³			Материал крышки $E=0,8 \times 10^5$ МПа, $\mu=0,3$, $\rho=7300$ кг/м ³			
№	Частоты в вакууме	№	Частоты с учетом влияния воды	№	Частоты в вакууме	Частоты с учетом влияния воды
1	15.3	1	14.0	1	14.0	13.4
2	20.5	2	20.3	2	18.9	19.5
3	20.5	3	20.3	3	18.9	19.5
4	30.5	4	30.4	4	28.1	29.3
5	30.5	5	30.4	5	28.1	29.3

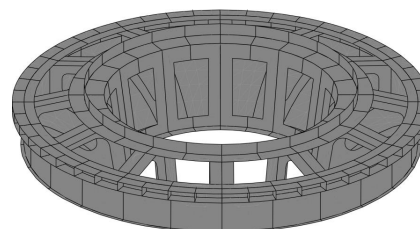


Рис. 13. Стальная крышка гидротурбины

Таблица 3

Результаты расчета собственных частот колебаний стальной крышки гидротурбины

Весы $G_1=7\ 7682$ кгс, $G_2=247330$ кгс, $G_3=11469$ кгс			
Материал крышки и кольца: $E=2,1 \times 10^5$ МПа, $\mu=0,3$, $\rho=7850$ кг/м ³			
№	Частоты в вакууме	№	Частоты с учетом влияния воды
1	27.4	1	25.8
2	29.5	2	28.6
3	29.5	3	28.6
4	37.1	4	36.3
5	37.1	5	36.3

Таблица 4

Результаты расчета собственных частот колебаний стальной крышки гидротурбины в сборе с верхним кольцом

Весы $G_1=7\ 7682$ кгс, $G_2=247330$ кгс, $G_3=11469$ кгс			
Материал: $E=2,1 \times 10^5$ МПа, $\mu=0,3$, $\rho=7850$ кг/м ³			
№	Частоты в вакууме	№	Частоты с учетом влияния воды
1	16.9	1	15.4
2	22.7	2	23.3
3	22.7	3	23.3
4	34.9	4	36.8
5	34.9	5	36.8

Видно, что учет влияния воды, а также наличие кольца, понижает частоты собственных колебаний.

7. Обсуждение результатов исследования собственных колебаний крышек

Расчеты проводились для двух видов чугуна, которые отличаются механическими свойствами. Для первого типа чугуна первая собственная частота в вакууме равна 17,3 Гц, а с учетом влияния воды первая

собственная частота составляет 16,9 Гц, что на 2,3 % меньше, чем частота в вакууме. Для второго типа чугуна первая собственная частота в вакууме равна 14,2 Гц, а с учетом влияния воды первая собственная частота составляет 13,9 Гц, что на 2,1 % меньше, чем частота в вакууме.

Для этого же варианта крышки проведены аналогичные исследования с учетом влияния верхнего кольца направляющего аппарата, которое изготовлено из стали. Для первого типа чугуна первая собственная частота в вакууме равна 15,3 Гц, а с учетом влияния воды первая собственная частота составляет 14,0 Гц, что на 9 % меньше, чем частота в вакууме. Учет кольца снизил первую собственную частоту в вакууме на 13 %, а с учетом влияния воды – на 20,7 %. Для второго типа чугуна первая собственная частота в вакууме равна 14,0 Гц, а с учетом влияния воды первая собственная частота составляет 13,4 Гц, что на 4,2 % меньше, чем частота в вакууме. Учет влияния кольца снизил первую собственную частоту в вакууме на 1,4 %, а с учетом влияния воды – на 3,7 %.

Аналогичные исследования проведены для стальной крышки гидротурбины.

Первая собственная частота в вакууме равна 27,4 Гц, а с учетом влияния воды первая собственная частота составляет 25,8 Гц, что на 6,2 % меньше, чем частота в вакууме.

Для стальной крышки с верхним кольцом направляющего аппарата, первая собственная частота в вакууме равна 16,9 Гц, а с учетом влияния воды – 15,4 Гц, что на 9,7 % меньше, чем частота в вакууме. Учет влияния кольца снизил первую собственную частоту в вакууме на 38 %, а с учетом влияния воды – на 40 %.

Достоинством предложенного подхода является возможность учета всех конструктивных особеннос-

тей крышки, влияния инерционных сил от присоединенных масс, гидроупругих эффектов.

Данная работа является продолжением исследований представленных в работах [9, 10].

Предложенная методика может быть полезна проектирующим, которые проектируют гидротурбины.

8. Выводы

В результате проведенных исследований:

1. Разработаны методики расчета собственных частот и форм колебаний крышек в вакууме и при взаимодействии с водой, а также с учетом влияния верхнего кольца направляющего аппарата, когда крышка представляется в виде пространственной тонкостенной конструкции, что позволяет учесть все конструктивные особенности. Гидроупругие эффекты учитываются в акустическом приближении, когда вода считается невязкой и сжимаемой жидкостью.

2. Получены пять собственных частот и форм чугунной и стальной крышек гидротурбин в вакууме и с учетом гидроупругих эффектов. Аналогичные исследования проведены для крышек с верхним кольцом направляющего аппарата.

3. Учет влияния воды и верхнего кольца направляющего аппарата приводит к понижению собственных частот крышек гидротурбин. Незначительное снижение частот при учете влияния воды обусловлено большой весовой нагрузкой более 300 тонн, действующей на крышку.

Таким образом, при проектировании крышек гидротурбин нужно проводить комплексное исследование влияния всех факторов воздействующих на крышку.

Литература

1. Веремеенко, И. Свободные гидроупругие колебания крышек гидротурбин [Текст] / И. Веремеенко, О. Зельнская, Б. Кантор, Е. Еселева, Т. Медведовская, Е. Стрельникова // *Машиностроение*. – 2003. – № 8 (74). – С. 3–7.
2. Сапожников, С. Б. Экспериментальное и численное исследование колебаний тонкостенной оболочки, заполненной вязкоупругой жидкостью [Текст] / С. Б. Сапожников, Е. Я. Фот, В. В. Мокеев // *Известия Челябинского научного центра*. – 2004. – № 4 (26). – С. 66–70.
3. Мокеев, В. В. О точности схемы приближенного учета сжимаемости жидкости в задачах гидроупругого взаимодействия конструкции с вязкой жидкостью [Текст] / В. В. Мокеев // *Известия Челябинского научного центра*. – 2003. – № 1 (18). – С. 50–54.
4. Felippa, C. A. Mixed Variational Formulation of Finite Element Analysis of Acoustoelastic / SLOSH Fluid–Structure Interaction [Text] / C. A. Felippa, R. Ohayon // *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. – 1990. – Vol. 4, Issue 1. – P. 35–57. doi: 10.1016/0889-9746(90)90036-5
5. Sandberg, G. A. New Strategy for Solving Fluid–Structure Problems [Text] / G. A. Sandberg // *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. – 1995. – Vol. 38, Issue 3. – P. 357–370. doi: 10.1002/nme.1620380302
6. Мокеев, В. В. О численном решении задачи вынужденных колебаний упругой конструкции, содержащей сжимаемую вязкую жидкость [Текст] / В. В. Мокеев // *Динамика, прочность и износостойкость машин*. – 1999. – № 7. – С. 11–17.
7. Гнисько, В. И. Собственные колебания оболочек вращения, частично заполненных жидкостью [Текст] / В. И. Гнисько, Е. В. Еселева // *Динамика и прочность машин*. – 2006. – № 21. – С. 60–65.
8. Клигман, Е. П. Спектральная задача для оболочек с жидкостью [Текст] / Е. П. Клигман, И. Е. Клигман, В. П. Матвеев // *Прикладная механика и техническая физика*. – 2005. – Т. 46, № 6. – С. 128–135.
9. Liu, J. A second-order changing-connectivity ALE scheme and its application to FSI with large convection of fluids and near contact of structures [Text] / J. Liu // *Journal of Computational Physics*. – 2015. – Vol. 304. – P. 380–423. doi: 10.1016/j.jcp.2015.10.015
10. Franci, A. Unified Lagrangian formulation for solid and fluid mechanics and FSI problems [Text] / A. Franci, E. Onate, J. M. Carbonell // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. – 2015. – Vol. 298. – P. 520–547 doi: 10.1016/j.cma.2015.09.023

11. Inc. Release Theory Reference [Text] / ANSYS. – 2010.
12. Шупиков, А. Н. Численное и экспериментальное исследование гидроупругих колебаний оболочек [Текст] / А. Н. Шупиков, С. Ю. Мисюра, В. Г. Яреценко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т 6, №7 (72). – С. 8–12. doi: 10.15587/1729-4061.2014.28861
13. Шупиков, А. Н. Моделирование динамического поведения элементов конструкций гидротурбин в вакууме и с учетом влияния воды [Текст] / А. Н. Шупиков, С. Ю. Мисюра // Вісник ХНТУ – 2014. – Вип. 3 (50). – С. 71–76.
14. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
15. Schroeder, M. Finite element solution of fluid structure interaction problems [Text] / M. Schroeder // Shock & vibration symposium. – San diego, 1975. – P. 1–19.

Досліджено вплив механічного компенсатора похибок системи «прес-штамп» на якість тонколистового розділового штампування. Встановлено, що відхилення розмірів пластин ротора при штампуванні з компенсатором у 2,25–2,40 рази менше, ніж без компенсатора, а щільність розподілу розмірів при штампуванні з компенсатором на 30–40 % вища. Визначено механізм впливу компенсатора на показники якості штампування

Ключові слова: розділове штампування, похибки системи «прес-штамп», механічний компенсатор, якість штампування

Исследовано влияние механического компенсатора погрешностей системы «пресс-штамп» на качество тонколистовой разделительной штамповки. Установлено, что отклонения размеров пластин ротора при штамповке с компенсатором в 2,25–2,40 раза меньше, чем без него, а плотность распределения размеров при штамповке с компенсатором на 30–40 % выше. Определен механизм влияния компенсатора на показатели качества штамповки

Ключевые слова: разделительная штамповка, погрешности системы «пресс-штамп», механический компенсатор, качество штамповки

УДК 621.98.04

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.54276

ВПЛИВ МЕХАНІЧНОГО КОМПЕНСАТОРА ПОХИБОК НА ЯКІСТЬ ТОНКОЛИСТОВОГО РОЗДІЛОВОГО ШТАМПУВАННЯ

В. Я. Мірзак

Старший викладач*

E-mail: mirzak_wl@mail.ru

В. М. Боков

Кандидат технічних наук, професор*

E-mail: bokov_vm@mail.ru

*Кафедра обробки металів

тиском та спецтехнологій

Кіровоградський національний

технічний університет

пр. Університетський, 8,

м. Кіровоград, Україна, 25006

1. Вступ

Відомо, що якість тонколистового розділового штампування залежить від стану системи «прес-штамп», а саме від ступеня деформації деталей штампа під навантаженням, зокрема від деформації блока. Деформація блока приводить до зміщення пуансона відносно матриці, наслідком чого є утворення нерівномірного зазору за контуром штампування. В свою чергу відхилення зазору від оптимального впливає на відхилення розмірів, особливо при тонколистовому розділовому штампуванні. Напружено-деформований стан системи «прес-штамп» обумовлюється як станом преса (жорсткість та тип станини, теплові деформації елементів конструкції, відповідність нормам на геометричну точність) [1–3], так і станом штампа (кількість, жорсткість та розташування напрямних вузлів, товщина плит штампового блоку, якість виготовлення та зборки штампа) [4]. Відомі рішення цієї проблеми за рахунок збільшення жорсткості станин пресів, підвищення вимог до їх геометричної точності, підвищення жорсткості штампових блоків та

вимог до точності їх виготовлення, використання спеціальних вузлів кріплення. Однак вони є недостатніми для умов сучасного виробництва за параметрами якості тонколистового розділового штампування.

Якість тонколистового розділового штампування можна суттєво покращити за рахунок зниження ступеня деформації штампа під навантаженням, шляхом застосування механічного компенсатора похибок системи «прес-штамп» [5].

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В сучасному штампувальному виробництві для покращення якості тонколистового розділового штампування широко використовуються різні пристрої компенсації похибок системи «прес-штамп».

В роботі [6] С. В. Кузнецов рекомендує компенсувати поперечні сили від технологічної операції і перекоску повзуна, що викликають зміщення розділового пуансона відносно матриці, шляхом варіювання кількістю,