

¹ Е. А. Стрельникова, д-р техн. наук
² Т. Ф. Медведовская, канд. техн. наук
² Е. Л. Медведева,
³ А. В. Линник,
³ О. Н. Зеленская

¹ Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина

² «Харьковтурбоинжиниринг», г. Харьков, Украина, e-mail: khte@online.kharkov.ua

³ ПАО «Турбоатом», г. Харьков, Украина, e-mail: lynnyk@turboatom.com.ua

Ключові слова: кришка, гідротурбіна, модернізація, метод кінцевих елементів, метод граничних елементів, динамічний напружено-деформований стан.

УДК 539.3

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ КРЫШЕК ГИДРОТУРБИН ТИПА ПЛ 20-В-500

Описані методики, що розроблені для дослідження динамічного напружено-деформованого стану кришки гідротурбіни, застосування котрих обґрунтовано нормативним документом «Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС. Методичні вказівки» СОУ-Н МЕНВ 40.1 -21677681-51:2011. Вперше в тривимірній постановці враховано вплив приєднаних мас води конструкції із застосуванням математичних моделей, заснованих на гіперсингулярних рівняннях і поєднанні методів кінцевих та граничних елементів. Отримано чисельні результати, що дозволяють оцінити з урахуванням впливу води, динамічний напружено-деформований стан литою чавунної кришки гідротурбіни ПЛ 20 В-500, а також розробленої для її заміни конструкції сталевий зварної кришки. Виконано аналіз чисельного дослідження та надано рекомендації для проектування зварної кришки, динамічні характеристики котрої дозволяють виключити резонансні явища та забезпечити експлуатаційну надійність.

Введение

В последние годы резко возрос уровень требований к эффективности и надежности энергетического оборудования, а значительное использование энергетического потенциала во многих странах мира, в том числе и в Украине, привело к необходимости модернизации и замены гидротурбинного оборудования ГЭС, находящегося в эксплуатации длительное время. Оценка эффективности и объема реконструкции требует компьютерных технологий, использующих специализированные программы для исследования прочности и динамики деталей и узлов гидротурбин.

При решении вопроса об объеме модернизации рассматривается, в частности, необходимость замены или продления срока службы крышек гидротурбин, являющихся одним из ее наиболее металлоемких узлов. В прежних конструкциях гидротурбин крышки обычно выполнялись в виде чугунных отливок, в настоящее время они изготавливаются сварными из листовой углеродистой стали. Необходимо отметить, что упругие свойства серых чугунов, применяемых ранее для отливок, зависят от количества графитовых включений: модуль упругости может составлять (40 ... 75) % модуля упругости стали, коэффициент Пуассона – порядка 67 %, а плотность чугуна – (90 ... 95) % плотности стали.

Если в процессе модернизации гидротурбины принято решение о замене крышки, то представляет интерес проведение сравнительного численного анализа напряженно-деформируемого состояния эксплуатирующейся и проектируемой крышек.

Основные требования, предъявляемые к конструкции крышки – обеспечение не только прочности, но и жесткости, а также вибрационной надежности, так как вибрации крышки в осевом и радиальном направлениях должны отвечать существующим нормам. Особенностью проблемы является необходимость вписать новую крышку в существующую проточную часть.

ИПМаш НАН Украины совместно с ОАО «Турбоатом» разработал нормативный документ для оценки ресурса элементов конструкции проточной части, включая крышки гидротурбин [1]. Достоверность получаемых результатов по разработанной методике подтверждается в работе [2]. Этот подход был развит в [3 – 4] для определения напряженно-деформированного состояния конструктивно-ортотропного тела при несимметричном нагружении, что дает возможность свести вычисления искомых перемещений к решению независимых задач для каждого члена разложения в ряды Фурье. Одной из важных задач, решаемых как при прогнозировании ресурса крышек, так и в случае замены литых чугунных крышек на

стальные, является уточненное определение их собственных частот с учетом влияния воды. В данной работе изложена методика, в которой, в отличие от [5 – 7], формы колебаний крышки в жидкости представляются в виде разложения по формам ее колебаний в вакууме. Разработанная методика построения матриц присоединенных масс несущих конструкций, взаимодействующей с жидкостью, описана в работах [8, 9] и приведена ниже. Этот подход дает возможность свести вычисления искомых перемещений к решению независимых задач для каждого члена разложения в ряды Фурье.

Свободные гидроупругие колебания крышек гидротурбин

Систему уравнений движения деформируемой конструкции символически запишем в виде

$$L(\mathbf{U}) + M(\mathbf{U}) = \mathbf{P}, \quad (1)$$

где L , M – операторы упругих и массовых сил; \mathbf{P} – давление жидкости на рассматриваемый элемент конструкции (лопасть), $\mathbf{U}=(u_1, u_2, w)$ – вектор-функция перемещений. Скорость набегающего потока принимается равной нулю. Движение жидкости изучается в трехмерной постановке методами теории потенциала. Предполагается, что жидкость идеальная, свободные вихри не образуются и не сходят с несущей поверхности. В таком случае существует потенциал скоростей, удовлетворяющий всюду вне пластины гармоническому уравнению, а на лицевых поверхностях пластины S^\pm – условию непротекания. При потенциальном течении возмущенная скорость жидкости представляется в виде

$$\mathbf{v}(x, y, z, t) = \text{grad}\Phi(x, y, z, t), \quad (2)$$

где $\Phi(x, y, z, t)$ – потенциал скоростей, индуцированных малыми свободными колебаниями пластины. Для определения давления жидкости на смоченные поверхности служит интеграл Коши-Лагранжа. Для нахождения давления на деформируемую поверхность со стороны жидкости необходимо определить функцию $\Phi(x, y, z, t)$, решая уравнение Лапласа при следующем граничном условии:

$$(\text{grad}\Phi \cdot \mathbf{n})|_S = \frac{\partial w}{\partial t}, \quad (3)$$

Таким образом, требуется определить функции \mathbf{U} , $\Phi(x, y, z, t)$, удовлетворяющие системе дифференциальных уравнений (1) – (2), условиям непротекания (3), условиям закрепления и затухания возмущенной скорости жидкости на бесконечности. В литературе отсутствуют численные исследования по определению собственных частот и форм колебаний таких элементов конструкций в воде. Для оценки влияния воды на частоту собственных колебаний ранее использовались результаты, полученные с использованием приближенного подхода Релея-Лэмба. При этом для крышки гидротурбины в качестве форм свободных колебаний брались формы радиальной пластины, а для решетки лопастей гидротурбины использовались двумерные модели.

В данной работе предложен метод расчета частот и форм свободных колебаний конструкций, взаимодействующих с жидкостью, основанный на привлечении аппарата сингулярных и гиперсингулярных интегральных уравнений.

Для решения указанной задачи применим метод заданных форм [9]. На первом этапе в трехмерной постановке с помощью метода конечных элементов и его модификации для тела вращения проводится расчет частот и форм колебаний конструкции в вакууме. Полученные формы свободных колебаний выбираются в качестве базисной системы функций, по которым раскладываются в ряд формы колебаний рассматриваемой конструкции в воде. Изучим случай гармонических колебаний. Тогда рассматриваемая задача сводится к виду

$$L(\mathbf{u}) + M(\mathbf{u}) = (0, 0, i\Omega\rho_2(\varphi^- - \varphi^+)), \quad \nabla^2\varphi = 0; \quad \frac{\partial\varphi}{\partial\mathbf{n}}|_{S^\pm} = i\Omega w. \quad (4)$$

Представим функцию $\varphi(x, y, z)$ в виде потенциала двойного слоя с неизвестной плотностью. Тогда задача определения давления сводится к решению интегрального уравнения

$$\frac{1}{4\pi} \iint_S \Gamma(\xi) \frac{\partial^2}{\partial\mathbf{n}_x \partial\mathbf{n}_\xi} \left[\frac{1}{|\mathbf{x} - \xi|} \right] dS_\xi = i\Omega w. \quad (5)$$

Имеем в силу предположения о представлении собственных форм в виде

$$w = \sum_{k=1}^N c_k w_k.$$

Пусть функции $\Gamma_k(\xi)$ являются решениями гиперсингулярного уравнения (5) с соответствующим образом выбранными правыми частями:

$$w = w_k.$$

Для решения гиперсингулярного уравнения (5) применен метод дискретных особенностей [7, 9]. При этом область интегрирования разбивалась на конечное число четырехугольных подобластей N_S , в каждой из которых неизвестная плотность заменялась постоянной величиной. При вычислении конечной части по Адамару для интегралов в (5) по четырехугольнику, произвольно ориентированному в пространстве, использована формула, полученная в [7].

Элементы матрицы присоединенных масс находились по формуле

$$P_{ik} = \iint_S \Gamma_i(x) w_k(x) dS,$$

где $\Gamma_i(x)$ – амплитудные значения давления, индуцированного собственной формой $w_k(x)$. После определения элементов матрицы присоединенных масс решается задача на собственные значения согласно методу, разработанному в [5, 10].

Исследование спектров частот колебаний крышек гидротурбин ПЛ 20-В-500 с учетом влияния жидкости

Конструкция находящихся в эксплуатации крышек гидротурбин ПЛ 20-В-500 состоит из тел вращения и системы многосвязных меридиональных пластин (рис. 1).

В расчетах использовались механические характеристики материалов в соответствии с данными, приведенными в [11 – 13]. Для серого чугуна Сч20 модуль упругости $E = (0,8 \div 1,2) \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,21 \div 0,25$, предел прочности $\sigma_B = 210$ МПа, плотность материала $\rho = 0,71 \cdot 10^{-8}$ кг/м³. Для стали Ст3 модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$, предел прочности $\sigma_B = 380$ МПа, плотность материала $\rho = 0,78 \cdot 10^{-8}$ кг/м³.

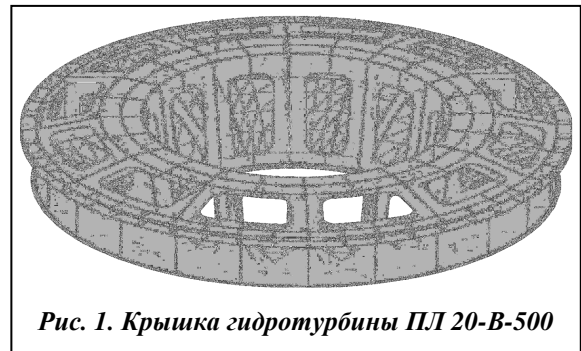


Рис. 1. Крышка гидротурбины ПЛ 20-В-500

Расчет собственных частот колебаний крышки проведен для двух вариантов закрепления, имитирующих, в зависимости от уровня затяжки крепежа, возможный контакт поверхности фланца крышки с поверхностью статора: опирание по линии ее крепления шпильками к статору ($u_r = 0$, $u_z = 0$, $u_\varphi = 0$) и защемление по поверхности фланца крышки ($u_r = 0$, $u_z = 0$, $u_\varphi = 0$).

Собственные частоты и формы колебаний вычислялись с учетом масс деталей и узлов гидротурбины, расположенных на крышке (присоединенных масс деталей): регулирующего кольца ($G_{рег.к.} = 5365$ кг), половины серег направляющего аппарата ($G_{серг} = 366$ кг), пальцев серег направляющего аппарата ($G_{пал} = 96$ кг), тяги ($G_{тяги} = 495$ кг), направляющего подшипника ($G_3 = 11469$ кг), вала турбины ($G_{вал} = 23220$ кг), ротора генератора ($G_{р.г} = 137650$ кг), надставки вала ($G_{н.в.} = 900$ кг), ротора возбудителя ($G_{р.в.} = 5160$ кг), опоры подпятника ($G_{о.п.} = 9500$ кг), подпятника ($G_{подп.} = 2800$ кг), конуса обтекателя ($G_{кон.} = 11469$ кг).

Расчетная схема крышки гидротурбины ПЛ 20 В–500 приведена на рис. 2. Значения масс G_i ($i = 2, 3, 4$) деталей и узлов, расположенных на крышке турбины (рис. 2), следующие:

$$\begin{aligned} G_2 &= G_{рег.к.} + 1/2 G_{sh} + 1/2 G_{pin} + G_{rod} = 6,322 \text{ kg}; \\ G_3 &= G_{ген. ртр} + G_{турб. сft} + G_{сft. ext} + G_{exc. ртр} + G_{thr. bl} + G_{thr} = 247,330 \text{ kg}; \\ G_4 &= G_{cc} = 1,469 \text{ kg}. \end{aligned}$$

Присоединенные массы деталей G_i ($i = 2, 3, 4$) равномерно распределены по кольцевым участкам крышки как показано на рис. 2.

Влияние массовых сил учитывается корректировкой плотности участков крышки по границе их приложения [14]. Плотности материалов для зон первичной дискретизации крышки 1, 2, 3, 4, -1, -2, -3, -4 приведены в табл. 1.

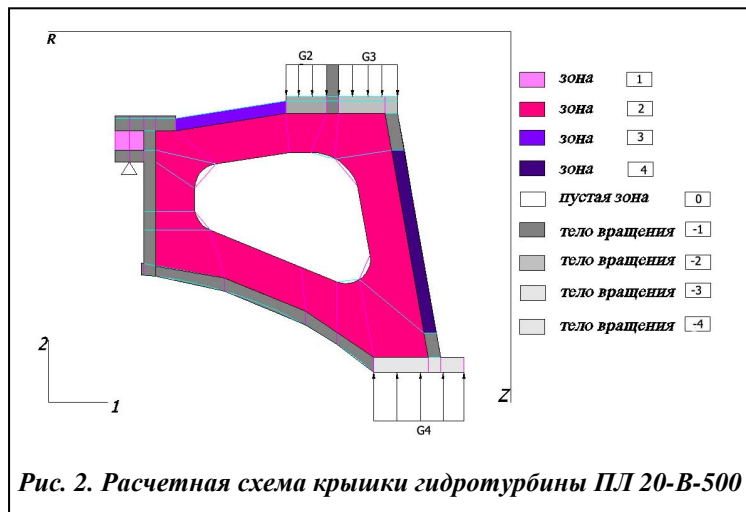


Рис. 2. Расчетная схема крышки гидротурбины ПЛ 20-В-500

Проведены расчеты в вакууме и в воде собственных и вынужденных колебаний крышки существующей конструкции и новой стальной крышки, которые изготовлены из материалов с разными упругими характеристиками: из стали Ст3 ($E=2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu=0,3$), из чугуна «1» ($E=0,8 \cdot 10^5$ МПа, $\nu=0,3$), чугуна «2» ($E=1,2 \cdot 10^5$ МПа, $\nu=0,21$).

Исследовалось влияние присоединенных масс жидкости на собственные частоты крышки в вакууме и воде при опирании по линии крепления крышки к статору. Результаты расчетов приведены в табл. 2 – 4.

Таблица 1. Плотности материалов зон первичной дискретизации крышки

Признак зоны	G_i , кг	R_2 , см	R_1 , см	F_i , см ²	h_i , см	$\rho_i = \frac{G_i}{F_i \cdot h_i} + \rho_{-1}$
						ρ_i , кг/см ³
1, 2, 3, 4						сталь 0,0078/ чугун 0,0071
-1	–	–	–	–	–	сталь 0,0078/ чугун 0,0071
-2	$G_2=6322$	192,5	176,0	19101,7	7,0	0,05513/ 0,05438
-3	$G_3=247330$	171,0	147,0	23976,6	7,0	1,48149/ 1,48074
-4	$G_4=11469$	156,8	120,0	32001,0	6,0	0,06753/ 0,06683

Таблица 2. Собственные частоты колебаний стальной крышки (Ст3) с учетом присоединенных масс деталей, опирание

Номер гармоники, КФ	Среда	Частота колебаний, Гц		
		1	2	3
0	в вакууме	29,341	94,941	179,621
	в воде	29,102	94,925	173,978
1	в вакууме	23,169	49,471	101,569
	в воде	23,068	49,405	101,545
2	в вакууме	23,142	68,512	134,764
	в воде	23,032	68,420	133,440

Таблица 3. Собственные частоты колебаний чугунной крышки (чугун «1») с учетом присоединенных масс деталей, опирание

Номер гармоники, КФ	Среда	Частота колебаний, Гц		
		1	2	3
0	в вакууме	15,328	50,373	128,097
	в воде	15,186	50,365	114,879
1	в вакууме	12,539	25,419	53,460
	в воде	12,477	25,385	53,454
2	в вакууме	12,687	36,695	69,340
	в воде	12,620	36,651	69,198

Таблиця 4. Собственные частоты колебаний чугуновой крышки (чугун «2») с учетом присоединенных масс деталей, опирание

Номер гармоники, КF	Среда	Частота колебаний, Гц		
		1	2	3
0	в вакууме	18,623	62,306	157,287
	в воде	18,449	62,296	140,539
1	в вакууме	15,419	30,862	66,202
	в воде	15,342	30,823	66,193
2	в вакууме	15,606	44,853	85,848
	в воде	15,523	44,803	85,726

Исследовалось влияние присоединенных масс деталей на собственные частоты крышек в вакууме и воде. Результаты расчетов собственных частот колебаний крышки из чугуна (чугун «2») без учета присоединенных масс деталей при опирании по линии крепления крышки к статору приведены в табл. 5.

Таблиця 5. Собственные частоты колебаний чугуновой крышки (чугун «2») без учета присоединенных масс деталей, опирание

Номер гармоники, КF	Среда	Частота колебаний, Гц		
		1	2	3
0	в вакууме	108,324	287,873	351,912
	в воде	80,388	225,678	317,934
1	в вакууме	78,852	176,833	250,943
	в воде	68,334	166,779	245,280
2	в вакууме	71,312	173,965	272,786
	в воде	63,232	168,137	266,285

Результаты расчетов собственных частот колебаний крышек с учетом присоединенных масс деталей при заземлении по поверхности фланца крышки приведены в табл. 6 – 8.

Таблиця 6. Собственные частоты колебаний стальной крышки (Ст3) с учетом присоединенных масс деталей, заземление

Номер гармоники, КF	Среда	Частота колебаний, Гц		
		1	2	3
0	в вакууме	31,303	103,008	181,841
	в воде	31,093	102,977	175,425
1	в вакууме	26,435	51,617	108,212
	в воде	26,314	51,567	108,189
2	в вакууме	24,997	76,546	135,258
	в воде	24,875	76,455	133,862

Таблиця 7. Собственные частоты колебаний чугуновой крышки (чугун «1»), с учетом присоединенных масс деталей, заземление

Номер гармоники, КF	Среда	Частота колебаний, Гц		
		1	2	3
0	в вакууме	16,445	54,215	129,208
	в воде	16,301	54,211	114,652
1	в вакууме	14,297	26,401	56,607
	в воде	14,222	26,376	56,604
2	в вакууме	13,606	40,672	69,801
	в воде	13,532	40,634	69,619

Таблица 8. Собственные частоты колебаний чугунной крышки (чугун «2») с учетом присоединенных масс деталей, заземление

Номер гармоники, KF	Среда	Частота колебаний, Гц		
		1	2	3
0	в вакууме	20,016	66,994	158,763
	в воде	19,839	66,989	140,239
1	в вакууме	17,578	32,031	70,076
	в воде	17,485	32,003	70,072
2	в вакууме	16,732	49,613	86,521
	в воде	16,641	49,572	86,323

Анализ результатов расчета вынужденных колебаний крышек гидротурбин ПЛ 20 В-500

Вынужденные колебания конструкции при полигармоническом во времени нагружении описываются уравнением [16].

$$Ku - \omega^2 Mu = Q, \quad (6)$$

где K , M – соответственно матрицы жесткости и масс конструкции; ω – частота колебаний; u , Q – изменяющиеся во времени t векторы перемещений и внешней узловой нагрузки соответственно.

При решении МКЭ задачи динамики обычно применяют метод прямого интегрирования и метод разложения перемещений по собственным формам. При использовании метода прямого интегрирования строим матрицы масс M_k и жесткости K_k конструкции для любой k -й гармоники разложения относительно вектора амплитудных значений перемещений u_{ik} , применив разработанный конечноэлементный подход [4].

Динамическое напряженно-деформированное состояние крышек существующей и новой конструкции, изготовленных из материалов с разными упругими характеристиками, исследовано при действии на крышку гидродинамических нагрузок при максимальных значениях напора $H_{\max}=21$ м и мощности $N_{\max}=24,5$ МВт.

Кроме массовых сил (см. табл. 1) и гидродинамического давления воды q_1 , действующего на контактирующую с водой поверхность крышки, на нее через опору подпятника передается гидродинамическое осевое усилие Q_3 , действующее на рабочее колесо, и гидродинамическая сила Q_4 от омываемого потоком конуса обтекателя. Закон изменения гидродинамического давления $q = q_0 \cos(\omega t)$, где t – время; ω – частота нагружения. Схема приложения действующих динамических нагрузок изображена на рис. 3. Принятые в расчете значения динамических нагрузок q_i ($i=1, 3, 4$) приведены в табл. 9.

Таблица 9. Динамические нагрузки

	Суммарное гидродинамическое усилие		q_i , кгс/см ²
	Q_i , кгс	Площадь действия, см ²	
1	–	–	0,21
3	$Q_3 = 350000,0$	23976,64	1,4598
4	$Q_4 = 153694,2$	32001,02	0,4803

В зависимости от частоты нагружения определены динамические перемещения, а также динамические напряжения как при опирании крышки по окружности расположения шпилек (вариант 1 – частота нагружения $\omega_1=2,08$ Гц, вариант 2 – частота нагружения $\omega_2=8,33$ Гц), так и при жестком заземлении крышки по поверхности фланца (вариант 3 – частота нагружения $\omega_1=2,08$ Гц, вариант 4 – частота нагружения $\omega_2=8,33$ Гц).

Дискретизация меридионального сечения расчетной модели стальной крышки на конечные элементы для исследования динамического напряженно-деформированного состояния приведена на рис. 4, где показаны узлы, необходимые для анализа динамических перемещений.

Значения динамических перемещений стальной крышки в фиксированных узлах сетки конечных элементов приведены в табл. 10.

Значения динамических перемещений чугунной крышки (чугун «1») в фиксированных узлах сетки конечных элементов приведены табл. 11.

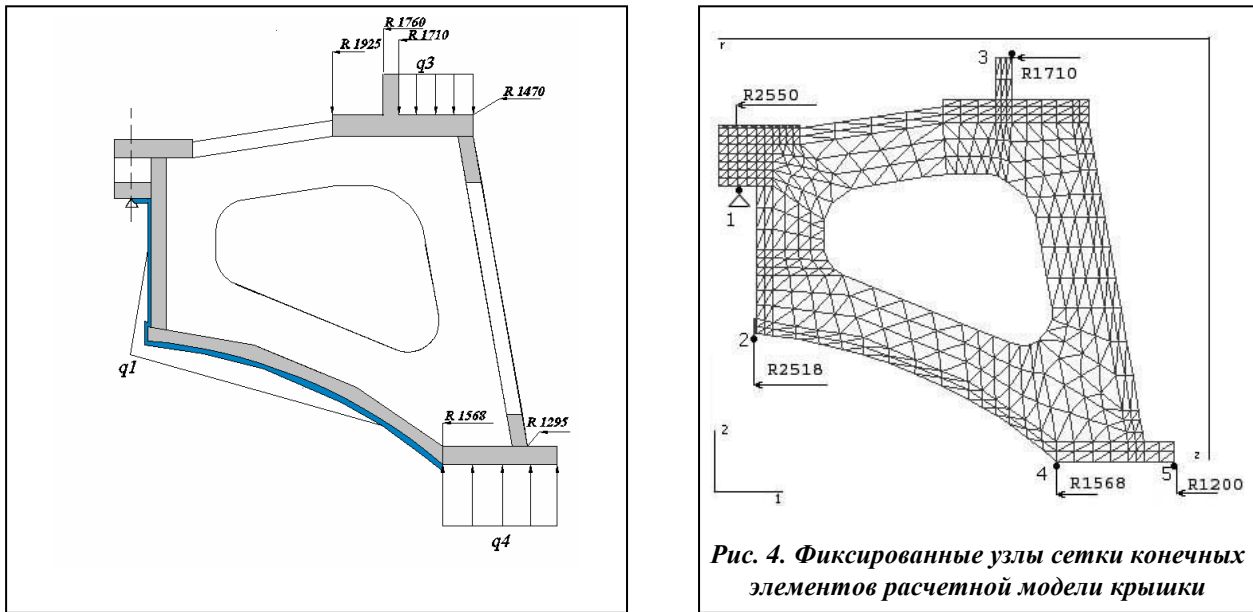


Таблица 10. Динамические перемещения стальной крышки

Номер варианта	Перемещения	Динамические перемещения, мм				
		Номер точки				
		1	2	3	4	5
1	u_r	0,000	-0,0042	-0,0052	0,0031	0,00315
	u_z	0,000	0,00098	0,0172,	0,0113	0,0201
2	u_r	0,000	-0,0043	-0,0056	0,0035	0,00358
	u_z	0,000	0,00110	0,0185,	0,0125	0,0218
3	u_r	0,000	-0,00424	-0,00478	0,00291	0,00297
	u_z	0,000	0,00044	0,0162	0,0104	0,0189
4	u_r	0,000	-0,00430	-0,00516	0,00327	0,00335
	u_z	0,000	0,00046	0,0173	0,0115	0,0204

Таблица 11. Динамические перемещения чугунной крышки (чугун «1»)

Номер варианта	Перемещения	Динамические перемещения, мм				
		Номер точки				
		1	2	3	4	5
1	u_r	0,000	-0,0134	-0,0014	-0,00309	0,00358
	u_z	0,000	-0,01028	0,0208	-0,00117	0,0145
2	u_r	0,000	-0,014	-0,00284	-0,00149	0,00191
	u_z	0,000	-0,00041	0,0271	0,00463	0,0224
3	u_r	0,000	-0,0134	-0,00237	-0,00269	0,00316
	u_z	0,000	0,00041	0,0232	-0,00085	0,0173
4	u_r	0,000	-0,014	-0,00135	-0,00112	0,00151
	u_z	0,000	0,000534	0,0291	0,00631	0,0247

Значения динамических перемещений чугунной крышки в фиксированных узлах сетки конечных элементов (чугун «2»), приведены в табл. 12. Знаки перемещений соответствуют направлению осей R , Z (рис. 4).

Таблиця 12. Динамічні переміщення чугунної кришки (чугун «2»)

Номер варіанта	Переміщення	Динамічні переміщення, мм				
		Номер точки				
		1	2	3	4	5
1	u_r	0,000	-0,00946	-0,000979	-0,00214	0,00241
	u_z	0,000	-0,000743	0,0136	-0,0012	0,00925
2	u_r	0,000	-0,00967	-0,00154	-0,0015	0,00176
	u_z	0,000	-0,000504	0,016	0,00106	0,0123
3	u_r	0,000	-0,00941	-0,0016	-0,00186	0,00213
	u_z	0,000	0,00021	0,0152	0,000133	0,0111
4	u_r	0,000	-0,00964	-0,00205	-0,00123	0,00148
	u_z	0,000	0,00026	0,0175	0,0023	0,014

Для ілюстрації, рівень динамічних напружень і характер їх розподілу по меридіональному сеченню кришки в залежності від характеристик матеріала, умов закріплення і частоти навантаження показані рис. 5 – 8.

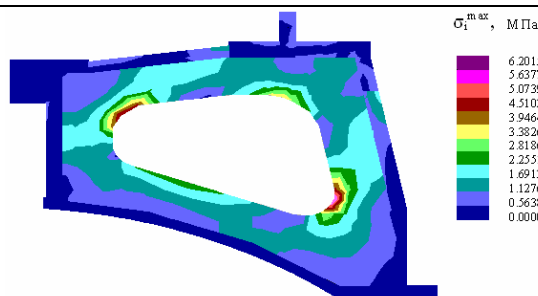


Рис. 5. Лінії рівней інтенсивності напружень в сталій кришці, варіант 1

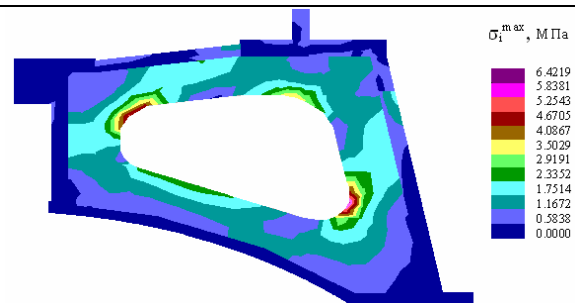


Рис. 6. Лінії рівней інтенсивності напружень в сталій кришці, варіант 2

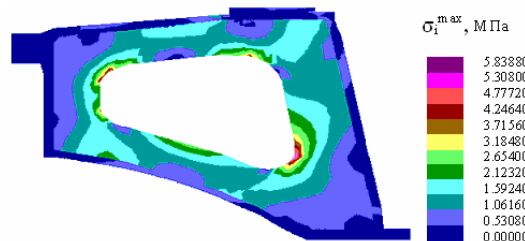


Рис. 7. Лінії рівней інтенсивності напружень в чугунній кришці (чугун «1»), варіант 3

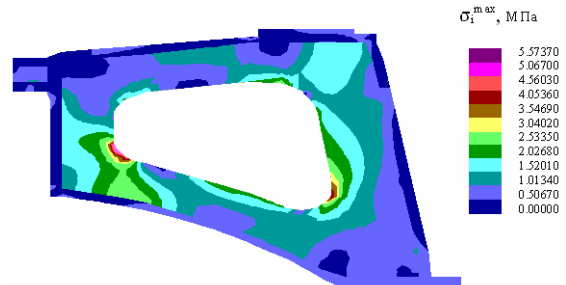


Рис. 8. Лінії рівней інтенсивності напружень в чугунній кришці (чугун «2») варіант 1

Мінімальні σ_i^{\min} і максимальні σ_i^{\max} значення інтенсивності динамічних напружень в сталій кришці при різних варіантах її закріплення і можливих частот збудження приведені в табл. 13. Мінімальні σ_i^{\min} і максимальні σ_i^{\max} значення інтенсивності динамічних напружень в чугунній кришці при різних варіантах її закріплення, можливих значень еластичних характеристик і частот збудження приведені в табл. 14.

Таблиця 13. Інтенсивність динамічних напружень в сталій кришці

Тип закріплення	Частота ω_i , Гц	Мінімальні напруження σ_i^{\min} , МПа	Максимальні напруження σ_i^{\max} , МПа
		режим 1	режим 1
жесткое закріплення по лінії фланца	2,08	0,0224	6,205
	8,33	0,0252	6,413
закріплення в точці опирания по окружности расположения шпилек	2,08	0,00849	6,21
	8,33	0,0111	6,433

Таблиця 14. Інтенсивність динамічних напружень в чугунній кришці

Тип закріплення	Частота ω_i , Гц	Мінімальні напруження σ_i^{\min} , МПа	Максимальні напруження σ_i^{\max} , МПа
		$E=0,8 \cdot 10^5$ МПа, $\nu=0,3$	$E=1,2 \cdot 10^5$ МПа, $\nu=0,21$
жесткое закріплення по лінії фланца	2,08	0,0017	0,0017
	8,33	0,00377	0,002
закріплення в точці опирания по окружности расположения шпилек	2,08	0,0141	0,01763
	8,33	0,0161	0,01305

Выводы

1. Целью проведения исследования было решение вопроса о возможности замены литой чугунной крышки турбины ПЛ 20 В-500 на сварную из листовой углеродистой стали Ст3.

2. Впервые в трехмерной постановке учтено влияние на собственные частоты присоединенных масс воды конструкции с применением математических моделей, основанных на гиперсингулярных уравнениях и сочетании методов конечных и граничных элементов.

Исследование расчетных моделей крышек гидротурбины ПЛ 20-В-500, конструктивные особенности которых определены компоновкой, типом и размером турбины, показало, что влияние воды на собственные частоты незначительно (см. табл. 3 – 5 и 7 – 9). С ростом номера частоты влияние воды снижается. Существенно влияет на собственную частоту крышек величина присоединенных масс размещенных на ней деталей и узлов.

Спектры собственных частот чугунной и стальной крышки гидротурбин ПЛ 20-В-500 смещены друг относительно друга и по отношению к фиксируемой при натурных испытаниях оборотнолопастной частоте $\omega_2=8,33$ Гц. Отстройка собственных частот от частот возбуждения у стальной крышки выше, чем у чугунной, что, учитывая демпфирующие свойства чугуна, является важным фактором.

3. Проведенное численное исследование влияния на динамическое напряженно-деформированное состояние крышек материала и условий закріплення выявило, что уровень динамических перемещений и напряжений незначителен и зависит как от условий закріплення, так и частоты нагружения. Максимальные значения динамических напряжений и перемещений имеют место при закріплення расчетной модели крышки в точке опирания по окружности расположения шпилек и фиксируемой при натурных испытаниях частоте нагружения $\omega_2=8,33$ Гц. Максимальный уровень динамических перемещений в стальной крышке $u_z=0,0218$ мм, в чугунной $u_z=0,0224$ мм. Максимальные динамические напряжения составляют в стальной крышке гидротурбины $\sigma_i^{\max}=6,433$ МПа, в чугунной крышке $\sigma_i^{\max}=6,209$ МПа. При эксплуатации гидротурбины деформации крышки не нарушают работу уплотнения вала, так как конструктивный радиальный зазор между крышкой и корпусом уплотнения вала Δ_r составляет от 1,5 до 2,04 мм.

4. Проведенные численные исследования подтвердили возможность замены чугунной крышки на сварную из листовой углеродистой стали Ст3, а также необходимость силовой затяжки крепежа фланцевого соединения крышка – статор, что является одним из эффективных способов увеличения жесткости.

Литература:

1. Кантор Б., Стрельникова О., Медведовська Т., Ржевська І., Єселева О., Линник О., Зеленська О. Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС. Методичні вказівки: нормативний документ. СОУ-Н МЕН 40.1 –21677681–51: 2011: утв. Міністерством енергетики та вугільної промисловості України: ввід в действие 07.07.11. – К.: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 76 с.
2. Эйгенсон С.Н. Экспериментальное исследование напряженного состояния ребер крышек гидротурбин поляризационно-оптическим методом / С.Н. Эйгенсон, В.Б. Титов //Энергомашиностроение. – 1978. – №11. – С. 11-14.
3. Веремеєнко І. Оцінка залишкового ресурсу кришок гідротурбін/ І.Веремеєнко, Зеленська О. і др. //Машинознавство. – 1999. – № 12. – С. 3-8.
4. Веремеєнко И. Конечноеэлементный анализ прочностных и динамических характеристик крупногабаритных несущих конструкций гидротурбин //Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: тр. междунар. науч.-техн. конф. / Веремеєнко И., Зеленская О. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2000. – с.502-508.
5. Medvedovskaya T., Strelnikova E., Medvedyeva K. Free Hydroelastic Vibrations of Hydroturbine Head Covers. *Intern. J. Eng. and Advanced Research Technology (IJEART)*. 2015. Vol. 1. No 1. P. 45–50. DOI 10.13140/RG.2.1.3527.4961
6. K. Degtyarev, P. Glushich, V. Gnitko, E Strelnikova. Numerical Simulation of Free Liquid-Induced Vibrations in Elastic Shells. //International Journal of Modern Physics and Applications, 2015, V. 1, N 4, pp. 159-168.
7. Gnitko V., Naumenko V., Rozova, L., Strelnikova E. Multi-domain boundary element method for liquid sloshing analysis of tanks with baffles. //Journal of Basic and Applied Research International, 2016, V. 17, N 1, pp.75-87.
8. Аврамов К.В., Стрельникова Е.А. Хаотические колебания пластинок при их двустороннем взаимодействии с потоком движущейся жидкости // Прикладная механика. 2014, Т. 50. №3. С. 86-93.
9. Naumenko V. V., Strelnikova N. A. Singular integral accuracy of calculations in two-dimensional problems using boundary element methods. *Engineering analysis with boundaryelements*. №26, pp. 95-98, 2002.
10. Прочность, динамика несущих конструкций и рабочих колес радиально-осевых гидротурбин / И.С. Веремеєнко, Б.Я. Кантор, Т.Ф. Медведовская, И.Е. Ржевская, С.А. Андриющенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 9/25. – С. 97-101.
11. Механическое поведение материалов при различных видах нагружения / В.Т. Трощенко, А.А. Лебедев, В.А. Стрижало, Г.В. Степанов, В.В. Кривенюк. – Киев: Логос, 2000. – 571 с.
12. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин. Справочник / И.А. Биргер, В.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
13. Трощенко В.Т. Соппротивление усталости металлов и сплавов. Справочник: в 2-х ч. / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский: – Киев: Наук. думка, 1987. – Ч.1. – 504 с.; Ч.2. – 1302 с.
14. Медведовская Т.Ф. Анализ статической и динамической прочности крышки обратимой гидромашинны / Т.Ф. Медведовская, Е.Л. Медведева и др. // Промислова електроенергетика та електротехніка: науково-технічний виробничо-практичний інформаційний збірник «ПРОМЕЛЕКТРО». – 2017. – № 1.– С. 22-26.
15. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов.–М.: Стройиздат, 1982.– 448 с.

Поступила в редакцию 20.11.2017