

УДК 539.3

**И.С. ВЕРЕМЕЕНКО¹, Б.Я. КАНТОР¹, Т.Ф. МЕДВЕДОВСКАЯ¹, И.Е. РЖЕВСКАЯ¹,
С.А. АНДРЮЩЕНКО²**¹*Институт проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины, Украина,*
²*ООО «Харьковтурбоинженеринг», Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ОПТИМИЗАЦИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ПРОТОЧНОГО ТРАКТА ГИДРОТУРБИН

Созданы методика уточненного расчета прочности и проектирования оптимального по массе узла «спиральная камера – статор» гидротурбины, методика анализа статики и динамики составных конструкций проточного тракта гидротурбин с учетом специфического нагружения, условий раскрепления в бетон, отрыва от бетона и т.п. Модули программ расчетов использованы при конструировании новых и модернизации существующих конструкций проточного тракта гидротурбин, а также при исследовании остаточного ресурса камеры рабочего колеса Кременчугской ГЭС.

гидротурбина, метод конечных элементов, прочность, динамика, оптимизация

Вступление

Основным требованием, предъявляемым к проектировщикам гидротурбин, является создание конструкции с максимально возможным уровнем КПД при минимальной массе, обеспечивающей надежную работу в течение 30 – 40 лет. Создание турбин с высокими характеристиками требует новых конструктивных решений для их основных узлов. В связи с этим необходимо совершенствовать существующие расчетные схемы, разрабатывать новые методики для определения НДС и оптимизации элементов конструкций проточного тракта гидротурбин.

Экспериментальные исследования напряженно – деформированного состояния (НДС) узла «спиральная камера – статор» позволяют получить реальную картину распределения напряжений и деформаций в исследуемой конструкции, проверить достоверность расчетных методик, получить материал для усовершенствования существующих или создания новых методов расчетов [1].

В связи с высокой стоимостью эксперимента, длительных сроков его подготовки и проведения, а

также обработки полученных результатов, НДС узла «спиральная камера – статор» на стадии проектирования, в основном, определяют расчетным путем.

Ранее расчет на прочность спиральной камеры проводился по упрощенным методикам, основанным на мембранной теории оболочек для осесимметричной конструкции. Этот метод позволяет быстро и просто оценить уровень напряжений в оболочке спирали, но имеет недостаточно высокую точность. Так, в зоне сопряжения оболочки со статором расчетные напряжения значительно меньше напряжений, полученных экспериментальным методом.

Особое внимание уделяется деталям, формирующим проточную часть турбины, которые находятся под динамическим воздействием потока воды [3]. К ним относятся тонкостенные оребренные циклически-симметричные конструкции – элементы проточного тракта (камера рабочего колеса, облицовка сопрягающего пояса, отсасывающая труба).

1. Методика численного исследования НДС и оптимизация узла «спиральная камера – статор» гидротурбины

Одним из весьма ответственных металлоемких и трудоемких узлов гидроагрегата является узел «спиральная камера – статор». Статор турбины – несущая деталь, передающая на фундамент нагрузку от массы агрегата и осевого давления воды. Кроме того, будучи элементом проточного тракта, статор участвует в формировании потока перед рабочим колесом.

В ряде конструкций статор объединяется с металлической спиральной камерой, которая в настоящее время изготавливается сварной (рис. 1).

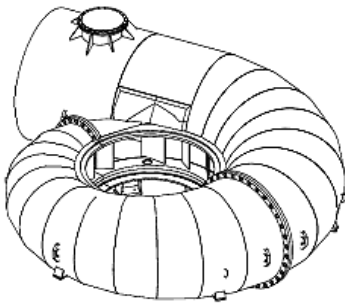


Рис. 1. Узел «спиральная камера – статор»

Существуют два основных варианта конструктивного исполнения статора: классическое – с тороидальными статорными кольцами; «UBEI» – отличительной особенностью его исполнения это плоские статорные кольца. Спиральная камера предназначена для подвода воды к реактивной турбине. С точки зрения геометрии, каждое звено сварной спиральной камеры представляет собой оболочку круглого или овального сечения, поверхность которой по форме близка к усеченному конусу. Спиральные камеры, проектируемые на ОАО «Турбоатом», частично оребрены.

Узел «спиральная камера – статор» крепится жестко к забетонированным фундаментным тумбам. Характер напряженного состояния в такой конструкции зависит от соотношения жесткостей ее элементов и параметров сопряжения.

Для анализа НДС и собственных частот колебаний узла гидротурбины используем трехмерную теорию

упругости.

Рассмотрим равновесие произвольного трехмерного тела, нагруженного поверхностными q^S , объемными q^V и сосредоточенными силами f^i . Эти силы имеют три компоненты, соответствующие трем координатным осям.

На основе принципа возможных перемещений имеем

$$\int_V \delta \varepsilon^T \sigma dV = \int_V \delta u^T q^V dV + \int_S \delta u^{ST} q^S dS + \sum_i \delta u^i f^i.$$

Уравнения равновесия для ансамбля элементов примут вид

$$Ku = r, \tag{1}$$

где $r = r_V + r_S + r_i$;

K – матрица жесткости конструкции

$$K = \sum_m \int_{V^{(m)}} B^{(m)T} C^{(m)} B^{(m)} dV^{(m)}.$$

Вектор нагрузки r включает в себя влияние объемных сил

$$r_V = \sum_m \int_{V^{(m)}} H^{(m)T} q^{V^{(m)}} dV^{(m)},$$

поверхностных нагрузок

$$r_S = \sum_m \int_{S^{(m)}} H^{S^{(m)T}} q^{S^{(m)}} dS^{(m)}$$

и сосредоточенной силы $r_i = f$.

Уравнения (1) определяют статическое положение равновесия элементов.

Необходимость создания сложных конструкций с повышенными требованиями к их прочности, надежности, долговечности при минимуме затрат на изготовление и эксплуатацию выдвигает проблему оптимального проектирования на одно из важных мест в механике деформируемого твердого тела.

Задача нелинейного программирования ставит целью определение минимума функции $C(X)$ при ограничениях вида

$$\varphi_i(X) \leq 0, \quad i = 1, 2, \dots, r;$$

$$\varphi_j(X) = 0, \quad j = r + 1, r + 2, \dots, n;$$

$$X = \{x_k\}, \quad k = 1, 2, \dots, m.$$

Перечислим некоторые характерные особенности задач оптимального проектирования и входящих в них функций: многомерность, трудновычислимость, многоэкстремальность, овражность, негладкость, алгоритмичность и т. п. Это заставляет переходить к гибридным комплексам [48], ориентируемых на указанный характер функций цели и функциональных ограничений задачи оптимального проектирования.

2. Методика решения статической и динамической задачи для камеры рабочего колеса

С точки зрения расчета динамики и прочности, конструкция представляет собой составную оболочку вращения ступенчато переменной толщины, подкрепленную кольцевыми и меридиональными ребрами, а также радиально расположенными анкерами.

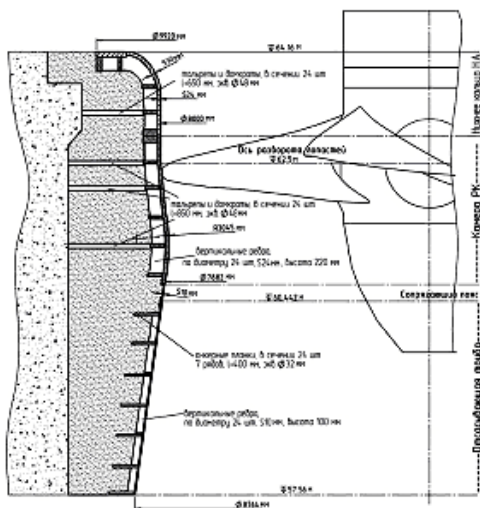


Рис. 2. Расчетный узел

Исследуемая конструкция (рис. 2) состоит из фундаментной части, включающей нижнее кольцо направляющего аппарата, камеру рабочего колеса, сопрягающий пояс, облицовки конуса отсасывающей трубы. Конструкция закреплена в осевом направлении, находится под действием знакоперемен-

ного давления. Динамические процессы в различных сечениях по высоте проходят со сдвигом фаз, т.е. для различных по высоте точек, лежащих в вертикальной плоскости, максимальное давление, равно как и минимальное, будет в этих точках в разные моменты времени.

Для решения задачи используется численный МКЭ с разложениями перемещений и нагрузок в ряды Фурье по окружной координате. Точность решения задачи зависит от числа удерживаемых гармоник в рядах Фурье, количества элементов, на которые расчленяется меридиональное сечение конструкции, и аппроксимации перемещений на конечном элементе.

Вариационное уравнение относительно неизвестных амплитудных значений (u^k) , (v^k) имеет вид

$$\begin{aligned} & \iint_F (\delta u^{(k)})^T (\bar{D})^T (N)(\bar{D})(u^{(k)}) r dr dz + \\ & + \frac{H}{2\pi} \iint_{F_{II}} (\delta v^{(k)})^T (D_{II})^T (N_{II})(D_{II})(v^{(k)}) dr dz + \\ & + C \iint_{F_{y0}} (s)^T (\delta u^{(k)})^T (u^{(k)})(s) r dl - \\ & - \int_{\Gamma} (\delta u^{(k)})(q^k) d\Gamma - (\delta u^{(k)})(p_i^k) = 0, \quad k = 0, 1, \dots, \quad (2) \end{aligned}$$

где $(s)^T = (\cos \alpha, \sin \alpha, 0)$; $dl = \sqrt{dr^2 + dz^2}$; $C = \frac{E}{L}$;

E и L – модуль упругости и толщина упругого основания (бетона).

Условия непрерывности перемещений требуют, чтобы амплитудные перемещения $u_r^{(k)}$ и $u_z^{(k)}$ совпадали с амплитудными перемещениями $v_r^{(k)}$ и $v_z^{(k)}$ на границах тела вращения и меридиональных пластин $u_r^{(k)} = v_r^{(k)}$, $u_z^{(k)} = v_z^{(k)}$. Используя разложения перемещений и нагрузок в ряды Фурье по окружной координате, приводим уравнения колебания конструкции к решению ряда независимых ква-

зистатических задач для гармоник, фиксированных по времени

$$[K_k - \omega_i^2 M_k] u_{ik} = Q_{ik}.$$

3. Минимизация по массе узла «спиральная камера – статор» гидротурбины

При проектировании радиально-осевой гидротурбины исследовались прочностные характеристики узла «спиральная камера – статор» и проведена его оптимизация по массе.

Узел «спиральная камера – статор» (см. рис.1) представляет собой конструкцию, состоящую из сопряженных элементов: колец, колонн и оболочки. Согласно методике расчета, спиральная камера рассматривается как торообразная оболочка с круговым или овальным сечением. Рассматривается циклически симметричная модель тора, сектор с одной колонной (22,5°). Расчеты выполнены методом конечных элементов для следующих режимов: эксплуатационный (сброс нагрузки) и гидроиспытание. Неизменными параметрами в радиальном сечении узла «спиральная камера – статор» являются: $R1$ – радиус установки выходной кромки колонны, $R2$ – радиус сечения спирали, профиль колонны в виде набора точек, угол установки колонны, высота колонны, количество колонн по всей конструкции, давления в разных режимах работы гидротурбины. На рис. 3 показаны параметры оптимизации: s – толщина оболочки спиральной камеры; $H1$ – толщина статорного кольца; $H2$ – высота сопряжения оболочки спирали; $L3$ – радиус точки сечения; $L4$ – радиус точки сечения; $R3$ – радиус установки сечения спирали.

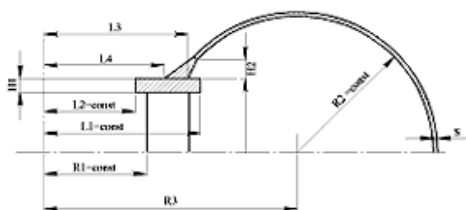


Рис. 3. Параметры оптимизации

Ограничения: конструкционные, прочностные (интенсивность напряжений в узлах сетки конечного элемента оболочки и статора выбраны из руководящего нормативного документа).

В результате оптимизации получена конструкция с минимальной массой сектора. Параметры оптимизации приняли следующие значения: $s = 0,012$ м, $R3 = 2,2$ м, $H1 = 0,065$ м, $H2 =$ мало, $L3 = 0,012 \approx L4$.

Близость параметров $L3$ и $L4$ (расхождение на толщину оболочки) привело к выбору нового вида радиального сечения узла «спиральная камера – статор». В табл. 1 сведены результаты расчета для различных режимов работы.

Таблица 1

Максимальные напряжения для различных режимов работы

Режим	Напряжения, МПа		
	колонна	статор	оболочка
сброс нагрузки	93	50	94,5
гидроиспытание	128	62	91,8

4. Расчет статики и динамики камеры рабочего колеса действующей ГЭС

Для определения уровня напряжений в конструкции (см. рис.2) решены задачи статики под действием максимальной статической нагрузки $P_{cm} + P_{\delta}$ и динамики полосы обечайка-бетон под действием гидродинамического давления. Максимальное значение статического напряжения $\sigma_{i \max} = 6,61$ МПа. Исследуемые узлы составной конструкции: узел 161 – ось разворота лопастей, 240 – нижняя часть камеры, 257 – место соединения камеры с сопрягающим поясом, 1655 – середина сопрягающего пояса. На рис. 4, 5 показаны график зависимости интенсивности напряжений σ_i от времени и распределение максимальных динамических напряжений в момент $t = 0.49$ с в наиболее нагруженном узле 257,

в котором наибольшее значение интенсивности амплитудных напряжений $\sigma_{ia} = 3,75$ МПа.

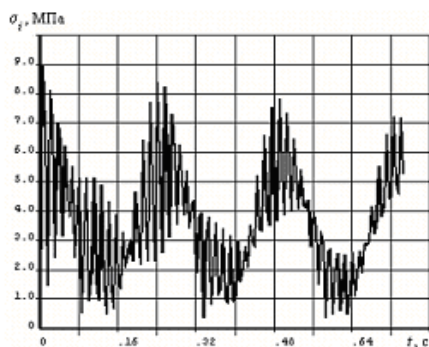


Рис. 4. Динамические напряжения в узле 257

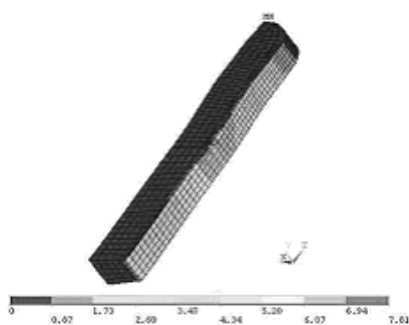


Рис. 5. Максимальные напряжения

Аналогичные расчеты проводились для второго и третьего вариантов расчета при наличии частичного отслоения обечайки от бетона и полного отсутствия связи обечайки с бетоном.

В табл. 2 приведены значения максимальной σ_{imax} , минимальной σ_{imin} интенсивности напряжений, амплитудное σ_{ia} и среднее σ_{im} напряжения.

Таблица 2
Напряжения в характерных узлах составной конструкции

Вариант	Узел	σ_{imax} , МПа	σ_{imin} , МПа	σ_{ia} , МПа	σ_{im} , МПа
1	161	5,03	0,12	2,395	2,575
	240	6,82	0,28	3,27	3,55
	257	7,81	0,31	3,75	4,06
	1655	7,14	0,025	3,56	3,58
2	181	9,20	1,05	4,075	5,12

3	1655	39,25	14,40	12,42	26,82
---	------	-------	-------	-------	-------

Выводы

Необходимо отметить, что комплексный подход для решения данной задачи включает как значительный объем экспериментальных исследований (анализ эксплуатационной и ремонтной документации, контроль состояния металла, анализ наработки гидротурбины в различных режимах, исследование вибрационного состояния и т.п.), так и разработку современных высокоточных методик определения статического и динамического состояний конструкций гидротурбин, основанных на учете их реальной геометрии, условий закрепления и нагружения. Работа ориентирована на эффективное применение на предприятиях энергетического комплекса при вариантном проектировании нового оборудования, а также реконструкции отработавшей ресурс ГЭС. В ней намечено получение новых научных результатов, особенно важных для решения задач гидротурбостроения в рамках национальной энергетической программы Украины.

Литература

1. Staehle M. Experimental Verification of Strength Calculation for a Field-fabricated Hydro Turbine Spiral Case // Sulzer technical review. – 1985. – № 3. – P. 36-39.
2. Комплексный экспериментально-теоритический анализ ресурса закладных частей гидротурбины / И.С. Веремеенко, Б.Я. Кантор, Т.Ф. Медведовская, Е.А. Стрельникова, О.Н. Зеленская, С.В. Гладышев // Проблемы машиностроения. – 2000. – Т. 3, № 1–2. – С. 16-28.
3. Динамика конструкций при воздействии кратковременных нагрузок / С.С. Кохманюк, А.С. Дмитриев и др. – К.: Наук. думка, 1989. – 304 с.

Поступила в редакцию 1.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук Ю.С. Воробьев, ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.