

УДК 539.3

Е.А. СТРЕЛЬНИКОВА, И.Е. РЖЕВСКАЯ, Е.В. ГАНЧИН

Институт проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины, Харьков

ПРОЧНОСТЬ, ДИНАМИКА И РЕСУРС ЛОПАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Созданы методика уточненного расчета прочности лопасти с фланцем рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины и проведена оценка ресурса. Для определения напряженно-деформированного состояния конструкции используется метод конечных элементов с высокой степенью аппроксимации на элементе. В качестве нагружения учитывались давления на перо лопасти и центробежные силы. Для определения ресурса использована теория многоциклового усталости. Модули программ расчетов использованы при конструировании новых и модернизации существующих конструкций гидротурбин.

Ключевые слова: гидротурбина, метод конечных элементов, прочность, динамика, ресурс.

Введение

В связи с выработкой ресурса многих гидротурбин в Украине, при их модернизации возникает вопрос о продлении срока службы их отдельных узлов и деталей и замене морально и физически устаревшего оборудования при повышении мощности и эксплуатационной надежности гидротурбин. Оценка эффективности и объема реконструкции требует высокоточных и оперативных методик и программ исследования прочности и динамики конструкций узлов гидротурбин при различных режимах эксплуатации.

В связи с этим необходимо совершенствовать существующие расчетные схемы, разрабатывать новые методики для определения НДС, динамики и ресурса элементов конструкций гидротурбин.

Особое внимание уделяется лопастям рабочих колес (РК) поворотно-лопастных (ПЛ) гидротурбин, которые находятся под динамическим воздействием потока воды.

1. Методика численного исследования НДС и динамики лопасти РК

Лопасть рабочего колеса ПЛ гидротурбины состоит из пера лопасти и фланца; переход между их поверхностями сглаживают галтели (рис. 1). Расчет НДС выполнен МКЭ в трехмерной постановке [1]. Рассмотрим равновесие произвольного трехмерного тела, нагруженного поверхностными q^s , объемными q^V и сосредоточенными силами f^i . Эти силы имеют три компонента, соответствующие трем координат-

ным осям. На основе принципа возможных перемещений имеем

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

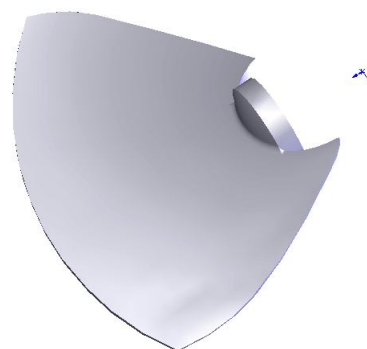


Рис. 1. Общий вид лопасти рабочего колеса ПЛ гидротурбины

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

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

поверхностных нагрузок

$$r_s = \sum_m \int_{S^{(m)}} H^{S^{(m)}} T_q S^{(m)} dS^{(m)}$$

и сосредоточенной силы $r_i = f^i$.

Уравнения (1) определяют статическое положение равновесия элементов. Однако приложенные силы могут зависеть от времени. На основе принципа д'Аламбера инерционные силы рассматриваются как составная часть объемных сил. Если ускорения аппроксимировать аналогично смещениям элементов, то вклад объемных сил в вектор r^v

$$r_v = \sum_m \int_{V^{(m)}} H^{(m)T} (q^{V^{(m)}} - \rho^{(m)} H^{(m)} \ddot{u}) dV^{(m)},$$

где \ddot{u} – столбец ускорений узловых точек, а $\rho^{(m)}$ – плотность m-го элемента. В этом случае уравнения движения примут вид

$$M\ddot{u} + Ku = r,$$

где r и u зависят от времени. Матрица масс конструкции определяется как

$$M = \sum_m \int_{V^{(m)}} \rho^{(m)} H^{(m)T} H^{(m)} dV^{(m)}.$$

2. Определение ресурса лопастей РК ПЛ гидротурбин

В соответствии с теорией многоциклового усталости исходными данными для выполнения расчета ресурса лопасти РК ПЛ гидротурбины являются амплитудные значения интенсивности напряжений σ_a и средней величины напряжений σ_m . Количество циклов до разрушения N определяется уравнением [2]

$$N = \frac{\sigma_{-1\partial}^m \cdot N_0}{\sigma_a^m}, \tag{2}$$

где m – угол наклона кривой усталости; N_0 – базовое число циклов; $\sigma_{-1\partial}$ – предел выносливости детали при базовом числе циклов, который можно определить из зависимости

$$\sigma_{-1\partial} = \frac{\gamma \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma}{k_\sigma} \sigma_{-10} \sqrt{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_E}}, \tag{3}$$

где σ_{-10} – предел выносливости образца при базовом числе симметричных циклов в воздухе; $\gamma, \epsilon_\sigma, \beta_\sigma, k_\sigma$ – коэффициенты влияния воды, масштабного фактора, состояния поверхности и концентрации напряжений соответственно; σ_E – предел прочности.

Среднее значение напряжения цикла определяется следующим образом [2]:

$$\sigma_m = \sigma_{m3} + \sigma_{mm}, \tag{4}$$

где $\sigma_{m3} = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2$ – эксплуатационные

средние напряжения для симметричного цикла; σ_{mm} – остаточные напряжения от сварки.

Таким образом, формула (2) с учетом (3) и (4) примет вид

$$N = N_0 \left(\frac{\gamma \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_a} \sigma_{-10} \sqrt{1 - \frac{\sigma_{m3} + \sigma_{mm}}{\sigma_E}} \right)^m.$$

Расчетный и остаточный ресурс определяются по формулам

$$n = \frac{N}{N_3} \cdot L, \quad n = \left(\frac{N}{N_3} - 1 \right) \cdot L,$$

где L – количество лет работы; N_3 – количество циклов нагружения за период эксплуатации.

3. Определение НДС и динамики лопасти РК Головной ГЭС

Исследовалось НДС и динамика лопасти РК Головной ГЭС. Материал конструкции сталь 06Х12НЗДЛ.

Исследованы НДС при следующих режимах работы турбины:

- напор 23 м, мощность 42000 кВт, угол наклона лопасти 11,5°;
- напор 31,2 м, мощность 52000 кВт, угол наклона лопасти 8°.

На рис. 2, а, б показано НДС при статическом нагружении лопасти (режим 1).

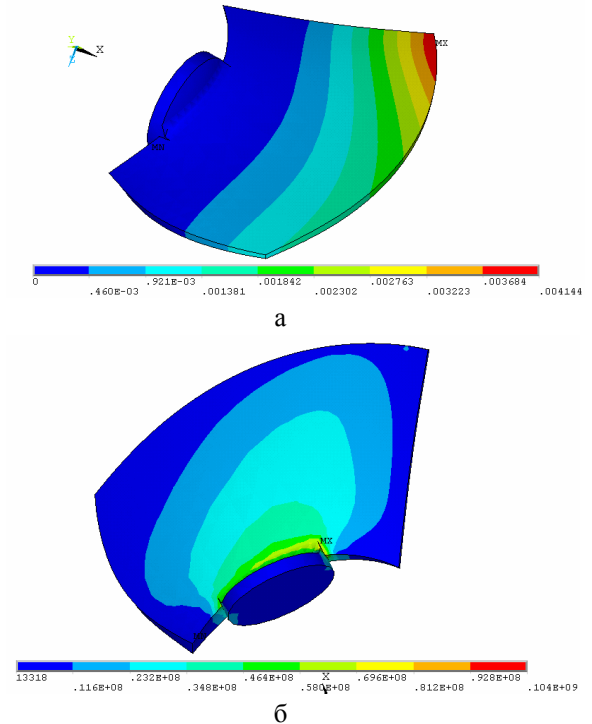


Рис. 2. НДС лопасти РК ПЛ гидротурбины (режим 1): а – перемещения (м), б – интенсивности напряжений (Па)

Максимальные напряжения в конструкции возникают в месте перехода пера лопасти в цапфу. Их величина не превышает допустимые.

При определении амплитуды динамических напряжений считаем, что конструкция нагружена давлением, которое меняется по закону

$$q(t) = 0,1 \cdot Q(x, y, z) \cdot \sin(\omega \cdot t),$$

где ω – оборотно-лопастная частота равная 1,79 Гц, а $Q(x, y, z)$ – давление на лицевую и тыльную поверхность лопасти.

Результаты расчета НДС лопасти с фланцем РК ПЛ гидротурбины (Головная ГЭС) при динамическом нагружении показали, что расчет возможен в квазистатической постановке, т.к. низшие собственные частоты намного выше частоты возмущения [3].

На рис. 3 показан график изменения максимального значения интенсивности напряжений во времени.

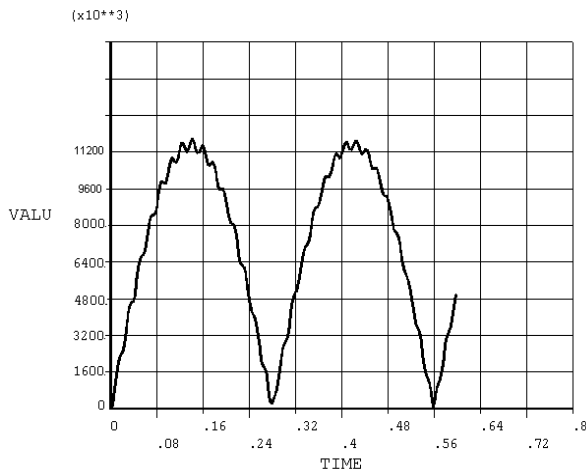


Рис. 3 – Изменение максимального значения интенсивности напряжений во времени, Па

На рис. 4, 5 показано НДС конструкции для $t = 0,141$ с.

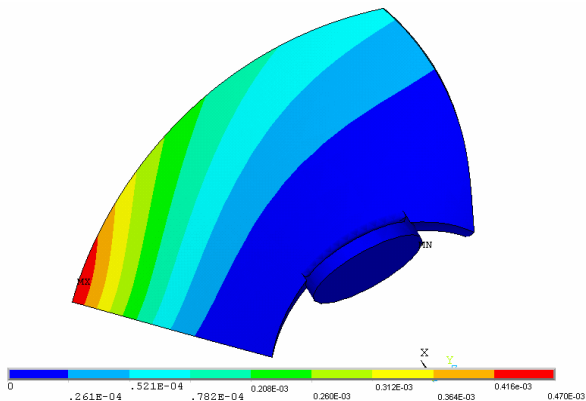


Рис. 4. Деформированное состояние лопасти с фланцем при динамическом нагружении

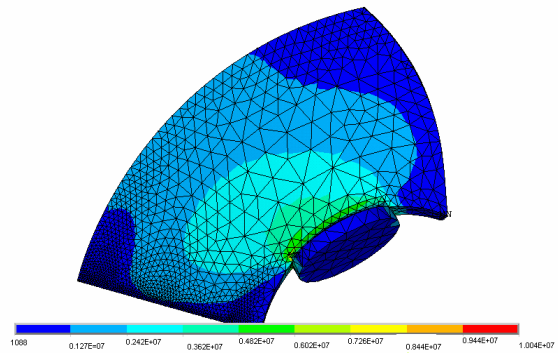


Рис. 5. Распределение интенсивности напряжений в лопасти с фланцем при динамическом нагружении

Механические и усталостные характеристики стали 06Х12НЗДЛ, согласно приведенным в справочниках [4, 5] данным, такие: граница выносливости образца при базовом числе симметричных циклов в воздухе $\sigma_{-10} = 49$ МПа; базовое число циклов $N_0 = 10^8$; угол наклона кривой усталости $m = 6,0$; граница прочности $\sigma_B = 637$ МПа; коэффициенты влияния воды, масштабного фактора, состояния поверхности $\gamma = 0,73$, $\epsilon_\sigma = 1$, $\beta_\sigma = 1$, $k_\sigma = 1,72$ (определяется по кривым Petersona, экстраполированным на случай малых радиусов закругления).

В табл. 1 приведены амплитудные и средние значения интенсивности напряжения лопасти с фланцем РК Головной ГЭС, расчетный ресурс конструкции для различных режимов работы турбины.

Таблица 1

Расчетный ресурс лопасти РК для разных режимов работы турбины

Режим работы	σ_m , МПа	σ_a , МПа	N	n, лет
1	104	10,04	$46,27 \cdot 10^8$	41
2	125	12,1	$13,38 \cdot 10^8$	12

На основе принципа линейного суммирования повреждений определяем расчетный ресурс гидротурбины, который равен 30 лет при условии ее работы в режиме 1 – 60%, в режиме 2 – 40% от общего числа циклов нагружения.

Выводы

Разработанные метод и пакеты прикладных программ для расчета статики, динамики и ресурса элементов конструкций гидротурбин дают возможность на практике проводить комплексный анализ

статических, динамических характеристик и ресурса конструкций и оперативно решать вопросы замены или продления срока службы оборудования при модернизации агрегатов ГЭС [6].

Литература

1. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. – М.: Наука, 1982. – 448 с.
2. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
3. Ганчин Е.В. Исследование динамических характеристик лопастей рабочих колес поворотно-лопастных гидротурбин при взаимодействии с жидкостью / Е.В. Ганчин, И.Е. Ржевская, Е.А. Стрельникова // Вісник Харк. нац. ун-ту. – 2009. – № 847. Сер. «Математичне моделювання. Інформаційні

технології. Автоматизовані системи управління», вип. 11 – С. 69-78.

4. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: Руководство и справочное пособие / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.

5. Троценко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник. В 2-х ч. / В.Т. Троценко, Л.А. Сосновский. – К.: Наук. думка, 1987. – Ч. 1. – 504 с.; Ч. 2. – 1302 с.

6. Веремеенко И.С. Прочность и собственные колебания рабочих колес радиально-осевых гидротурбин / И.С. Веремеенко, Б.Я. Кантор, И.Е. Ржевская // Проблемы машиностроения. – 1999. – Т. 2, № 1-2. – С. 8-16.

Поступила в редакцию 30.05.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф., главный научный сотрудник Б.Я. Кантор, ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

МІЦНІСТЬ, ДИНАМІКА І РЕСУРС ЛОПАТИ РОБОЧОГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОТУРБИНИ

О.О. Стрельникова, І.Є. Ржевська, Є.В. Ганчин

Розроблено методику уточненого розрахунку міцності лопати з фланцем робочого колеса і проведено оцінку ресурсу. Для визначення напружено-деформованого стану конструкції використовується метод скінчених елементів з високим ступенем апроксимації на елементи. Як навантаження враховувались тиск на перо лопати та відцентрові сили. Для визначення ресурсу використовувалась теорія багатоциклової втоми. Модулі програм розрахунків використані при конструюванні нових і модернізації існуючих конструкцій гідротурбін.

Ключові слова: гідротурбіна, метод скінчених елементів, міцність, динаміка, ресурс.

STIFFNESS, DYNAMICS AND RESIDUAL LIFE OF THE KAPLAN TURBINE BLADE

E.A. Strelnikova, I.E. Rzevskaia, E.V. Ganchin

The advanced method to estimate the stiffness of Kaplan turbine blade with flange was elaborated. The estimation of residual life was concluded. To determine stress-strain state the finite element method with high degree approximation is in use. The pressure on the blade plume and centrifugal forces were considered as loading. For residual life estimation the high-cycle fatigue theory was used. The modules of Computer Codes were used under creation of new hydraulic turbines and on modernization of existed ones.

Key words: hydraulic turbine, finite element method, stiffness, dynamics, residual life.

Стрельникова Елена Александровна – доктор техн. наук, профессор, ведущий научный сотрудник отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: kantor@ipmach.kharkov.ua.

Ржевская Ирина Евгеньевна – канд. техн. наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: kantor@ipmach.kharkov.ua.

Ганчин Евгений Валерьевич – аспирант Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: kantor@ipmach.kharkov.ua.