

УДК 539.3

Т.Ф. МЕДВЕДОВСКАЯ, И.Е. РЖЕВСКАЯ, А.В. МЕДВЕДОВСКИЙ, Е.В. ГАНЧИН

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков*

## ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ И РЕСУРСА РАБОЧЕГО КОЛЕСА И НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ НАСОСНОЙ ТУРБИНЫ КИЕВСКОЙ ГАЭС

*Разработаны методики и пакеты прикладных программ для численного анализа статического и динамического напряженно-деформированного состояния и оценки ресурса элементов проточной части конструкций гидротурбин, к которым относятся рабочие колеса, камеры рабочего колеса и несущие конструкции (крышки), ограничивающие сверху проточную часть. Получены численные результаты, позволяющие оценить ресурс элементов гидротурбин с учетом реальных условий эксплуатации. Ресурс элементов проточной части гидротурбин определяется на основе теории линейного накопления повреждений при многоциклового усталости материала конструкций.*

**Ключевые слова:** конструкции проточной части гидротурбин, математические модели, напряженно-деформированное состояние, динамика, ресурс.

### Введение

При проектировании гидротурбин одной из основных проблем является обеспечение их прочности и надежности в условиях продолжительной работы под действием гидростатического и многоциклового динамического нагружения. В связи с исчерпанием ресурса многих гидротурбин в Украине при их модернизации возникает вопрос о продлении срока службы отдельных элементов конструкций проточной части гидравлических машин и замене морально и физически устаревшего оборудования при повышении мощности и эксплуатационной надежности гидроагрегатов (ГА). Это требует высокоточных и оперативных методик и программ для исследования прочности и динамики конструкций узлов гидротурбин при разных режимах эксплуатации.

Несмотря на значительные достижения в исследовании прочности циклически – симметричных металлоконструкций, исследование их надежности остается актуальным. Эти конструкции характеризуются сложной пространственной геометрией, условиями закрепления, а также большим спектром воспринимаемых нагрузок. Очевидно, что при вариантном проектировании уникального гидротурбинного оборудования необходимо иметь методики оперативного определения напряженно-деформированного состояния (НДС), дающие достаточную точность и простоту создания расчетной модели.

Необходимо отметить комплексный подход к решению данной проблемы, который включает как значительный объем экспериментальных исследований (анализ эксплуатационной и ремонтной документации, контроль состояния металла, анализ на-

работки гидротурбины в разных режимах, исследование вибрационного состояния и т.п.), так и разработку современных высокоточных методик определения статического НДС и динамики конструкций гидротурбин, основанных на учете их реальной геометрии, условий закрепления и нагружения.

### 1. Методика определения НДС, собственных форм и частот колебаний циклически симметричных конструкций гидротурбин

Крышки и рабочие колеса (РК) проточной части гидротурбин представляют собой сложные уникальные циклически симметричные пространственные конструкции. Крышки гидротурбин состоят из тонкостенных тел вращения (обечаек), подкрепленных системой часто расположенных ребер – меридиональных многосвязных пластин. Основное требование при проектировании крышек – обеспечение прочности и жесткости при минимальной металлоемкости. Разработана программа комплексных экспериментально-теоретических исследований определения НДС и динамики крышек гидротурбин [1, 2]. Для решения задачи используется численный метод конечных элементов (МКЭ) в сочетании с разложениями перемещений и нагрузок в ряды Фурье по окружной координате. Векторы перемещений тел вращения ( $u$ ) и пластин ( $v$ ), а также внешних нагрузок представленных рядами Фурье

$$\begin{aligned} u_1 &= (u_1^{(0)}) + (u_1^{(1)}) \cos \varphi + (u_1^{(2)}) \cos 2\varphi + \dots; \\ u_2 &= u_\varphi = (u_\varphi^{(-1)}) \sin \varphi + (u_\varphi^{(-2)}) \sin 2\varphi + \dots; \\ v &= (v^{(0)}) + (v^{(1)}) \cos \varphi + (v^{(2)}) \cos 2\varphi + \dots \end{aligned}$$

Вариационное уравнение относительно неизвестных амплитудных значений перемещений тела вращения  $(u^{(k)})$  и меридиональных пластин  $(v^{(k)})$ , имеет вид

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

где  $E$  – модуль упругости.

Условия непрерывности перемещений требуют^

$$u_r^{(k)} = v_r^{(k)}, \quad u_z^{(k)} = v_z^{(k)}.$$

Задача динамики конструкции решается исходя из матричного уравнения свободных колебаний

$$K(U) - p^2 M(U) = 0,$$

где  $K$  и  $M$  – матрицы жесткости и масс конструкции соответственно.

## 2. Исследование НДС и динамики крышки ГА Киевской ГАЭС

Крышка ГА 5 Киевской ГАЭС воспринимает нагрузки от гидродинамического давления, действующего на ее поверхность, контактирующую с водой, и вес деталей направляющего аппарата, регулирующего кольца, деталей торцевого уплотнения вала, а также направляющего подшипника.

Крышка изготовлена сварной, материал крышки – листовая углеродная сталь Ст3сп. Крышка состоит из двух частей, соединенных между собой креплениями. В каждом разъеме установлено шестнадцать длинных болтов М72, два коротких болта М72, четыре призонных болта М48 и три призонных болта М48 с втулкой. Крепление разъема затянуто до напряжений, которые обеспечивают работу крышки как единой конструкции на всех режимах работы гидротурбины. Фланец крышки крепится к статору девятнадцатью болтами М64 и сорока пятью шпильками М64, расположенными на диаметре 5550 мм. Для ограничения сдвигов в плоскости разъема фланца крышки и статора установлены четыре конических штифта.

На рис. 1 первичная разбивка сечения крышки с учетом данных о моделировании деталей по признакам зон, отвечающих соответствующим свойствам материалов, суммарной толщине пластин и их количеству в окружном направлении.

Для расчета НДС крышки определены два характерных режима работы турбины:

- режим 1 (турбинный) – мощность турбины  $N = 38$  МВт при напоре  $H = 70,5$  м;
- режим 2 (насосный) – мощность турбины

$N = 45,2$  МВт при напоре  $H = 74$  м.

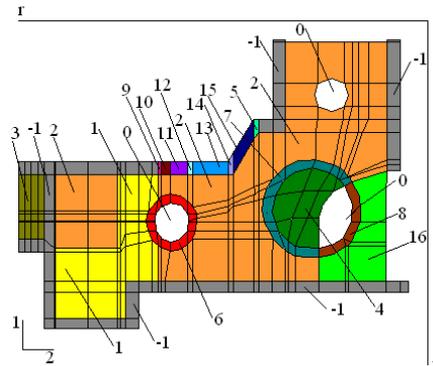


Рис. 1. Первичная разбивка меридионального сечения крышки

На рис. 2 показаны участки поверхности крышки, к которым при работе турбины приложены нагрузки, определенные с учетом веса прикрепленных к ней деталей и давления воды.

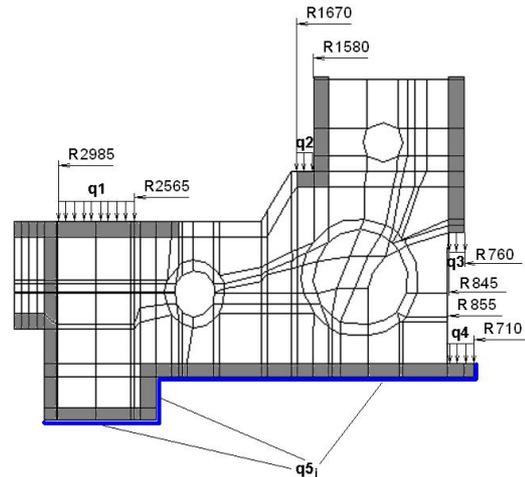


Рис. 2. Распределение нагрузок

В табл. 1 для указанных режимов работы турбины приведены значения действующих нагрузок  $q_i$  ( $i = 1, 2, 3, 4$ ) от массовых усилий, которые не зависят от режима работы агрегата.

Таблица 1

Значения действующих нагрузок для характерных режимов работы турбины

i	q <sub>i</sub>	Распределенная нагрузка, кг/см <sup>2</sup>	
		Турбинный режим	Насосный режим
1	q <sub>1</sub>	0,596	0,596
2	q <sub>2</sub>	1,504	1,504
3	q <sub>3</sub>	0,467	0,467
4	q <sub>4</sub>	0,045	0,045

Давление воды  $q_5$  на поверхностях крышки (см. рис. 2) отвечает эпюре распределения давлений (рис. 3, 4).

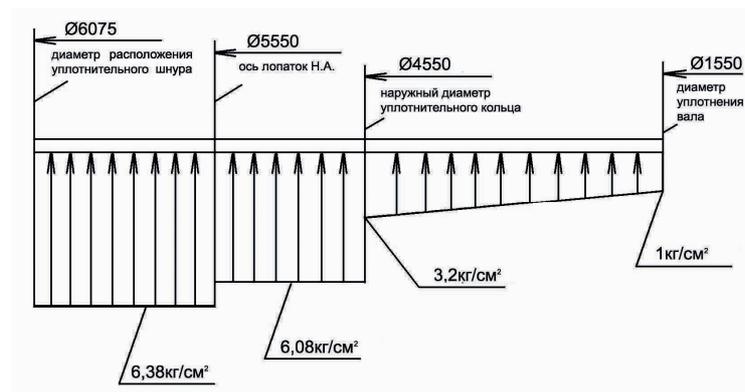


Рис. 3. Эпюра распределения давлений под крышкой турбины в турбинном режиме

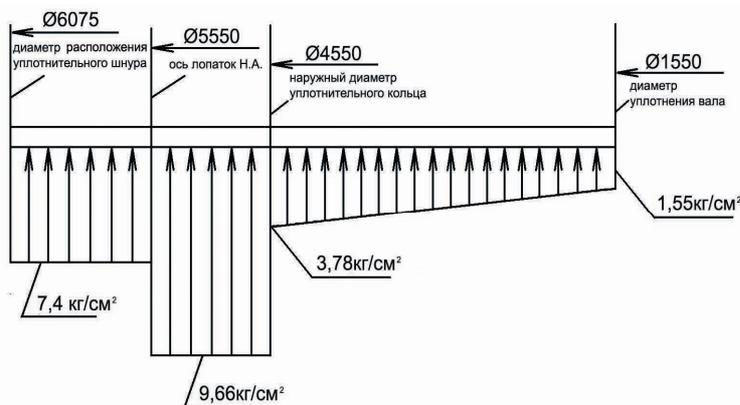


Рис. 4. Эпюра распределения давлений под крышкой турбины в насосном режиме

Рассмотрим результаты расчетов статических напряжений крышки агрегата Киевской ГАЭС. Для крышки гидротурбины расчеты выполнены при разных режимах. На рис. 5 приведено деформированное состояние крышки, а на рис. 6 – распределение интенсивности напряжений в двумерной области крышки в насосном режиме. Напряжения  $\sigma_m$  для разных режимов нагрузки принимают следующие значения: турбинный – 30,15 МПа, насосный – 43,15 МПа. Максимальная интенсивность напряжений  $\sigma_m$  равняется 43,15 МПа.

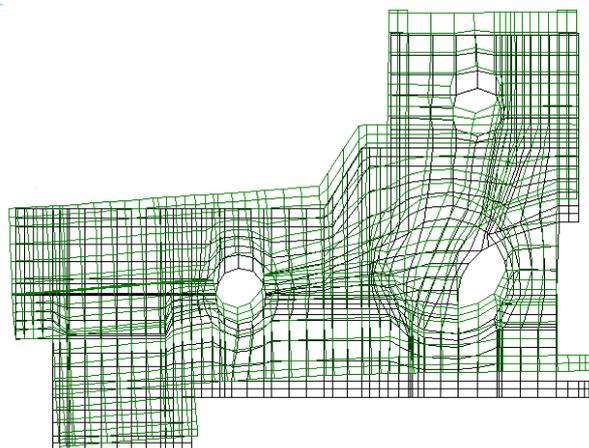


Рис. 5. Деформированное состояние

Собственные частоты колебаний крышки Киевской ГАЭС приведены в табл. 2.

Таблица 2  
Спектры частот собственных колебаний крышки

Номер гармоники	Номер частоты	Частота, Гц
0	1	79,8
	2	249,2
	3	305,8
1	1	67,8
	2	128,5
	3	203,8
2	1	106,2
	2	161,6
	3	241,7

При динамическом нагружении в спектре частот возбуждения заданы такие частоты: оборотная  $\omega_1 = 2,78$  Гц; лопастная  $\omega_2 = 16,67$  Гц; лопаточная  $\omega_3 = 55,57$  Гц. Средние  $\sigma_m$  и амплитудные  $\sigma_a$  значения интенсивности напряжений при динамической нагрузке приведены в табл. 3.

Таблица 3  
Средние и амплитудные значения интенсивности напряжений при динамической нагрузке

Режим	$\sigma_m$ , МПа	$\sigma_a$ , МПа		
		$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$
турбинный	30,15	3,21	3,30	4,51
насосный	43,15	4,53	4,62	6,34

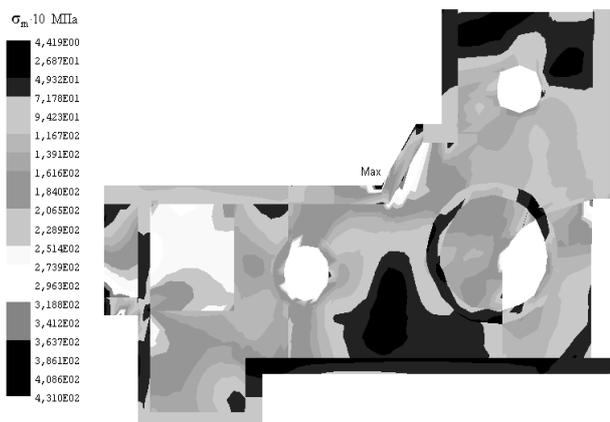


Рис. 6. Распределение интенсивности напряжений

При динамическом нагружении на разных режимах амплитудные значения напряжений составили приблизительно 10 % от статических.

### 3. Определение НДС РК радиально-осевой гидротурбины Киевской ГАЭС под действием распределенной нагрузки и центробежных сил

РК представляет собой два тела вращения (ступицу и обод), объединенных между собой регулярной системой лопастей. Лопасть РК есть сложная пространственная конструкция переменной толщины (рис. 7). Для уменьшения концентрации напряжений в зоне перехода от ступицы и обода к лопастям выполнены плавные радиусные переходы – галтели. Геометрическая модель РК Киевской ГАЭС показана на рис. 8.

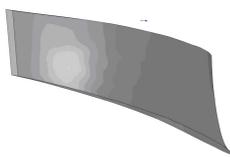


Рис. 7. Модель пера лопасти



Рис. 8. Геометрическая модель РК

После введения информации о типе конечного элемента, физических характеристиках материала, автоматически разбиваем конструкцию на конечные элементы. На рис. 9 показанная дискретизация РК Киевской ГАЭС на конечные элементы

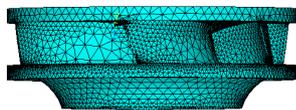
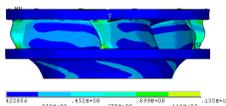
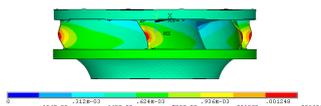


Рис. 9. Конечноэлементная модель РК

Конструкция нагружена на перо лопасти центробежными усилиями и распределенным давлением. Исследовано НДС РК Киевской ГАЭС для турбинного и насосного режимов работы агрегата. На рис. 10, а, б) показаны распределение интенсивности напряжений (рис.а) и суммарного перемещения точек конструкции (рис. б) для турбинного режима работы гидроагрегата. Выделены зоны максимальных значений.



а



б

Рис. 10. Напряженно-деформированное состояние

Максимальные значения интенсивности напряжений (насосный режим – 142 МПа, турбинный – 135 МПа) значительно меньше предела текучести 550 МПа.

### 4. Численный анализ динамических характеристик РК Киевской ГАЭС

Для определения собственных частот колебаний РК гидротурбины использовали МКЭ. Выполнен численный анализ динамических характеристик РК Киевской ГАЭС. Получены собственные частоты колебаний РК, приведенные в табл. 4, парные частоты подчеркнуты.

Таблица 4  
Собственные частоты упругих колебаний РК

Номер частоты	Частота, Гц
1; 2	<u>59,32</u>
3	79,85
4	107,73
5; 6	<u>108,16</u>
7	169,92

На рис. 11, а, б, в, г, д показаны формы колебаний РК гидротурбины.

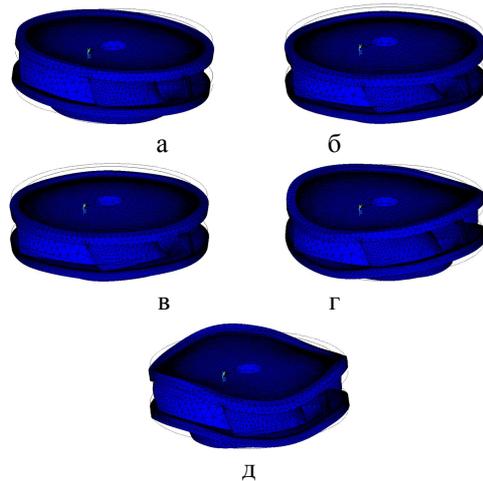


Рис. 11. Формы колебаний РК:

а – первая (вторая), б – третья, в – четвертая, г – пятая (шестая), д – седьмая формы колебаний агрегата

Кратным частотам отвечают собственные формы, которые отличаются расположением главной диаметральной плоскости. Первым двум частотам отвечает «балочная» форма, когда ось колеса изгибается как консольный стержень, третьей и четвертой частотам – крутильные формы колебаний вокруг оси вращения колеса соответственно по часовой и против часовой стрелки. Второй группе частот (пятая и шестая) отвечает колебание колеса как тела вращения по второй гармонике Фурье. Седьмой частоте – по четвертой гармоникой Фурье. Конструкция отстроена от резонанса потому, что полученные собственные частоты колебаний не совпа-

дают с характерными частотами сил возмущения.

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

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

где  $\omega$  – оборотно-лопастная частота, равная 16,67 Гц;  $Q(x, y, z)$  – давление.

Согласно теории многоциклового усталости входными данными для выполнения расчетов ресурса РК есть средние ( $\sigma_m$ ) и амплитудные ( $\sigma_a$ ) значения напряжений за циклом

$$\sigma_m = \sigma_{me} + \sigma_{mT}, \quad \sigma_a = \beta \cdot \sigma_{гидр.}$$

где  $\sigma_{me}, \sigma_{mT}$  – соответственно эксплуатационная (от совместного действия гидравлической и центробежной нагрузок) и технологическая составляющая средних напряжений;  $\sigma_{гидр.}$  – эксплуатационные напряжения от действия гидравлического нагружения;  $\beta$  – отношение амплитуды переменных напряжений к среднему значению.

Как показывает опыт эксплуатации РК РО гидротурбин, коэффициент нестационарности не превышает 0,1 для турбинного режима и 0,15 – 0,20 – для насосного.

В табл. 5 приведенные  $\sigma_m$  и  $\sigma_a$  для двух режимов работы РК Киевской ГАЭС.

Таблица 5

Средние  $\sigma_m$  и амплитудные  $\sigma_a$  напряжения

Режим	$\sigma_{me}$ , МПа	$\sigma_{mT}$ , МПа	$\sigma_m$ , МПа	$\sigma_a$ , МПа
турбинный	135	200	335	12
насосный	142	200	342	12

## 6. Оценка остаточного ресурса РК и крышки Киевской ГАЭС

Механические и усталостные характеристики стали 06Х12НЗДЛ являются такими: граница выносливости образца при базовом числе симметричных циклов в воздухе  $\sigma_{-10} = 49$  МПа; базовое число циклов  $N_0 = 108$ ; угол наклона кривой усталости  $m = 6,0$ ; граница прочности [5]  $\sigma_b = 755$  МПа; коэффициенты влияния воды, масштабного фактора, состояние поверхности  $\gamma = 1$ ,  $\epsilon_\sigma = 1$ ,  $\beta_\sigma = 1$ .

Коэффициент концентрации напряжений  $k_\sigma$  определяется по формуле

$$k_\sigma = \max \{1 + q_1(\beta - 1), 1 + q_1(\gamma - 1)\};$$

$$k_\sigma = \max \{1 + q_1(\beta - 1), 1 + q_1(\gamma - 1)\}.$$

Коэффициенты  $\beta$  и  $\gamma$  определяются по формулам

$$\beta = 1 / (\sqrt{2\lambda} \cdot \arcsin \frac{1}{\sqrt{1+2\lambda}});$$

$$\gamma = \sqrt{2} / \left( 3 \cdot \sqrt{\lambda} \cdot \left[ (1+2\lambda) \cdot \arcsin \frac{1}{\sqrt{1+2\lambda}} - \sqrt{2\lambda} \right] \right),$$

где  $\lambda = r/t$ ,  $r$  – радиус галтели;  $t$  – толщина лопасти у подножия галтели.

РК гидротурбины Киевской ГАЭС имеет:  $r = 40$  мм;  $t = 12,5$  мм;  $\lambda = 3,2$ ;  $\beta = 1,05$ ;  $\gamma = 1,031$ ;  $k_\sigma = 1,05$ .

Число циклов нагружения подсчитывается по формуле  $NE = 60 \cdot n \cdot z_0 \cdot t = 60,012 \cdot 108$  циклов,  $n = 166,7$  об/мин – частота вращения турбины;  $t = 30000$  ч – при расчете на срок до ближайшего капитального ремонта;  $z_0 = 20$  – число лопаток направляющего аппарата.

Расчетный ресурс РК гидротурбины составляет приблизительно 32 года.

Крышки ГА Киевской ГАЭС работают в насосном и генераторном режимах при частоте нагружения 2,78 Гц. Для их остаточного ресурса получены данные, приведенные в табл. 6.

Таблица 6

Остаточный ресурс крышки

Режим	$\sigma_m$ , МПа	$\sigma_a$ , МПа	Наработка, ч	Остаточный ресурс, год.
насосный	43,15	4,53	56000	50
генераторный	30,15	3,21	56000	98

Крышки ГА находятся в удовлетворительном состоянии и их срок эксплуатации при модернизации может быть продлен приблизительно на 50 лет.

## Выводы

Разработаны комплексные экспериментально-теоретические методики исследования НДС, динамических характеристик и ресурса элементов конструкций проточной части гидротурбин: крышек и РК ГА с использованием МКЭ. Пакеты прикладных программ дают возможность на практике проводить комплексный анализ статических, динамических характеристик конструкций с учетом их изменившегося во время эксплуатации технического состояния. С целью обеспечения надежности несущих конструкций и РК гидротурбин и отстройки от резонансных частот можно рекомендовать при проектировании новых конструкций учитывать возможность изменения спектра частот собственных колебаний, чтобы вибрации в осевом и радиальном направлениях отвечали существующим нормам. На базе разработанных теорий и методик создан нормативный

документ «Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС. Методичні вказівки» (СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-51:2011).

### Литература

1. Зеленская, О.Н. Анализ динамических характеристик тонкостенных элементов проточного тракта гидротурбин [Текст] / О.Н. Зеленская, Т.Ф. Медведовская, Е.В. Еселева // Пробл. машино-

строения. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 121–130.

2. Метод конечных элементов в задаче определения радиальной жесткости циклически симметричных несущих конструкций гидротурбин / Т. Ф. Медведовская, А. В. Медведовский, Е. В. Еселева, О. Н. Зеленская // Пробл. машиностроения. – 1999. – Т. 2, № 1–2. – С. 58–62.

3. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов [Текст] / К. Бате, Е. Вильсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 445 с.

Поступила в редакцию 12.05.2012

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф., ведущий научный сотрудник Е.А. Стрельникова, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

## ОЦІНКА МІЦНОСТІ Й РЕСУРСУ РОБОЧОГО КОЛЕСА Й НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСНОЇ ТУРБИНИ КИЇВСЬКОЇ ГАЕС

*Т.Ф. Медведовська, І.Є. Ржевська, О.В. Медведовський, Є.В. Ганчин*

Розроблено методики й пакети прикладних програм для чисельного аналізу статичного й динамічного напружено-деформованого стану й оцінки ресурсу елементів проточної частини конструкцій гідротурбін, до яких ставляться робочі колеса, камери робочого колеса й несучі конструкції (кришки), що обмежують зверху проточну частину. Отримано чисельні результати, що дозволяють оцінити ресурс елементів гідротурбін з урахуванням реальних умов експлуатації. Ресурс елементів проточної частини гідротурбін визначається на основі теорії лінійного нагромадження ушкоджень при багатоцикловій втомі матеріалу конструкцій.

**Ключові слова:** конструкції проточної частини гідротурбін, математичні моделі, напружено деформований стан, динаміка, ресурс.

## ESTIMATION OF DURABILITY AND RESOURCE OF DRIVING WHEEL AND BEARING STRUCTURE OF PUMPING TURBINE OF KIEV HAES HYDRAULIC TURBINE

*T.Ph. Medvedovskaya, I.E. Rzhetskaya, A.W. Medvedovsky, E.V. Ganchin*

The methods and computer codes are developed for numerical analysis of static and dynamic stress-strain state and estimation of resource for elements of running part of hydro-turbines structures. Among them there are which drivings wheels, chambers of driving wheel and bearings constructions (lids) limited running part from above. Numerical results, allowing to estimate the resource of elements of hydro-turbines taking into account the real terms of exploitation, were obtained. The resource of elements of running part of hydro-turbines is determined on the basis of theory of linear accumulation damages at the multisequencing fatigue of material of structures

**Key words:** structure of hydraulic turbine channel, mathematical models, stress-strain state, dynamics, longability.

**Медведовская Татьяна Федоровна** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: tmed@i.ua.

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

**Медведовский Александр Вильямович** – ведущий инженер отдела общетехнических исследований в энергетике Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: tmed@i.ua.

**Ганчин Евгений Валерьевич** – аспирант отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: ganchin@galal.net.