

УДК 539.3

Т.Ф. МЕДВЕДОВСКАЯ¹, И.Е. РЖЕВСКАЯ¹, Е.Л. МЕДВЕДЕВА¹,
В.Н. ЕФИМЕНКО², О.Н. ЗЕЛЕНСКАЯ²

¹ Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Украина
² Открытое акционерное общество «ТУРБОАТОМ», Украина

ПРОЧНОСТЬ КРЫШКИ И СИЛОВОЙ ШПИЛЬКИ ГИДРОАГРЕГАТА ГАЭС

Разработаны методики и пакеты прикладных программ для численного анализа статического напряженно-деформированного состояния крышки гидроагрегата и силовой шпильки специальной конструкции крепления фланца крышки к статору. Крышка гидроагрегата воспринимает нагрузки от гидродинамического давления, действующего на ее контактирующую с водой поверхность, и вес размещенных на ее поверхности узлов и деталей. Шпильки крепления фланца крышки к статору воспринимают нагрузку растяжения-сжатия, при монтаже гидроагрегата собираются с затяжкой. Получены численные результаты, позволяющие оценить прочность одного из вариантов конструкции гидромашинны высоконапорной ГАЭС с учетом реальных условий эксплуатации.

Ключевые слова: крышка, силовая шпилька, гидроагрегат, ГАЭС, гидротурбина, гидромашинна, математические модели, напряженно-деформированное состояние.

Введение

При вариантном проектировании и модернизации гидроагрегатов ГЭС и ГАЭС одной из актуальных проблем является обеспечение их прочности и надежности. Ответственными узлами, определяющими надежную работу гидроагрегата, являются фланцевые соединения, в частности, силовое крепление фланца крышки к статору гидротурбины или гидромашинны с помощью шпилек. Повышение эксплуатационной надежности фланцевых соединений требует высокоточных и оперативных методик и программ для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) и динамики узлов конструкций гидроагрегатов при разных режимах эксплуатации. Это позволит при проектировании повысить надежность конструкции крышки и фланцевого соединения. При исследовании прочности крепежного соединения заданы нагрузки: усилие затяжки шпильки и суммарная нагрузка от действия осевого гидравлического усилия, веса крышки и закрепленных на ней деталей. Для корректного определения распределения напряжений в шпильках, включая зоны их возможной концентрации, в расчетной модели учтены контактные явления.

1. Методика определения НДС, собственных форм и частот колебаний крышек гидроагрегатов

Крышки гидротурбин и гидромашин представляют собой сложные циклически симметричные пространственные конструкции. Они состоят из тонко-

стенных тел вращения, подкрепленных системой часто расположенных ребер – меридиональных многосвязных пластин. Основное требование при проектировании крышек – обеспечение прочности и жесткости при минимальной металлоемкости. Разработан программный комплекс экспериментально-теоретических исследований НДС и динамики крышек гидротурбин [1, 2]. Для решения задачи используется численный метод конечных элементов (МКЭ) в сочетании с разложением перемещений тел вращения (u) и пластин (v) и нагрузок в ряды Фурье по окружной координате

$$(u_1) = (u_1^{(0)}) + (u_1^{(1)}) \cos \varphi + (u_1^{(2)}) \cos 2\varphi + \dots,$$

$$u_2 = u_\varphi = (u_\varphi^{(-1)}) \sin \varphi + (u_\varphi^{(-2)}) \sin 2\varphi + \dots,$$

$$(v) = (v^{(0)}) + (v^{(1)}) \cos \varphi + (v^{(2)}) \cos 2\varphi + \dots$$

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

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

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.

2. Исследование НДС и динамики крышки гидромашины ГАЭС

Исследуемая крышка гидромашины воспринимает нагрузки от гидродинамического давления, действующего на ее поверхность, контактирующую с водой, вес деталей направляющего аппарата и направляющего подшипника.

Крышка изготовлена сварной, материал крышки – листовая углеродная сталь СтЗсп. Фланец крышки крепится к кольцу статора вибростойкими шпильками, которые при монтаже гидроагрегата собираются с затяжкой. Общий вид крышки представлен на рис.1.

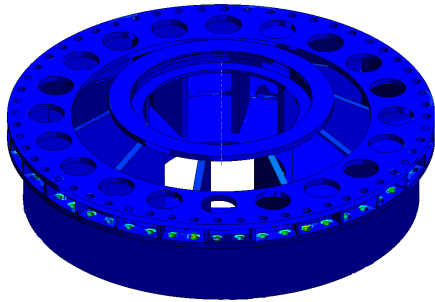


Рис. 1. Общий вид крышки гидромашины

На рис. 2 показана расчетная схема крышки, на которой показаны участки поверхности крышки, к которым приложены нагрузки от давления воды q_1 и от веса прикрепленных деталей q_i ($i=2, 3, 4, 5$). По окружности расположения шпилек $u_z=0$.

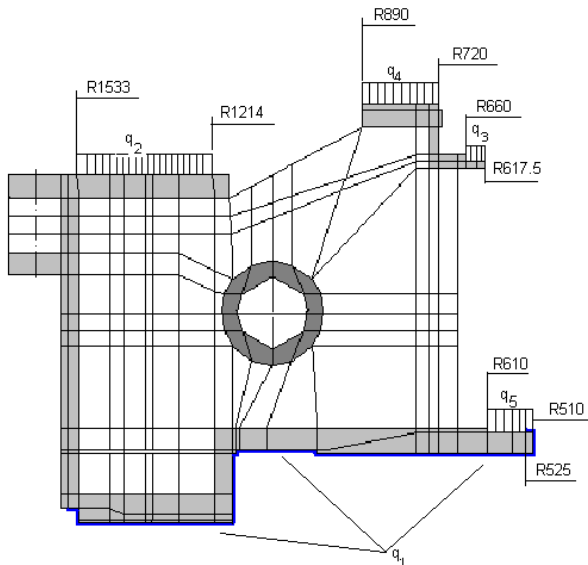


Рис. 2. Первичная дискретизация крышки и распределение нагрузок

На рис. 3 показана вторичная дискретизация двумерной области крышки на конечные элементы с указанием фиксированных узлов сетки КЭ.

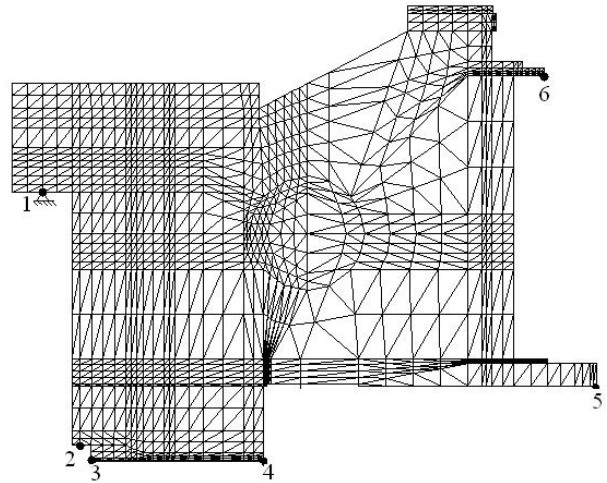


Рис. 3. Вторичная дискретизация крышки и расположение фиксированных узлов сетки КЭ

Для расчета НДС крышки выбраны два характерных эксплуатационных режима работы гидромашины: турбинный и насосный.

В табл. 1 для указанных режимов работы гидромашины приведены значения действующих нагрузок от массовых усилий q_i ($i = 2, 3, 4, 5$), которые не зависят от режима работы агрегата.

Таблица 1
Значения действующих нагрузок от массовых усилий

i	q_i	Распределенная нагрузка, МПа
2	q_2	0,0496
3	q_3	0,0586
4	q_4	0,0294
5	q_5	0,0411

Давление воды q_1 на поверхностях крышки (см. рис. 2) отвечает эпюре распределения давлений (рис. 4, 5).



Рис. 4. Эпюра распределения давлений под крышкой гидромашины в турбинном режиме

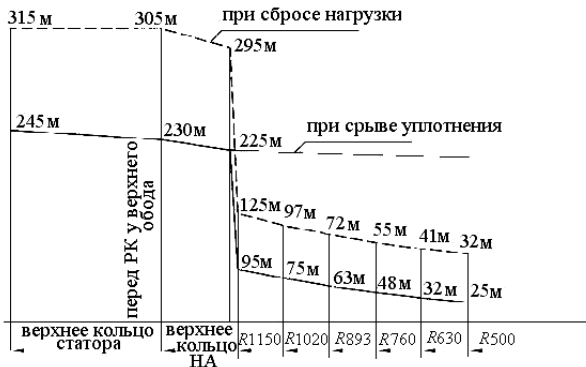


Рис. 5. Эпюры распределения давлений под крышкой гидромашины в насосном режиме

Рассмотрим результаты расчета статических напряжений в крышке при эксплуатации. На рис. 6 приведено деформированное состояние двумерной области крышки.

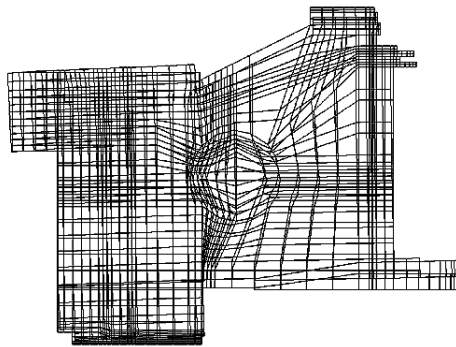


Рис. 6. Деформированное состояние

На рис. 7 показано распределение интенсивности напряжений σ_i крышки в турбинном режиме.

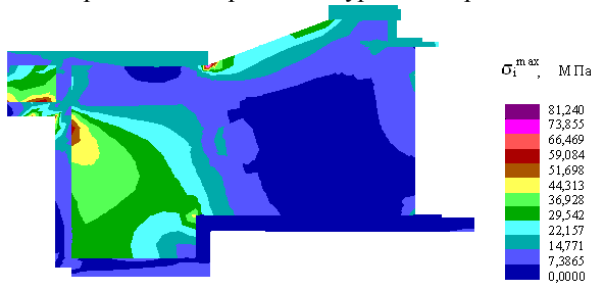


Рис. 7. Интенсивность напряжений крышки

На рис. 8 изображена интенсивность напряжений σ_i в насосном режиме

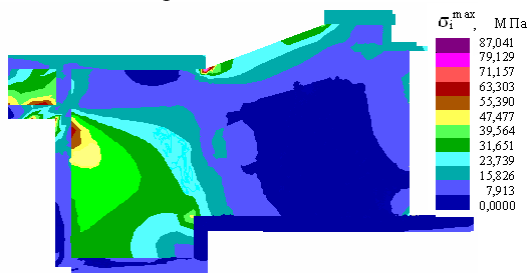


Рис. 8. Интенсивности напряжений крышки

Анализ деформированного состояния крышки (табл. 2) показывает, что конструкция отвечает требованиям жесткости, ее перемещения не нарушают работу гидромашины, так как конструктивные зазоры при работе не выбираются:

- конструктивный зазор u_{zk} между лопаткой, крышкой и нижним кольцом направляющего аппарата находится в интервале $0,15 \text{ мм} \leq \Delta_{zk} \leq 0,4 \text{ мм}$;
- конструктивный радиальный зазор Δ_{rk} между крышкой и крышкой уплотнения вала составляет $\Delta_r = 10 \text{ мм}$.

Таблица 2
Перемещения в фиксированных точках

Номер точки	Режимы работы			
	турбинный		насосный	
	u_r , мм	u_z , мм	u_r , мм	u_z , мм
1	0,0239	0,0000	0,0265	0,0000
2	-0,0483	-0,0844	-0,0543	-0,0916
3	-0,0638	-0,1040	-0,0711	-0,1020
4	-0,0555	-0,2120	-0,0663	-0,2310
5	-0,0218	-0,3420	-0,0257	-0,3830
6	0,0657	-0,2760	0,0729	-0,3050

Максимальные напряжения σ_i для рассмотренных режимов работы гидромашины равны: в турбинном режиме – 81 МПа, в насосном – 87 МПа.

Собственные частоты колебаний крышки гидромашины ГАЭС приведены в табл. 3. Имеет место значительная отстройка собственных частот крышки от оборотной частоты $f_{об}=10$ Гц, которая на работающих агрегатах характерна для фиксируемой под крышкой пульсации потока.

Таблица 3
Спектры частот собственных колебаний крышки

Номер гармоники	Номер частоты	Частота, Гц
0	1	154,2
	2	301,3
	3	391,9
1	1	101,6
	2	262,5
	3	296,5
2	1	144,6
	2	292,4
	3	356,9

2. Методика численного анализа НДС силовой шпильки фланца крышки гидромашины

Общий вид узла, на котором показано с крепление крышки к статору гидромашины, приведен на рис. 9. Крепление фланца крышки осуществляется с помощью 56-и вибростоек шпилек М56, распо-

ложенных на $\varnothing 3250$ мм. Шпильки изготовлены из стали 25Х1МФ, которая имеет высокие прочностные и пластические свойства. Шпильки при монтаже затягиваются до напряжений $\sigma_3=300$ МПа. Контроль усилия затяжки проводится путем контроля удлинения стержня шпильки $\delta s=0,45\pm 0,02$ мм. Кроме силы затяжки, резьбовые соединения при работе воспринимают дополнительные нагрузки растяжения-сжатия. Затяжка создает контактное напряжение на стыке соединяемых деталей, что приводит к существенному уменьшению доли рабочей нагрузки, воспринимаемой шпильками.

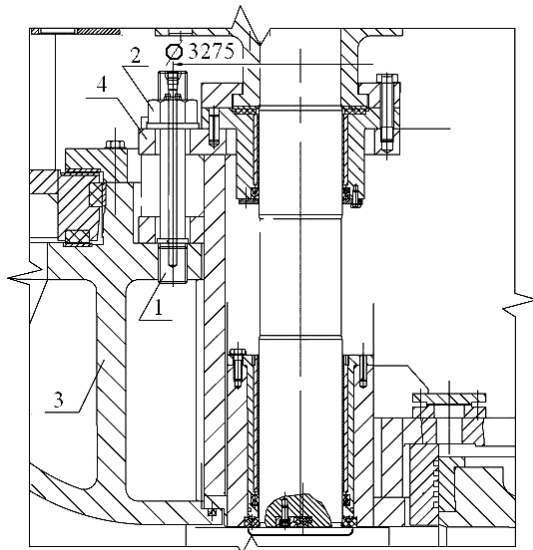


Рис. 9. Узел с силовым креплением фланца крышки к статору гидротурбины

Моделирование работы силового крепления сведено к решению контактной задачи о взаимодействии шпильки с гайкой и статором. Расчетная схема (рис. 10) включает в себя шпильку (поз. 1), гайку (поз. 2), участок статора (поз. 3), фланец гидромашин (поз. 4). Зоны контактного взаимодействия расположены в резьбовом соединении шпильки и гайки, а также шпильки и статора.



Рис. 10. Расчетная схема фланцевого соединения

Участок статора жестко закреплен. На оси шпильки задано условие симметрии.

На фланцевое соединение действуют такие нагрузки: усилие затяжки шпильки $P_3=52980$ кг; максимальное осевое усилие на крышку в при нормальной работе агрегата $P_{oc}=1011941$ кг.

Суммарное усилие на шпильку представим в виде [4]

$$P = P_3 + \chi P_{oc},$$

где χ – коэффициент основной нагрузки для шпилек фланца крышки;

$$\chi = \lambda_\phi / (\lambda_\phi + \lambda_s),$$

λ_ϕ – коэффициент податливости фланца крышки;

λ_s – коэффициент податливости шпильки.

Для исследуемой конструкции

$$\lambda_\phi = 0,29676 \cdot 10^{-5} \text{ мм}; \lambda_s = 0,792 \cdot 10^{-5} \text{ мм}.$$

Эти значения получены с помощью МКЭ при расчете крышки и шпильки под действием единичной нагрузки.

Отсюда $\chi = 0,27257$.

На рис. 11 показана дискретизация резьбового соединения на конечные элементы.

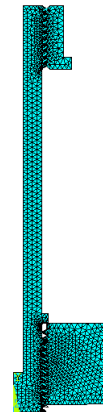


Рис. 11. Конечноэлементная модель резьбового соединения

Распределение перемещений u и интенсивности напряжений σ_i в резьбовом соединении изображены на рис. 12, 13, а, б. Выделены зоны максимальных значений.

В резьбовой части шпильки наибольшие напряжения получены во впадинах резьбы (рис. 13, а, б). На витках наблюдается концентрация напряжений, которая достигает максимальной величины во впадине на начальных витках резьбового соединения шпильки со статором. Однако при расчете прочности в условиях статического нагружения не следует брать за основу наибольшие напряжения в этой зоне. Результаты опытов показали, что эти местные пики напряжений не оказывают существенного влияния на прочность шпильки [4].

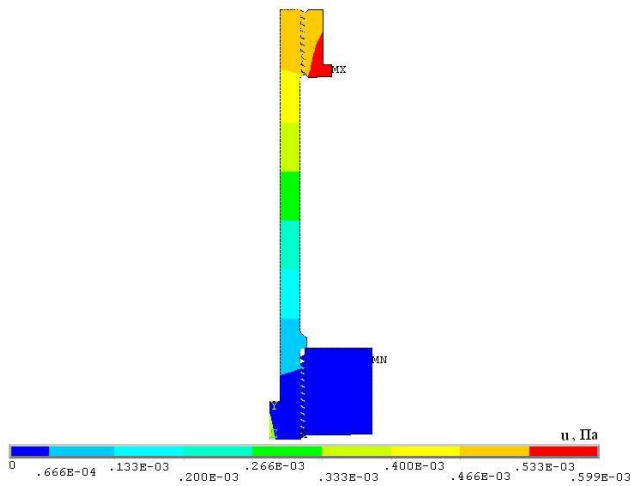
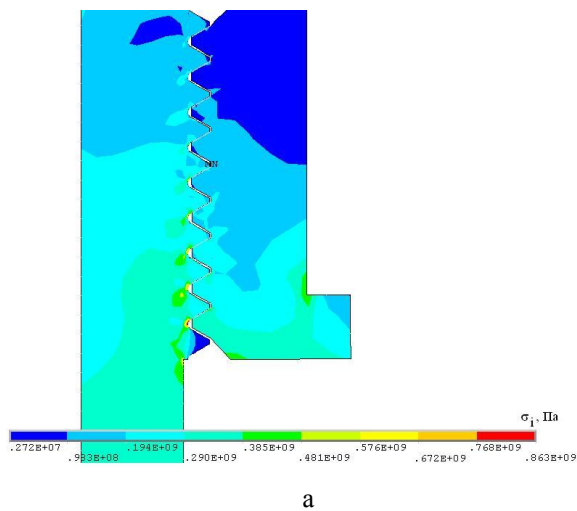
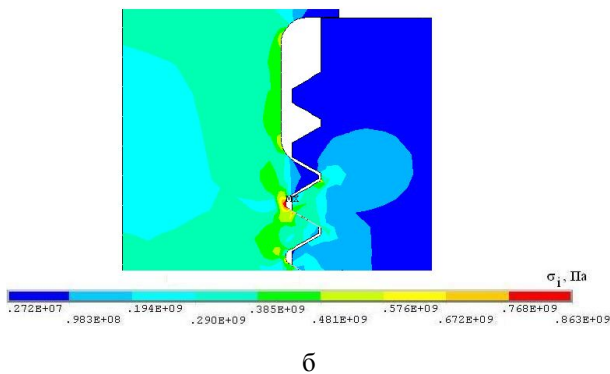


Рис. 12. Распределение перемещений в резьбовом соединении



а

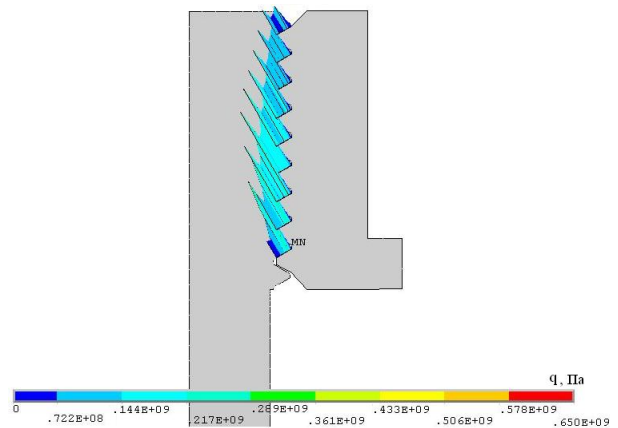


б

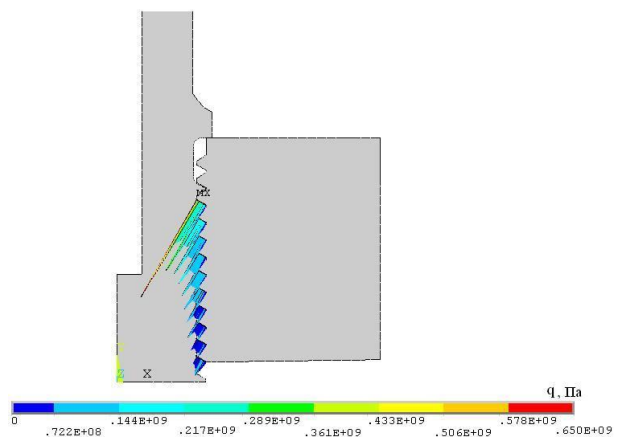
Рис. 13. Интенсивность напряжений в резьбовом соединении:
а – соединение шпилька – гайка,
б – соединение шпилька – статор

Распределение контактных давлений q на витках резьбы показано на рис. 14.

Максимальное контактное давление возникает в резьбовой части на стыке шпильки и статора.



а



б

Рис. 14. Распределение контактных давлений на витках резьбы:
а – соединение шпилька–гайка,
б – соединение шпилька–статор

Заключение

С целью обеспечения прочности и надежности несущих конструкций и шпилек фланцевого соединения крышка – статор гидроагрегата созданы расчетно-теоретические методики с использованием МКЭ. Определение НДС крышки гидроагрегата выполнено на базе нормативного документа [5]. Пакеты прикладных программ на практике делают возможным проводить комплексный анализ статических характеристик конструкций крышки и силовой шпильки на стадии разработки проекта. Приведен расчет прочности одного из возможных вариантов конструкции высоконапорной гидромашины. Разработанные расчетно-теоретические методики и комплекс программ можно рекомендовать для использования при проектировании и модернизации несущих конструкций и резьбовых соединений гидроагрегатов ГЭС и ГАЭС.

Литература

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

4. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник [Текст] / И.А. Биргер, В.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

5. Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС [Текст] / Б. Кантор, О. Стрельникова, Т. Медведовська та ін. // Методичні вказівки: нормативний документ. СОУ-Н МЕН 40.1 –21677681–51: 2011: утв. Міністерством енергетики та вугільної промисловості України: ввод в действие 07.07.11. – К.: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 76 с.

Поступила в редакцію 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., вед. науч. сотр. Е.А. Стрельникова, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков.

МІЦНІСТЬ КРИШКИ І СИЛОВОЇ ШПИЛЬКИ ГІДРОАГРЕГАТУ ГАЕС

Т.Ф. Медведовська, І.Є. Ржевська, К.Л. Медведєва, В.М. Єфіменко, О.М. Зеленька

Розроблено методики та пакети прикладних програм для чисельного аналізу статичного напружено-деформованого стану кришки гідроагрегату і силової шпильки спеціальної конструкції кріплення фланця кришки до статора. Кришка гідроагрегату сприймає навантаження від гідродинамічного тиску, що діє на її контактуючу з водою поверхню, і ваги розміщених на її поверхні вузлів і деталей. Шпильки кріплення фланця кришки до статора сприймають навантаження розтягування-стиснення, при монтажі гідроагрегату збираються з затягуванням. Отримано чисельні результати, що дозволяють оцінити міцність одного з варіантів конструкції гідромашини високонапірної ГАЕС з урахуванням реальних умов експлуатації.

Ключові слова: кришка, силова шпилька, гідроагрегат, ГАЕС, гідротурбіна, гідромашина, математичні моделі, напружено-деформований стан.

STRENGTH OF THE COVER AND POWER PIN HIDROAGREGAT

T.Ph. Medvedovskaya, I.E. Rzhetskaya, K.L. Medvedyeva, V.N. Efimenko, O.N. Zelenskaya

The techniques and software packages for numerical analysis of static-voltage-strained state of the cover hydraulic and power pins of special construction mounting flange to the stator cover. Cover receives hydraulic load hydrodynamic pressure acting on its contacting surface with water and the weight placed on the surface of components and parts. Stud cover flange to the stator perceived load-tension-compression when installing hydraulic collected tightening. Numerical results are obtained to assess the strength of one embodiment of a high-pressure hydraulic machine PSPs based on actual operating conditions.

Key words: cover, power pin, hydroelectric, pumped storage hydro-turbine, hydraulic machine, the mathematical model, the stress-strain state.

Медведовская Татьяна Федоровна – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, Украина, e-mail: tmed@ipmach.kharkov.ua.

Ржевская Ирина Евгеньевна – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, Украина, e-mail: irina.rgev@mail.ru.

Медведева Екатерина Леонидовна – главный инженер отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков, Украина, e-mail: kateryna_medvedyeva@mail.ru.

Ефименко Виктор Николаевич – заместитель главного конструктора гидротурбин Открытого акционерного общества “Турбоатом”, Харьков, Украина, e-mail: efimenko@turboatom.com.ua.

Зеленская Ольга Николаевна – начальник отдела САПР и прочностных расчетов СКБ “ТГМ” Открытого акционерного общества “Турбоатом”, Харьков, Украина, e-mail: lynnyk@turboatom.com.ua.