

І. В. КОБЗАР, В. Р. ПОЛІЄНКО, О. М. ГНІТЬКО, О. В. ТРЕТЯК

ДИНАМІКА І МІЦНІСТЬ КОРПУСІВ ТА ОПОРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ

Виконано аналіз причин виникнення аварійних ситуацій в вузлі підп'ятника гідрогенератора великої потужності. Розглянуто існуючі методики розрахунків напруженого стану камер підп'ятника, як найбільш навантажених елементів гідроагрегату. Вивчено основні особливості роботи вузла підп'ятника стосовно до опор ковзання. Представлена оновлена схема навантаження опор ковзання. Вперше виконаний розрахунок пружних камер підп'ятника в тривимірній постановці з урахуванням фізичних властивостей масла, матеріалу камер і нерівномірності існуючих навантажень.

Ключові слова: підп'ятник, втомний розрахунок, тривимірне моделювання, крива втоми.

И. В. КОБЗАРЬ, В. Р. ПОЛИЕНКО, А. Н. ГНИТЬКО, А. В. ТРЕТЬЯК ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ КОРПУСОВ И ОПОРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Выполнен анализ причин возникновения аварийных ситуаций в узле подпятника гидрогенератора большой мощности. Рассмотрены существующие методики расчетов напряженного состояния камер подпятника, как наиболее нагруженных элементов гидроагрегата. Изучены основные особенности работы узла подпятника применительно к опорам скольжения. Представлена обновленная схема нагрузки опор скольжения. Впервые выполнен расчет упругих камер подпятника в трехмерной постановке с учетом физических свойств масла, материала камер и неравномерности существующих нагрузок.

Ключевые слова: подпятник, усталостный расчет, трехмерное моделирование, кривая усталости.

I. KOBZAR, V. POLIENKO, O. GNYTKO, O. TRETIK DYNAMICS AND STRENGTH OF HOUSINGS AND SUPPORTING ELEMENTS OF HYDROGENERATOR DESIGN

The basic designs of Hydrogenerators are considered in the presented scientific work. It is shown that one of the most loaded units of Hydro-generator is the thrust bearing. The analysis of the causes of emergencies in the thrust bearing unit of the high power Hydrogenerator is performed based on the experience of operation. Cause-and-effect relations of origin and development of defects are determined. Existing methods of calculation of the stressed state of the chambers of the thrust bearing unit in the classical formulation for the stationary mode of operation are considered. The main features of the thrust bearing unit operation with respect to the features of the sliding supports were studied. An updated Diagram of the sliding supports loading is presented. For the first time, the calculation of the elastic chambers of the thrust bearing was performed in three-dimensional formulation taking into account the physical properties of the oil, the material of the chambers and the unevenness of the existing loads. It is shown that the applied designs of SE "Plant "Electrotyazhmash" can be used in high power Hydro-generators in the entire range of operational loads without restrictions.

Key words: the thrust bearing, fatigue calculation, three-dimensional modeling, fatigue curve.

Вступ

Дністровська ГАЕС входить до складу Дністровського комплексного гідровузла, що включає так само Дністровську ГЕС-1 і Дністровську ГЕС-2 (буферний гідровузел).

Дністровська ГАЕС у складі семи оборотних гідроагрегатів по 324 МВт кожен і загальною сумарною потужністю 2268 МВт в генераторному режимі і 2947 МВт в насосному, при виході на проектну потужність стане найбільшою гідроакмулюючою станцією в Європі. Будівництво станції було розпочато в 1983 році, в 1988 був затверджений проект, в 1993 проект пройшов перезатвердження, а в 1998 – міжнародну експертизу швейцарської інжинірингової компанії *Elektrowat Engineering Services Ltd*, на замовлення Світового Банку, яка підтвердила технічну, технологічну, економічну і фінансову доцільність продовження будівництва станції. У грудні 2009 р. був пушений перший гідроагрегат, а в грудня 2013 р. – другий. В даний час ведеться робота по введенню третього

гідроагрегату і завершення першого етапу будівництва Дністровської ГАЕС.

Тому дослідження міцності елементів конструкцій гідрогенераторів Дністровської ГЕС є актуальною задачею.

Мета роботи

Дослідження міцностних та динамічних характеристик елементів конструкцій гідрогенераторів Дністровської ГЕС, а саме дворядний підп'ятник на гідравлічній опорі генератора Дністровської ГЕС.

Розрахунок підп'ятника на гідравлічній опорі

Розглядається дворядний підп'ятник на гідравлічній опорі генератора Дністровської ГЕС. Кількість сегментів – 20, а осьове навантаження, яке діє на підп'ятник при номінальному режимі, дорівнює 260 т.

Досліджуються механічні напруження у внутрішній і зовнішній гофрованих камерах дворядного під'ятника, в опорних тарілках і опорних болтах, від дії сил, що припадають на сегменти. Розрахунок проведено аналітичним методом і методом тривимірного моделювання.

Як базовий матеріал для камер вузла під'ятника розглядається термооброблена Сталь 35 (табл. 1 і 2), гр. V, КП215 ДСТУ 7809:2015 [1], ГОСТ 8479-70 [2], з границею пластичності $\sigma_T = 215$ МПа, або зарубіжні аналоги [3]. Перевірка на відповідність всіх механічних властивостей матеріалу камер під'ятника проводиться по ГОСТ 8479-70 для V групи [2]. В результаті границя пластичності сталі склала 220 МПа. Початковий модуль пружності масла дорівнює $E_{\text{ж}} = 1,7 \cdot 10^9$ Н/м².

Таблиця 1 – Хімічний склад Сталі 35 за ківшевою пробєю відповідно до ГОСТ 1050, %

C	0,32–0,4
Si	0,17–0,37
Mn	0,5–0,8
Ni	≤0,3
S	≤0,035
P	≤0,03
Cr	≤0,25
Cu	≤0,3
As	≤0,08

Таблиця 2 – Механічні властивості Сталі 35

Стандарт	ГОСТ 1050
Межа пластичності, МПа	315
Тимчасовий опір розриванню, МПа	530
Відносне подовження, %	20
Відносне звуження, %	45

Аналітичний розрахунок

Аналітичний розрахунок під'ятника проводиться по РТМ16.682.046-74. «Гідроенергетики. Розрахунки механічні» [4].

На рис. 1 наведено креслення опорного болта з гофрованою камерою гідравлічного під'ятника внутрішнього ряду із зазначенням всіх геометричних розмірів. Товщина гофри внутрішнього ряду дорівнює 1 см, а зовнішнього – 1,2 см.

При виконанні аналітичного розрахунку пошук жорсткості всієї конструкції проводиться шляхом складання жорсткості камери, яка обумовлюється стисливістю масла, і жорсткості порожньої камери

$$C = 0,85A + B,$$

де A – жорсткість камери, яка обумовлюється стисливістю масла;

B – жорсткість порожньої камери.

Механічні характеристики порожньої камери і камери, заповненої маслом, були отримані з додаткової літератури, в якій наводяться залежності тиску масла всередині камери від дії осової сили $P = f(Q)$ для різної товщини гофр [5].

В результаті аналітичного розрахунку встановлено, що повне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від осового переміщення і тиску масла становить [6]

$$\sigma_{B1} = \sigma_{B1}(u) + \sigma_{B1}(p) = 27,5 + 141 = 168,5 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{B1}(u)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від дії осового переміщення;

$\sigma_{B1}(p)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від тиску масла всередині камери.

Повне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від осового переміщення і тиску масла [6]

$$\sigma_{B2} = \sigma_{B2}(u) + \sigma_{B2}(p) = 51 + 102 = 153 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{B2}(u)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від дії осового переміщення;

$\sigma_{B2}(p)$ – максимальне меридіональне напруження в вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від тиску масла всередині камери.

Таким чином, рівень напружень в гофрах під'ятника не перевищує допустимих значень.

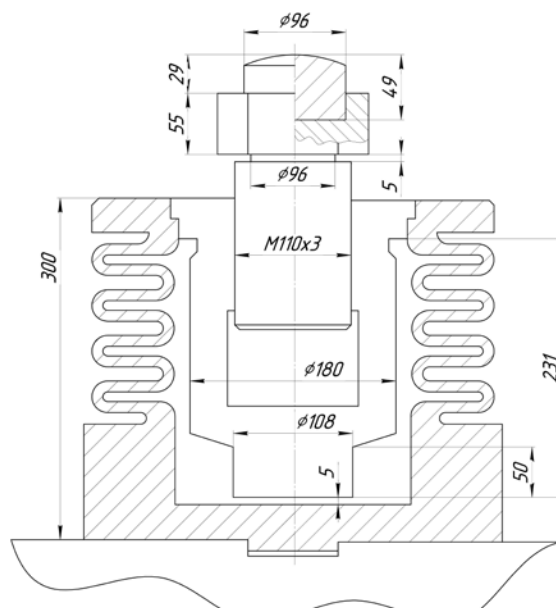


Рис. 1 – Опорний болт під'ятника внутрішнього ряду

Тривимірне чисельне розв'язання

Розглянуто тривимірну розрахункову модель камери підп'ятника, яка виконана методом скінченних елементів (МСЕ) (*SolidWorks Simulation*). На рис. 2 подана розрахункова сітка і граничні умови навантаження вузла підп'ятника під дією сумарного осьового навантаження від тиску води і обертових частин гідромашини, а також від маси обертових частин насос-турбіни і реакції води.

Параметри сітки цієї камери наведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Параметри сітки

Тип сітки	Комбінована сітка
Розбиття, що використовується	Стандартна сітка
Автоматичне згущення сітки	Викл.
Включити автоцикли сітки	Викл.
Точки Якобіана	4 точки
Перевірка Якобіана для оболонки	Вкл.
Розмір елемента	7 мм
Допуск	0,35 мм
Якість сітки	Висока
Всього вузлів	2017346
Всього елементів	1351299

Як видно з рис. 2 розрахункова посудина (камера підп'ятника) є замкнутою. Це означає, що фізичні властивості масла будуть скрізь однакові, а, отже, і тиск у всіх точках камери буде практично постійним ($P = \text{const}$).

Послідовне навантаження підп'ятника розглянуто при невеликих збільшеннях навантаження, що дозволило спостерігати незначну зміну модуля пружності масла для кожної ітерації.

На рис. 3 подано поля тиску всередині камер підп'ятника при номінальній потужності генератора.

Розрахунки виконані за допомогою пакету *SolidWorks Flow Simulation*. З рис. 3 видно, що тиск масла всередині камер при номінальному навантаженні дорівнює близько 9 МПа.

Розподіл напружень на поверхні гофрованої камери зовнішнього ряду наведено на рис. 4, а поле напружень в її поперечному перетині – на рис. 5. На всіх рисунках наводяться значення напружень, обчислених по Мізесу.

З розрахунків, що зображені на рис. 4–7, видно, що максимальні напруження в камері зовнішнього ряду спостерігаються в вершинах внутрішніх заокруглень гофр, де воно досягає 170 МПа. Ці дані якісно і кількісно узгоджуються з аналітичним розв'язком, що підтверджує достовірність запропонованого методу.

Необхідно відзначити, що в аналітичному розрахунку максимальні розтягуючі напруження в камері мають дещо менші значення та є рівними 153 МПа. При цьому в аналітичному методі використовується спрощена розрахункова схема камери, яка заснована за інженерною методикою. Тому відміна, що спостерігається, в 10 % в значеннях максимальних напружень пояснюється більш точним описом просторового характеру деформування камери в запропонованому скінченно-елементному тривимірному підході. При цьому у всіх наведених вище результатах розрахунку МСЕ наведені значення не просто напружень, що розтягуються, а напружень по Мізесу.

Таким чином, запас міцності за межею текучості для підп'ятника становить близько 1,3, що задовольняє вимогам ТХ116М.0133 [7] щодо втомної конструкції та відповідає нормам міцності.

Зважаючи на те, що гідроагрегати повинні працювати не менше 40 років, а умови експлуатації вимагають високої маневреності електричних машин, був проведений додатковий аналіз роботи вузла на втому. При виконанні розрахунку на втому повинні бути враховані такі фактори:

- технологічний фактор;
- геометричний фактор;
- фактор шорсткості поверхні (враховує додатковий вплив шорсткості на локальні напруження і, отже, на втомну міцність компонента);
- фактор впливу поверхневого зміцнення (враховує вплив залишкового напруження, твердості) зміненого стану поверхні на міцність від утоми відповідної технологічної процедури).

З проведених досліджень видно (див. рис. 6), що вироблення (зношеність) конструкції відбувається не раніше, ніж через 100 тис. циклів. Це задовольняє вимогам ГОСТ 14965-80 [9], де встановлено необхідний термін експлуатації близько 55000 циклів. Вироблення (зношеність) конструкції станеться значно пізніше розрахункового терміну експлуатації конструкції, який для генератора становить 40 років.

Таким чином, проведене дослідження міцності камери підп'ятника Дністровської ГЕС при дії експлуатаційних навантажень на номінальному режимі підтвердило його міцність і необхідний термін експлуатації.

Розглянуто особливості експлуатації, проектування і виконання конструкцій опорних елементів електричних машин великої потужності. Показано, що найбільш навантаженими елементами, що сприймають контактні навантаження, є жорсткі підп'ятники, а саме тарілки і опорні болти. Реалізовано метод математичного моделювання напруженого стану в тривимірній постановці. Уточнено допустимі напруження в зоні контакту, що враховують особливості геометрії зони зіткнення тарілки з болтом.

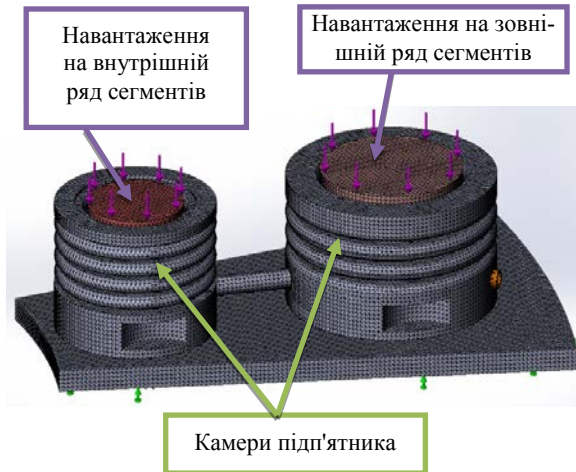


Рис. 2 – Розрахункова сітка і граничні умови для вузла під'ятника

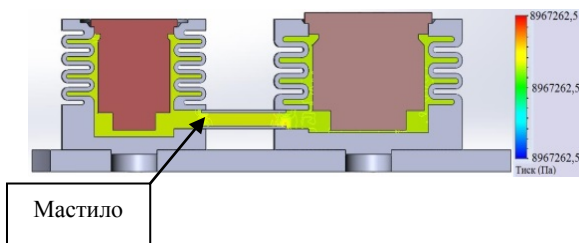


Рис. 3 – Поля тиску всередині камер під'ятника

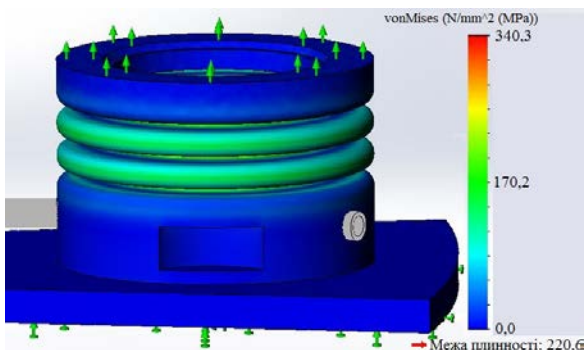


Рис. 4 – Поле напружень на поверхні камери

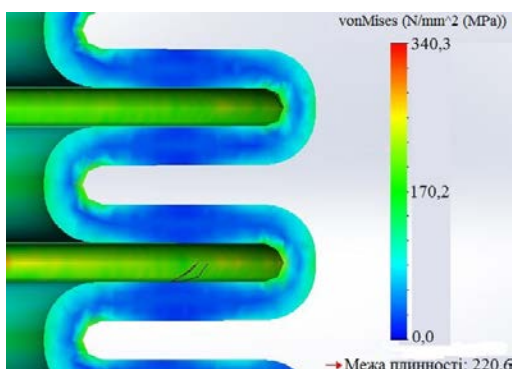


Рис. 5 – Поле напружень в гофрах камери

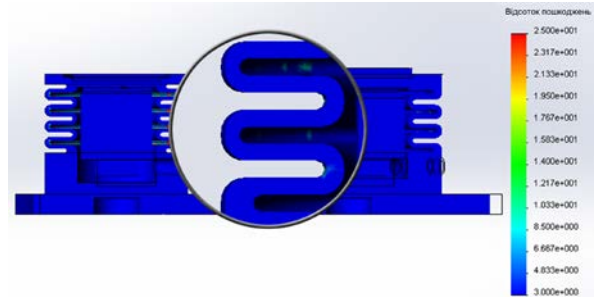


Рис. 6 – Відсоток пошкоджень камер під'ятника

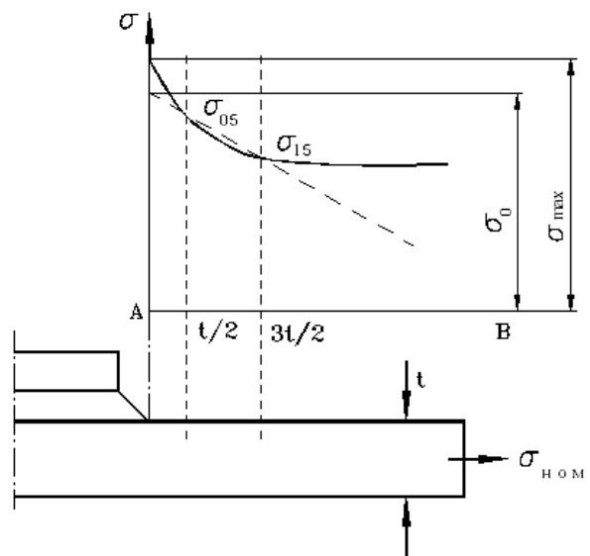


Рис. 7 – Застосування методики HSS для визначення геометричних напружень

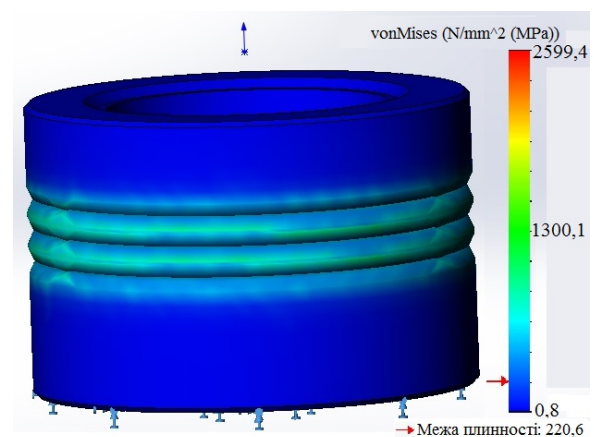


Рис. 8 – Поле напружень в камері під'ятника

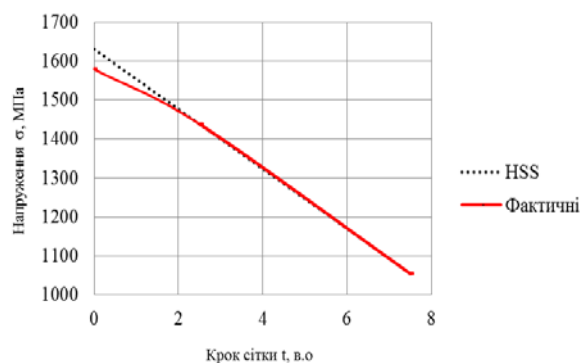


Рис. 9 – Результати методики HSS для визначення геометричних напружень в камері підп'ятника

Проведено дослідження НДС підп'ятників для генераторів великої потужності виробництва ДП «Завод «Електроважмаш». Виконано розрахунок міцності дворядних підп'ятників жорсткого (Нурекська ГЕС) і гідравлічного (Дністровська ГАЕС) типів. Наведено формулювання граничних умов і результати розрахунку НДС підп'ятників при тривимірному моделюванні та класичному аналітичному методі, який використовувався при проектуванні підп'ятника. Показано, що результати розрахунків за методами узгоджуються між собою. Це підтверджує достовірність запропонованого підходу, заснованого на тривимірному моделюванні.

Для жорсткого підп'ятника встановлено, що максимальні значення напружень посередині зони контакту болта і тарілки істотно відрізняються від даних аналітичного розрахунку. Середні ж напруження в області контакту узгоджуються з напруженнями, яке отримано при аналітичному розрахунку, і не перевищують допустимих значень. Це викликано тим, що в аналітичному методі використовується спрощений опис характеру розподілу контактних зусиль в області взаємодії, заснований на припущенні про їх рівномірний характер. У тривимірному розрахунку характер розподілу зусиль по області контакту має складний характер і відповідає, в цілому, відомому розподілу в задачі Герца.

Результати розрахунку камери гідравлічного підп'ятника за допомогою запропонованого методу і аналітичного методу, заснованого на інженерному підході, добре узгоджуються між собою. Відмінність між максимальними значеннями напружень, які отримані аналітично і за допомогою запропонованого методу, не перевищує 10 %. Це пояснюється, перш за все, більш точним описом просторового характеру деформування камери в запропонованому підході. Встановлено, що коефіцієнт запасу міцності для камери підп'ятника становить близько 1,3, що задовольняє вимогам ТХ116М.0133 щодо втоми конструкції та відпові-

дає нормам міцності. Також для гідравлічного підп'ятника проведено втомний розрахунок і показано, що термін експлуатації підп'ятника даного типу значно перевищує необхідний термін експлуатації генератора.

Дослідження збіжності результатів методом HSS

Для виключення сингулярності при визначенні напружень концентраторів за методикою HSS (Hot Spot Stress) стик листів, з трикутними елементами або у вигляді тетраедру. Розміри елементів біля місця зварного шва (концентратору напружень) – не більше половини товщини листа t . Напруження визначають на відстані $0,5t$ і $1,5t$ від шва (рис. 7). Якщо обчислювальні ресурси дозволяють моделювати зварні шви, то слід розміщувати концентратор напруження біля «підніжжя» (основи) зварного шва. Лінію інтерполяції (AB) слід розташовувати перпендикулярно до напрямку зварного шва. Крок сітки вибирають так, щоб пробні значення напружень σ_0 і σ_{15} були обчислені в різних елементах. Номінальні (геометричні) напруження σ_0 в концентраторі визначаються лінійною інтерполяцією за формулою [10].

$$\sigma_0 = 1,5\sigma_{05} - 0,5\sigma_{15}.$$

Проведемо аналіз за методикою HSS для розрахунку камери підп'ятника, коробів і міжполосної перемички. Результати аналізу для гідравлічної камери підп'ятника подано на рис. 8–9.

Висновки

Виконано аналіз причин виникнення аварійних ситуацій в вузлі підп'ятника гідрогенератора великої потужності. Розглянуто існуючі методики розрахунків напруженого стану камер підп'ятника, як найбільш навантажених елементів гідроагрегату. Вивчено основні особливості роботи вузла підп'ятника стосовно до опор ковзання. Представлена оновлена схема навантаження опор ковзання. Вперше виконаний розрахунок пружних камер підп'ятника в тривимірній постановці з урахуванням фізичних властивостей масла, матеріалу камер і нерівномірності існуючих навантажень.

Список літератури

1. ДСТУ 7809:2015. Прокат сортовий, калібрований зі спеціальним обробленням поверхні з вуглецевої якісної сталі. Загальні технічні умови. Київ: УкрНДНЦ, 2016. 21 с.
2. ГОСТ 8479-70. Поковки из конструкционной углеродистой и легированной стали. Общие технические условия (с изменениями № 1, 2, 3). Москва: Издательство стандартов, 1989. 12 с.

3. Трошенко В. Т., Сосновский Л. А. *Сопротивление усталости металлов и сплавов : справочник* : в 2-х ч. Киев: Наукова думка, 1987. Ч. 1. 347 с.
4. РТМ 16.682.046-74. *Гидрогенераторы. Расчеты механические*. Харьков: ГП «Завод «Электротяжмаш», 1974. 206 с.
5. Воскресенский В. А., Дьяков В. И. *Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка) : справочник*. Москва: Машиностроение, 1980. 224 с.
6. ТХ.116-4304. *Технические параметры камеры подпятника для гидрогенератора-двигателя СВ0 1255/255-40*. Харьков: ГП «Завод «Электротяжмаш», 2010. 5 с.
7. ТХ116М.0133. *Расчет усталостной прочности камер двухрядного подпятника гидрогенератора-двигателя Днестровской ГАЭС СВ0 1255/255-40*. Харьков: ГП «Завод «Электротяжмаш», 1980. 5 с.
8. Бирюков В. П., Петрова И. М., Гадолина И. В., Татаркин Д. Ю. Оптимизация режимов лазерной наплавки и выбор порошков на основе никеля для повышения предела усталости образцов и деталей машин. *Открытия и достижения наук. Сборник материалов международной научной конференции*. Москва, 30–31 июля 2015. С. 52–60.
9. ГОСТ 14965-80. *Генераторы трехфазные синхронные мощностью свыше 100 кВт*. Общие технические условия (с изменениями № 1, 2). Москва: Издательство стандартов, 1991. 16 с.
10. ОТХ.220.660. *Общая методология расчета гидрогенераторов*. Харьков: ГП «Завод «Электротяжмаш», 2010. 15 с.
3. (1989), GOST 8479-70. *Pokovki iz konstruktsionnoi uglerodistoi i legirovannoi stali. Obshchie tekhnicheskie usloviya (s izmeneniyami no. 1, 2, 3)* [Structural carbon and alloy steel forgings], Izdatel'stvo standartov, Moscow, 12 p.
4. (1974), RTM 16.682.046-74 *Gidrogenatory. Raschety mekhanicheskie* [Hydrogenerators. Mechanical calculations], GP "Zavod "Elektrotyazhmash", Kharkov, 206 p.
5. Voskresenskii V. A., D'yakov V. I. (1980), *Raschet i proektirovanie opor skol'zheniya (zhidkostnaya smazka) : spravochnik* [Calculation and design of sliding bearings (liquid lubrication): a handbook], Mashinostroenie, Moscow, 224 p.
6. (2010), TKh.116-4304. *Tekhnicheskie parametry kamery podpyatnika dlya gidrogenatora-dvigatelya SV0 1255/255-40* [Technical parameters of thrust bearing chamber for hydrogenerator-motor], GP "Zavod "Elektrotyazhmash", Kharkov, 5 p.
7. (1980), TKh116M.0133. *Raschet ustalostnoi prochnosti kamer dvukhryadnogo podpyatnika gidrogenatora-divatelya Dnestrovskoi GAES SV0 1255/255-40* [Calculation of the fatigue strength of the chambers of the double-row thrust bearing of the Dnestrovskaya hydrogenerator-engine GAES SV0 1255/255-40], GP "Zavod "Elektrotyazhmash", Kharkov, 5 p.
8. Biryukov V. P., Petrova I. M., Gadolina I. V., Tatarkin D. Yu. (2015), "Optimizatsiya rezhimov lazernoi naplavki i vybor poroshkov na osnove nikelya dlya povysheniya predela ustalosti obraztsov i detalei mashin [Optimization of laser cladding modes and selection of nickel-based powders to increase the fatigue limit of specimens and machine parts]", *Otkrytiya i dostizheniya nauk. Sbornik materialov mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii* [Discoveries and achievements of sciences. Collection of materials of the international scientific conference], Moscow, 30–31 July 2015, pp. 52–60.
9. (1991), GOST 14965-80. *Generatory trekhfaznye sinkhronnye moshchnost'yu syshe 100 kVt. Obshchie tekhnicheskie usloviya (s izmeneniyami no. 1, 2)* [Three-phase synchronous generators with a power of over 100 kW], Izdatel'stvo standartov, Moscow, 16 p.
10. (2010), OTKh.220.660. *Obshchaya metodologiya rascheta gidrogenatorov* [General methodology for calculating hydrogenerators], GP "Zavod "Elektrotyazhmash", Kharkov, 15 p.

References (transliterated)

1. (2016), DSTU 7809:2015. *Prokat sortovii, kalibrovanii zi spetsial'nim obroblennyam poverkhni z vugletsevoi yakisnoi stali. Zagal'ni tekhnichni umovi* [Rolled high-grade, calibrated with a special surface treatment of high-quality carbon steel. General technical conditions], UkrNDNTs, Kiev, 21 p.
2. (1987), Troshchenko V. T., Sosnovskii L. A. *Soprotivlenie ustalosti metallov i splavov : spravochnik* [Fatigue resistance of metals and alloys: a handbook], v 2-kh ch, Naukova dumka, Kiev, Ch. 1, 347 p.

Надійшло (received) 01.01.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кобзар Ігор Володимирович (Кобзарь Игорь Владимирович, Kobzar Igor) – завідувачий відділенням, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»; 61089, Україна, м. Харків, пр-т Московський, 299, e-mail: ivkobzar@ukr.net.

Полиєнко Владислав Русланович (Полиенко Владислав Русланович, Polienko Vladyslav) – аспірант, Національний Аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна; e-mail: vlad_polienko@ukr.net.

Гнидько Олександр Миколайович (Гнидько Александр Николаевич, Gnytko Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри «Теоретичної механіки, машинознавства і роботомеханічних систем» Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», м. Харків, вул. Чкалова, 17, Україна, 61070; e-mail: a_gnitko@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6560-3262>.

Третяк Олексій Володимирович (Третьяк Алексей Владимирович, Tretiak Oleksii) – кандидат технічних наук, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ», начальник відділу; 61089, Україна, м. Харків, пр-т Московський, 299; e-mail: alex3tretjak@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4945-5500>.