УДК 621.224 **doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.11**

Ю. М. КУХТЕНКОВ, С. О. НАЗАРЕНКО

ДО ПИТАННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ РОБОЧИХ КОЛІС РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ГІДРОТУРБІН

Унікальні робочі колеса високонапірних гідротурбін мають великі розміри і масу. Їх виготовляють у вигляді зварнолитих конструкцій, в яких верхній обід, нижній обід і кожну лопать відливають окремо, а потім зварюють, а іноді виготовляють цільнолитими. Внаслідок умов роботи гідротурбін окремі частини робочого колеса (лопаті, нижній обід) виготовляють з кавітаційно- та корозійностійких хромистих сталей. Зварна конструкція дозволяє виготовляти робочі колеса комбінованими: деталі, схильні до кавітації, виконують з нержавіючих хромистих сталей, решта – з дешевих малолегованих. Тріщини, зазвичай, починаються у місцях концентрації напруг і після заварювання через деякий час виникають знову. У відлитих як одне ціле робочих колесах також виникають втомні руйнування при експлуатації гідротурбін, які викликані вібрацією агрегату в результаті пульсації тиску потоку води, вихроутворення, кавітації поряд з гідроабразивним зносом. Втомні тріщини і злами частіше за все виникають на вхідній і вихідній кромках лопаті, де на постійно діюче, максимальне від напору води статичне навантаження накладаються динамічні навантаження. Розглянуті методи боротьби з тріщеноутворенням, методика досліджень і моделювання експлуатаційної навантаженості лопатей. Розрахунки робочих коліс на втомну міцність дозволили зробити висновки про їх напружений стан. Проведені натурні і модельні експерименти по визначенню рівнів пульсації тиску в робочих колесах високонапірних радіально-осьових гідротурбін на напір 300 метрів. Результати цих досліджень можуть розглядатися, як вихідні дані для подальшого їх використання в розрахунках на втомну міцність сучасних 3D моделей робочих коліс високонапірних радіально-осьових гідротурбін.

Ключові слова: гідротурбіна, радіально-осьові робочі колеса, лопать, верхній і нижній обід, тріщини, коефіцієнт запасу втомної міцності, пульсації тиску, вібрація гідроагрегату, кавітація.

Yu. KUKHTENKOV, S. NAZARENKO

BEFORE FEEDING THE INTEGRATED PERFORMANCE OF WORKING WHEELS OF RADIAL-AXLE HYDROTURBINS

The unique impellers of high-pressure hydroturbines are large in size and mass and are manufactured as welded structures, in which the top rim, bottom rim and each blade are cast separately and then welded, or sometimes made as a single piece. Due to the operating conditions of hydroturbines, individual parts of the impeller (blades, lower rim) are made of cavitation- and corrosion-resistant chromium steels. The welded design allows for the production of combined impellers: the parts prone to cavitation are made of stainless chromium steels, the rest are made of cheap low-alloyed ones. Cracks that usually start in places of stress concentration and after brewing appear again after some time. In impellers cast as a whole, fatigue failures also occur during the operation of hydroturbines, they are caused by vibration of the unit as a result of pulsation of the pressure of the water flow, vortex formation, cavitation along with hydroabrasive wear. Fatigue cracks and fractures most often occur at the inlet and outlet edges of the blade, where dynamic loads are superimposed on the constant, maximum static load from the water pressure. The methods of combating cracking, research methods and modeling of the operational load of the blades are considered. Calculations of the fatigue strength of the working wheels made it possible to draw conclusions about their stressed state. Real-life and model experiments were conducted to determine the levels of pressure pulsation in the impellers of high-pressure radial-axial hydroturbines at a head of 300 meters. The results of these studies can be considered as initial data for their further use in calculations of the fatigue strength of the impellers of high-pressure radial-axial hydroturbines in modern 3D models.

Keywords: hydroturbine, radial-axial wheels, blade, upper and lower rim, cracks, fatigue strength factor, pressure pulsations, vibration of the hydraulic unit, cavitation.

Вступ. Розвиток вітчизняного гідротурбобудування ставить перед конструкторами та технологами завдання покращення існуючих та створення нових потужних гідротурбін. Зі зростанням одиничних потужностей гідротурбін збільшуються розміри їхніх робочих коліс. Унікальні робочі колеса великих турбін радіально-осьового типу мають діаметри – 8–10 м та масу 240–300 т. В даний час виготовлення таких великих деталей литими не є можливим і доцільним. Тому унікальні робочі колеса виготовляють у вигляді зварнолитих конструкцій, в яких верхній обід, нижній обід і кожну лопать відливають окремо, а потім зварюють. Внаслідок специфічних умов роботи гідротурбін окремі частини робочого колеса (лопаті, нижній обід) виготовляють з кавітаційно- та корозійностійких хромистих сталей. Зварна конструкція дозволяє виготовляти робочі колеса комбінованими: деталі, схильні до кавітації, виконують з нержавіючих хромистих сталей, решта – з дешевих малолегованих. Перспективність виготовлення таких робочих коліс зумовлена значним зниженням вартості робочого колеса через зменшення застосування дорогих високолегованих сталей. Зварювання значно покращує технологічність виготовлення гідротурбін, проте зварні з'єднання у великих конструкціях, особливо зі сталей різного класу, створюють небезпеку виникнення в них високої залишкової напруги, що може суттєво знизити несучу здатність робочого колеса. Особливо небезпечні високі рівні залишкової напруги (розтягування) при дії циклічних навантажень. Дослідження навантаженості натурних робочих коліс та його моделей виявили під час роботи гідротурбін наявність циклічних навантажень із частотою 10–100 Гц [1–15]. Підтвердженням небезпечних циклічних навантажень є пошкодження гідротурбін, які носять втомний характер [1–5]. Тріщини, що починаються зазвичай у місцях концентрації напруг (зварні шви, ливарні дефекти тощо) і після заварювання через деякий час виникають знову. Виникнення втомних тріщин погіршується роботою деталей робочих коліс гідротурбін у корозійному середовищі. Втомні руйнування значно збільшують трудомісткість та терміни ремонтних робіт, а в окремих випадках,

© Ю. М. Кухтенков, С. О. Назаренко, 2024

доводиться передчасно зупиняти гідротурбіни та замінювати дорогі деталі. Приділяючи основну увагу кавітаційним та гідроабразивним руйнуванням, дослідники та конструктори до останнього часу мало аналізували випадки втомних руйнувань деталей гідротурбін. Передбачалося, що основними силами, які діють на робоче колесо, є статичні навантаження, а динамічні навантаження незначні проти статичних, у розрахунках враховувалися лише статичні навантаження [6]. У відлитих як одне ціле робочих колесах втомні руйнування виникали у великій кількості. Зі зростанням одиничних потужностей і відповідно розмірів гідротурбін ускладнилася технологія виготовлення, підвищилася напруженість окремих деталей, в результаті частіше виявлялися втомні руйнування. Виміри напруг і деформацій деталей радіально-осьової гідротурбіни в натурних умовах при роботі з номінальною потужністю показали, що динамічні навантаження становлять 10 % статичних (середніх) і викликаються вони вібраціями лопаті через нерівномірність потоку води. Аналогічні виміри в елементах турбіни на режимах розгону та при роботі на номінальній потужності показали, що при пуску турбіни в кореневому перерізі лопаті динамічна складова дорівнює 60 % статичного навантаження [12; 14; 15]. Працюючи на режимі номінальної потужності, динамічні напруги становлять 10–15 % статичних. Крім того, у всіх точках міжлопатевого простору та робочої камери існують високочастотні пульсації тисків з амплітудою 5–7 % статичних. Дослідження на моделі робочого колеса показали, що на режимах номінальної потужності динамічні складові можуть досягати 15–20 % статичних. Турбіни часто працюють на нерозрахункових режимах та напорах в умовах сильної кавітації, що суттєво збільшує діючі циклічні навантаження.

Таким чином, при експлуатації гідротурбін поряд з кавітаційним та гідроабразивним зносом виникають втомні руйнування, викликані вібрацією агрегату в результаті пульсації тиску потоку води, вихроутворення, кавітації і т.п. Виникненню втомних руйнувань сприяє також корозійне середовище.

Основна маса втомних тріщин і зламів виникає на вихідній кромці лопаті, де на постійно діюче, максимальне від напору води статичне навантаження накладаються динамічні навантаження.

Нерідко пошкодження від втоми металу піддаються перерізу лопаті з малими статичними напругами, але при цьому пошкодження починається завжди в місцях концентрації напруг (зварні шви, місця заварок, ливарні дефекти, конструктивні концентратори тощо). Для створення надійних та довговічних унікальних зварних гідротурбін у розрахунках на міцність необхідно враховувати втомні характеристики використовуваних металів та зварних з'єднань. Деталі гідротурбін, виготовлені з вуглецевих та малолегованих сталей, для усунення впливу корозії покривають корозійностійкими облицюваннями та наплавками. У цьому випадку також визначальним є вплив облицювання та наплавлення на опір втомі основного металу та міцність приварювання облицювання. Надійність та довговічність гідротурбін багато в чому залежать від правильності вибору технологічних процесів їх виготовлення (лиття, кування, різних видів зварювання, електродів, термообробки тощо). Встановлення впливу технологічних процесів на опір втомі сталей та зварних з'єднань дозволяє оцінити переваги та недоліки різних технологічних процесів. Аналіз напруг показує, що лопаті робочих коліс гідротурбін піддаються одночасно дії не менше двох навантажень, різних частот та амплітуд.

Враховуючи, що деталі гідротурбін працюють в умовах асиметричного навантаження, і у зв'язку з тим, що при дослідженнях міцності сталей була виявлена значна їх чутливість до асиметрії циклу навантаження, для оцінки втомної міцності гідротурбін необхідно знати напружений стан, що визначається в значному ступені статичною складовою напруг.

Пошкодження радіально-осьових коліс гідротурбін. На деяких агрегатах високонапірних гідротурбіни на напір 100–300 метрів виникали втомні тріщини в місці сполучення лопатей з нижнім ободом. Поодинокі тріщини спостерігалися у навколошовній зоні у верхнього обода. Робочі колеса виготовлялися з вуглецевої сталі 20ГСЛ із облицюванням зі сталей 1Х13 та 1Х18Н10Т. Тріщини виникають в початковий період експлуатації під час роботи на напорах, значно менших за розрахунковий. Тріщини утворювалися після 10–15 тис. годин роботи агрегату. Протягом цього терміну агрегат піддавався впливу циклів змінного навантаження, яке мало оборотну та джутову частоту.

Втомні тріщини неодноразово з'являлися на лопатях РО робочих коліс в гідротурбін на напори 100–300 м потужністю до 340 МВт. Дослідження обладнання ГЕС виявили, що на багатьох агрегатах є втомні тріщини (рис. 1). При експлуатації можна запропонувати наступний спосіб боротьби з появою тріщин: втомні тріщини на лопатях насамперед слід локалізувати засвердлюванням по кінцях. Краї тріщини обробляють пневмозубілом. Неглибокі тріщини вибирають пневмомашинкою.

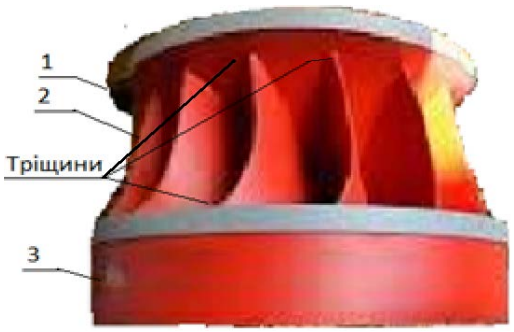

Рис. 1. Типові місця виникнення втомних тріщин у РО робочому колесі:
1 – верхній обід; 2 – лопать; 3 – нижній обід

Якщо робоче колесо виготовлене із сталі 20ГСЛ, тріщини заварюють електродами типу Е-42А.

Тріщини, що виникають іноді у робочих колесах,

виконаних із сталі 0Х12НДЛ, заварюють аустенітними електродами Е-395, які характеризуються великим вмістом нікелю. Глибокі висвердлені тріщини (> 40 мм) заварюють за так званим методом «поступового зменшення оброблення», тобто метал наплавляють не тільки на дно тріщини, а й на її край. Наскрізні тріщини заварюють із обов'язковим видаленням кореня шва. Лопаті, виготовлені зі сталі 20ГСЛ, наплавляють електродами Е-42А, а лопаті з нержавіючої сталі електродами Е-395. Потім наплавлені місця, шви та навколошовну зону зачищають, шліфують і травлять. Після цього наплавлення (якщо тріщини знаходилися біля обіду) піддаються поверхневому зміцненню. Слід зазначити, що зазвичай тріщини, заварені за такою технологією, при подальшій експлуатації знову не з'являються.

Моделювання експлуатаційної навантаженості лопатей. Методика досліджень. Випробування мають на меті з'ясувати вплив накладання високочастотних навантажень на низькочастотну межу витривалості, а також залежність між межами витривалості при одночастотному та двочастотному навантаженні. Так як стандартного обладнання для випробувань при одночасному дії двох навантажень різних частот немає, то стосовно лопаті робочих коліс потужних гідротурбін був модернізований гідравлічний пульсатор. У схемі пульсатора на комунікаціях до циліндра встановлюється апаратура, що дозволяє крім пульсуючого високочастотного навантаження від диференціального циліндра давати робочому поршню повторне малоциклове навантаження. Для отримання малоциклового навантаження передбачені магнітно-гідравлічний перемикач максимального навантаження та регулюючі клапани мінімального тиску. Режими навантаження (швидкості навантаження, витримки навантаження) регулюються реле часу, що циклічно включає подачу масла в гідросистему від насоса. Одночасно поршень робочого циліндра робить високочастотні коливання від пульсаційного циліндра зі стабілізатором. Таким чином, від поршня робочого циліндра випробуваний зразок отримує одночасно навантаження різної величини, амплітуди та частоти. Малоциклове навантаження створює розподільний магнітно-гідравлічний клапан, який за допомогою магнітного сердечника, встановленого в клапані, періодично подає масло в робочий циліндр.

Втомна міцність сталей досліджувалася при поєднанні циклічних навантажень з частотою 2–6 і 400 цикл/хв. Враховуючи різницю амплітуд низькочастотного та високочастотного навантаження та обставине, що низькочастотне навантаження основне і більш небезпечне для лопаті робочого колеса гідротурбіни, було прийнято встановити малоциклову межу витривалості без накладання високочастотного навантаження, потім уточнити вплив накладання малочастотного навантаження. При цьому база випробування для малоциклової втоми приймалася рівною 104 циклів при частоті 4 цикл/хв.

Втомна міцність робочих колес РО гідротурбін. Для забезпечення достатньої втомної міцності робочих коліс РО гідротурбін необхідно визначати не тільки динамічні напруги, але і статичні напруги в елементах робочого колеса. Статичну напругу слід знаходити від впливу відцентрових сил і від стаціонарної частини гідродинамічного навантаження. Визначення напруги в такій складній механічній системі, як робоче колесо, в строгій постановці викликає великі математичні труднощі.

Розрахункова математична модель повинна включати геометрію гідротурбін (рис. 2), умови їхнього закріплення, зовнішні навантаження на кожному режимі, що аналізується, і характеристики використовуваних матеріалів. Далі, застосовуючи апарат теорії пружності або пружно-пластичності, механіки твердого тіла, що деформується, механіки руйнувань, у тому числі реалізований в сучасних розрахункових комп'ютерних програмних комплексах, визначаються внутрішні напруги в елементах гідротурбін, виділяються їх статична і динамічна складові [5–11].

Складність полягає в тому, що навіть з урахуванням високого сучасного рівня обчислювальної техніки та великих досягнень у галузі комп'ютерного 3D-моделювання складних технічних систем [1–11] визначення зовнішніх гідродинамічних навантажень на елементи гідротурбін пов'язане зі значними технічними труднощами та потребує великих часових та фінансових витрат. Слід зазначити також, що чисельні методики не завжди дають задовільні за похибкою та/або достовірністю результати, що пов'язано з конструктивно-технологічними особливостями гідротурбін та складністю процесів у проточній частині.

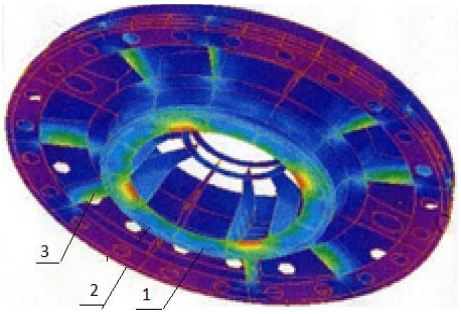

Рис. 2. Розподіл динамічних напруг на відповідній формі коливань 3-ї власної частоти колеса – червоним кольором представлена зона екстремальних динамічних напруг, синім – близьких до нуля:
1 – верхній обід; 2 – нижній обід; 3 – лопаті

Зіставлення розрахункових даних з експериментальними. Розрахунки робочих коліс дозволяють зробити такі висновки про їхній напружений стан.

1. При роботі турбіни у РО робочих колесах максимальні напруги виникають у місцях сполучення лопатей з верхнім і нижнім ободами, проте напруги у верхнього обода завжди більше. Якщо в місці сполучення лопаті з верхнім ободом виконан жолобник, максимальні напруги зміщуються в переріз, що відповідає початку переходу в жолобник. У перерізах найбільш навантаженим місцем буде

область, що примикає до вихідної кромки.

2. При розрахунку напруги на розгінному режимі розрахунок виконується з урахуванням дії на лопать тільки відцентрових сил. Як показали дослідження, впливом гідродинамічного навантаження на лопать в цьому випадку можна знехтувати. Максимальна напруга при цьому можлива як у перерізах поєднання лопатей з ободами, так і в якомусь середньому перерізі лопаті в залежності від жорсткості нижнього обода.

3. Напруги у нижньому ободі при роботі на розрахункових режимах невеликі. Це дозволяє вибрати відносно меншу товщину обіду, ніж раніше, що приймалася в практиці гідротурбобудування.

4. Напруги у верхньому ободі як при роботі на розрахункових режимах, так і при розгоні виявляються невеликими. У зв'язку з цим для низки турбін вдалося зменшити товщину верхнього обода.

В даний час накопичений значний експериментальний матеріал, що характеризує розподіл напруг~~и~~ в робочих колесах радіально-осьових гідротурбін.

На рис. 3 дано розрахункові та дослідні криві зміни напруг уздовж кореневого перерізу лопаті робочого колеса при роботі турбіни РО310 на режимі максимальної потужності.

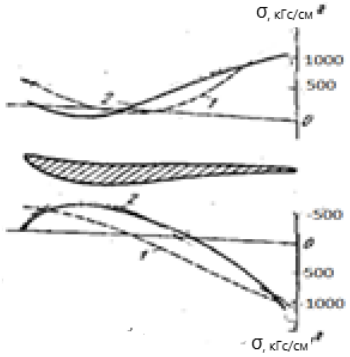

Рис. 3. Розподіл напруг при роботі на режимі 330 МВт – вздовж контуру кореневого перетину лопаті турбіні РО310:
1 – іспити на натурній ГЕС; 2 – розрахунок

Розрахункові та експериментальні дані мають цілком задовільний збіг. Порівняння розрахункових напруг із заміряними на вихідних кромках лопатей у верхнього обода на натурному робочому колесі проводилося за середніми напругами, отриманими як середнє арифметичне вимірюваних величин. Результати розрахунку експерименту показують, що метод розрахунку напруженого стану робочого колеса, заснований на застосуванні метода скінчених елементів, дає цілком задовільні результати для робочих коліс середньої швидкохідності.

Знання втомних характеристик матеріалу, впливу на ці характеристики різних експлуатаційних та технологічних факторів, а також статичних напруг дозволяє, якщо відомі динамічні напруги, отримати величину коефіцієнта запасу втомної міцності.

Умовою безпечної за втомною міцністю роботи матеріалу лопаті буде виконання нерівності $n_{\text{вт}} \geq n_{\text{пр}}$, де $n_{\text{вт}}$, $n_{\text{пр}}$ – прийнятий та припустимий коефіцієнти запасу втоми.

У практиці розрахунків приймаються такі значення допустимого коефіцієнта $n_{\text{пр}}$: для литих робочих коліс, виконаних із сталей 20ГСЛ та 0Х12НДЛ, $n_{\text{пр}} = 1{,}6$; для зварнолитих робочих коліс, виготовлених із сталей та 0Х12НДЛ, $n_{\text{пр}} = 1{,}9$.

Результати дозволяють оцінити допустимі величини змінної складової напруги, що виникає в лопатях робочих коліс в процесі експлуатації. Дійсно, висловивши з формули (1)

$$n_{\text{вт}} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_a + \psi\sigma_m}, \qquad (1)$$

де величину σ_a отримаємо з графіків, за допомогою яких можливо визначити допустимі динамічні напруги в залежності від рівня статичної напруги в робочому колесі (рис. 4.)

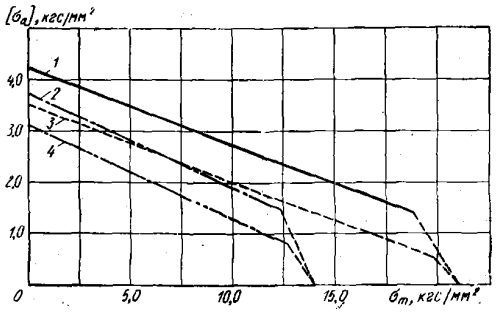

Рис. 4. Залежність амплітуд динамічної складової напруг $[\sigma_a]$, що допускаються, в лопатях робочих РО коліс гідротурбін від статичної складової σ_m:
1 – литих зі сталі 0Х12НДЛ; 2 – литих зі сталі 20ГСЛ;
3 – зварнолитих зі сталі 0Х12НДЛ; 4 – зварнолитих зі сталі 20ГСЛ

Дослідження пульсацій тиску у РО гідротурбінах [16–20]. Експериментальні натурні дослідження пульсацій тиску в гідротурбіні РО310 були проведені на лопаті робочого колеса та у проточній частині. Пульсації тиску у натурній гідротурбіні РО310 ($n_c = 200$ хв$^{-1}$, $D1 = 4{,}75$ м) досліджувалися при напорі 257 метрів ($n_I' = 59{,}3$ хв$^{-1}$) у діапазоні режимів роботи від пускового до максимального відкриття напрямного апарату. Датчики пульсацій тиску відповідно були встановлені: у спіральній камері – Д1, два – вздовж вихідної кромки лопаті робочого колеса Д4 і Д5 (відповідно у втулки та на середній лінії струму); два – в відсмоктувальній трубі під робочим колесом – Д2 та у люку труби – Д3, і під кришкою турбіни – Д6 (рис. 5). Графіки амплітуд пульсацій зі джгутовими частотами наведені у відсотках від напору на рис. 6. У модельній гідротурбіні датчик пульсацій тиску встановлений в трубі під колесом. Випробування проводилися на полі універсальної характеристики при $n_I' = 55 - 65$ хв$^{-1}$.

Як первинні перетворювачі пульсацій тиску використовувалися тензометричні датчики мембранного типу, як вторинна апаратура застосовувалися осцилограф і підсилювач. Найбільше значення наведеної похибки, отримане в результаті тарування датчиків, не перевищувало 10 % [19]. З рис. 6 випливає, що з максимальними

низькочастотними пульсаціями розташована при $Q_1' = (0{,}4 - 0{,}5)\, Q_0'$. Тут рівні пульсацій тиску становили 2,5–3 % від напору під робочим колесом в трубі. У частотному діапазоні переважають пульсацій тиску із джгутовими частотами (до 80–90 % від рівня сумарної амплітуди), проте 10–20 % пульсацій складають пульсації з оборотними та кратними їм частотами. Частотний діапазон в області з максимальними рівнями джгутових пульсацій становить 0,7–1,5 Гц, що свідчить про наявність в цих режимах в відсмоктувальній трубі гідротурбіни вихрових джгутів.

Порівняльний аналіз амплітуд пульсацій тиску – Д2, місце розташування якого збігається з розрахунковим перерізом, де проводились розрахунки пульсацій тиску за методикою розробленою на кафедрі «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» НТУ «ХПІ» [20], дає гарне узгодження. Максимальне відхилення розрахунку з експериментом становить 20–25 %.

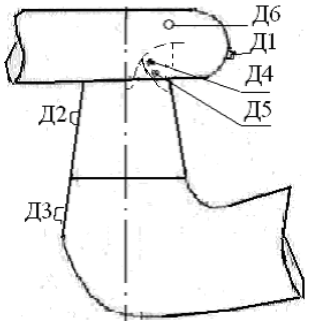

Рис. 5. Схема встановлення датчиків у гідротурбіні РО310

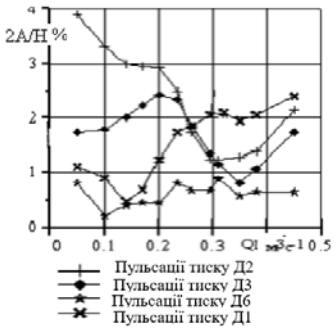

Рис. 6. Експериментальні амплітуди пульсацій тиску (2A/H, %) у спіральній камері, у відсмоктувальній трубі та під кришкою турбіни

Пульсації тиску в натурній гідротурбіні на лопатях робочого колеса РО 310. Експериментальні натурні дослідження пульсацій тиску на лопаті робочого колеса гідротурбіни РО310 були проведені датчиками пульсацій, які були встановлені вздовж вихідної кромки лопаті робочого колеса відповідно у втулки Д4 і на середній лінії струму Д5, згідно з рис. 5. Графіки амплітуд пульсацій тиску наведено у відсотках від напору на рис. 7.

На вихідний крайці лопаті експериментальні та розрахункові амплітуди пульсацій тиску мають однакові тенденції зростання області $Q_1' = 0 - 0{,}2$ м$^3 \cdot$ с$^{-1}$ (до $0{,}5Q_{10}'$), хоча розрахункові значення амплітуд пульсацій тиску трохи більше. У зоні $Q_1' = 0{,}2 - 0{,}5$ м$^3 \cdot$ с$^{-1}$ експериментальні значення пульсацій вище за рахунок лопатевої складової, яка в розрахунку не враховується.

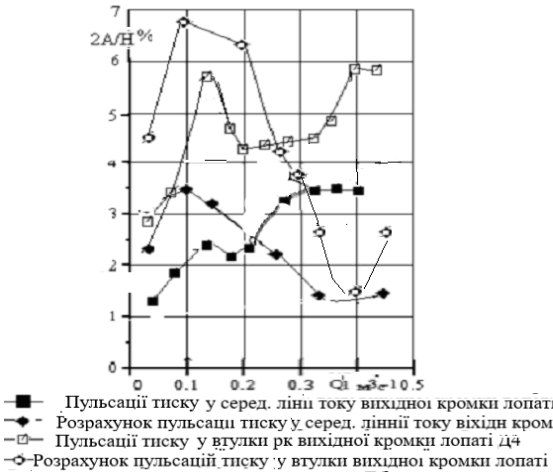

Рис. 7. Порівняння розрахункових та експериментальних амплітуд пульсацій тиску (2A/H, %) в РО310 на вихідній кромці лопаті у втулки та середній лінії струму

Результати цих досліджень можуть розглядатися як вихідні дані для подальшого їх використання в розрахунках на втомну міцність робочих коліс високонапірних РО гідротурбін при цьому треба буде враховувати деякі додаткові параметри – повний час роботи турбіни на різних експлуатаційних режимах до появи тріщин на лопатях, число циклів навантажень з основними збуджуючими частотами та ін.

Висновки. 1. При роботі турбіни у РО робочих колесах максимальні напруги виникають у місцях сполучення лопатей з верхнім і нижнім ободами, проте напруги у верхнього обода більше. Якщо в місці сполучення лопаті з верхнім ободом виконан жолобник, максимальні напруги зміщуються в переріз, що відповідає початку переходу в жолобник. У перерізах найбільш завантаженим місцем буде область, що примикає до вихідної кромки.

2. Знання втомних характеристик матеріалу та впливу на ці характеристики різних експлуатаційних та технологічних факторів, а також статичних напруг дозволяє, якщо відомі динамічні напруги, отримати величину коефіцієнта запасу втомної міцності.

3. Проведені натурні і модельні експерименти по визначенню рівнів пульсації тиску в робочих колесах високонапірних РО гідротурбін на напори 100–300 м. Результати цих досліджень можуть розглядатися як вихідні дані для подальшого їх використання в розрахунках на втомну міцність робочих коліс високонапірних РО гідротурбін.

Список літератури

1. Doujak E., Stadler S., Fillinger G., Haller F., Maier M., Nocker A., Gaßner J., Unterluggauer J. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part I: Background, Theory and Assessment Procedure Development. *Energies.* 2022. Vol. 15, no. 3. P. 1148. doi: 10.3390/en15031148
2. Frunzăverde D., Muntean S., Mărginean G., Campian V., Marşavina L., Terzi R., Şerban V. Failure analysis of a Francis turbine runner. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and*

Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12 (20–24 September 2010, Timişoara). Timişoara: 'Politehnica' University of Timişoara, 2010. doi: 10.1088/1755–1315/12/1/012115
3. Magnoli M. V. *Numerical simulation of pressure oscillations in large Francis turbines at partial and full load operating conditions and their effects on the runner structural behaviour and fatigue life: diss.* München, 2014. 267 p.
4. Thibault D., Trudel A. *The IEC 63230: A new standard on the fatigue of hydraulic turbines to help the industry face the energy transition.* URL: https://www.researchgate.net/profile/Denis-Thibault/publication/375635581_The_IEC_63230_A_new_standard_on_the_fatigue_of_hydraulic_turbines_to_help_the_industry_face_the_energy_transition/links/6553dfdfce88b87031e76842/The-IEC-63230-A-new-standard-on-the-fatigue-of-hydraulic-turbines-to-help-the-industry-face-the-energy-transition.pdf (дата звернення: 20.06.2024).
5. *ASTM E1823-23. Standard terminology relating to fatigue and fracture testing.* ASTM International, 2023. 25 p.
6. Doujak E., Unterluggauer J., Fillinger G., Nocker A., Haller F., Maier M., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part II: Method Application and Numerical Investigation. *Energies*. 2022. Vol. 15. P. 1165. doi: 10.3390/en15031165
7. Голубєв С. О., Лебідь О. Г., Черній Д. І. Засоби комп'ютерного моделювання в галузі обчислювальної гідродинаміки. *Математичне моделювання в економіці*. 2019. № 2. С. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
8. Кухтенков Ю. М., Назаренко С. О. Математичні моделі взаємодії конструкцій з рідиною та розрахунки на міцність і резонанс лопатевих гідромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 82–86. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.14
9. Gnitko V., Martynenko O., Vierushkin I., Kononenko Y., Degtyarev K. Coupled Finite and Boundary Element Methods in Fluid-Structure Interaction Problems for Power Machine Units. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. 2022. P. 283–293. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1_29
10. Trivedi C., Cervantes M. J. Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2017. Vol. 68. P. 87–101.
11. Weber W., Seidel U. Analysis of natural frequencies of disc-like structures in water environment by coupled fluid-structure-interaction simulation. *6th IAHR International Meeting of the Workgroup "Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems" (9–11 September 2015, Ljubljana, Slovenia).* Ljubljana: Faculty of Technologies and Systems, 2015. P. 235–242.
12. Doujak E., Maly A., Unterluggauer J., Haller F., Maier M., Blasbichler C., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement. *Energies.* 2023. Vol. 16, no. 16. P. 6072. doi: 10.3390/en16166072
13. Feldmann S., Buechele R., Preveden V. *Predictive maintenance – From data collection to value creation.* Munich: Roland Berger GmbH, 2018. 12 p.
14. Kverno J., Vefring G., Iliev I., Solemslie B., Dahlhaug O. Challenges with onboard strain measurements on a model Francis turbine runner. *Journal of Physics: Conference Series.* 2023. Vol. 2629. P. 012004. doi: 10.1088/1742-6596/2629/1/012004
15. Presas A., Luo Y., Zhengwei W., Guo B. Fatigue life estimation of Francis turbines based on experimental strain measurements: Review of the actual data and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2019. Vol. 102. P. 96–110. doi: 10.1016/j.rser.2018.12.001
16. Нагорний В. М. *Введення в технічну діагностику машин: навч. посіб.* Суми: СумДУ, 2011. 483 с.
17 Панченко В. О., Гусак О. Г., Папченко А. А., Хованський С. О. *Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів: навч. посіб.* Суми: СумДУ, 2015. 151 с.
18. Кухтенков Ю. М. Пристрої та заходи щодо зменшення низькочастотних джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючих трубах жорсткколопатевих гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 74–79. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.09
19. Кухтенков Ю. М. Експериментальні та розрахункові дослідження пульсацій тиску у радіально-осьовій гідротурбіні. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 66–70. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.10
20. Кухтенков Ю. М. Методики прогнозування низькочастотних пульсацій тиску у відсмоктуючій трубі гідротурбіни. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 77–83. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.11

References (transliterated)

1. Doujak E, Stadler S, Fillinger G, Haller F, Maier M, Nocker A, Gaßner J, Unterluggauer J. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part I: Background, Theory and Assessment Procedure Development. *Energies.* 2022, vol. 15, issue 3, p. 1148. doi: 10.3390/en15031148
2. Frunzăverde D., Muntean S., Mărginean G., Campian V., Marşavina L., Terzi R., Şerban V. Failure analysis of a Francis turbine runner. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12 (20–24 September 2010, Timişoara)*. Timişoara, 'Politehnica' University of Timişoara Publ., 2010. doi: 10.1088/1755–1315/12/1/012115
3. Magnoli M. V. *Numerical simulation of pressure oscillations in large Francis turbines at partial and full load operating conditions and their effects on the runner structural behaviour and fatigue life: diss.* München, 2014. 267 p.
4. Thibault D., Trudel A. *The IEC 63230: A new standard on the fatigue of hydraulic turbines to help the industry face the energy transition.* Available at: https://www.researchgate.net/profile/Denis-Thibault/publication/375635581_The_IEC_63230_A_new_standard_on_the_fatigue_of_hydraulic_turbines_to_help_the_industry_face_the_energy_transition/links/6553dfdfce88b87031e76842/The-IEC-63230-A-new-standard-on-the-fatigue-of-hydraulic-turbines-to-help-the-industry-face-the-energy-transition.pdf (accessed 20.06.2024).
5. *ASTM E1823-23. Standard terminology relating to fatigue and fracture testing.* ASTM International, 2023. 25 p.
6. Doujak E., Unterluggauer J., Fillinger G., Nocker A., Haller F., Maier M., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part II: Method Application and Numerical Investigation. *Energies*. 2022, vol. 15, p. 1165. doi: 10.3390/en15031165
7. Holubyev S. O., Lebid' O. H., Cherniy D. I. Zasoby komp'yuternoho modelyuvannya v haluzi obchyslyuval'noyi hidrodynamiky [Computer modelling tools in the field of computational fluid dynamics]. *Matematychne modelyuvannya v ekonomitsi*. 2019, no. 2, pp. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
8. Kukhtenkov Yu. M., Nazarenko S. O. Matematychni modeli vzayemodiyi konstruktsiy z ridynoyu ta rozrakhunky na mitsnist' i rezonans lopatevykh hidromashyn [Mathematical models of the interaction of structures with liquid and calculations on the strength and resonance of blade hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 82–86. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.14
9. Gnitko V., Martynenko O., Vierushkin I., Kononenko Y., Degtyarev K. Coupled Finite and Boundary Element Methods in Fluid-Structure Interaction Problems for Power Machine Units. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. 2022, pp. 283–293. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1_29
10. Trivedi C., Cervantes M. J. Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2017, vol. 68, pp. 87–101.
11. Weber W., Seidel U. Analysis of natural frequencies of disc-like structures in water environment by coupled fluid-structure-interaction simulation. *6th IAHR International Meeting of the Workgroup "Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems" (9–11 September 2015, Ljubljana, Slovenia).* Ljubljana, Faculty of Technologies and Systems Publ., 2015, pp. 235–242.
12. Doujak E., Maly A., Unterluggauer J., Haller F., Maier M., Blasbichler C., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure

Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement. *Energies.* 2023, vol. 16, no. 16, p. 6072. doi: 10.3390/en16166072
13. Feldmann S., Buechele R., Preveden V. *Predictive maintenance – From data collection to value creation.* Munich, Roland Berger GmbH Publ., 2018. 12 p.
14. Kverno J., Vefring G., Iliev I., Solemslie B., Dahlhaug O. Challenges with onboard strain measurements on a model Francis turbine runner. *Journal of Physics: Conference Series.* 2023, vol. 2629, p. 012004. doi: 10.1088/1742-6596/2629/1/012004
15. Presas A., Luo Y., Zhengwei W., Guo B. Fatigue life estimation of Francis turbines based on experimental strain measurements: Review of the actual data and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2019, vol. 102, pp. 96–110. doi: 10.1016/j.rser.2018.12.001
16. Nahornyy V. M. *Vvedennya v tekhnichnu diahnostyku mashyn* [Introduction to technical diagnostics of machines]. Sumy, SumDU Publ., 2011. 483 p.
17. Panchenko V. O., Husak O. H., Papchenko A. A., Khovans'kyy S. O. *Montazh, ekspluatatsiya ta remont hidromashyn i hidropnevmopryvodiv* [Installation, operation and repair of hydraulic machines and hydraulic pneumatic drives].Sumy, SumDU Publ., 2015. 151 p.
18. Kukhtenkov Yu. M. Prystroyi ta zakhody shchodo zmenshennya nyz'kochastotnykh dzhhutovykh pul'satsiy tysku u vidsmoktuyuchykh trubakh zhorstkolopatevykh hidroturbin [Devices and measures to reduce low-frequency bundle pressure pulsations in the suction pipes of rigid-bladed hydroturbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 74–79. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.09
19. Kukhtenkov Yu. M. Eksperymental'ni ta rozrakhunkovi doslidzhennya pul'satsiy tysku u radial'no-os'oviy hidroturbyni [Experimental and calculation study of pressure pulsations in the radial-axial hydroturbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 66–70. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.10
20. Kukhtenkov Yu. M. Metodyky prohnozuvannya nyz'kochastotnykh pul'satsiy tysku u vidsmoktuyuchiy trubi hidroturbiny [Methods of forecasting low-frequency pressure pulsations in the draft tube of a hydroturbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 77–83. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.11

Надійшла (received) 30.06.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Кухтенков Юрій Михайлович (***Kukhtenkov Yurii***) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-9210-7486; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua

Назаренко Сергій Олександрович (***Nazarenko Serhii***) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8213-6590; e-mail: nazarenkoserzh7@gmail.com