

УДК 621.134.5.004.63

Ю.М.Ткачук¹, О.З.Студент²¹Луцький національний технічний університет²Фізико-механічний інститут ім. Г.В.Карпенка НАН України

ПРОБЛЕМИ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ УКРАЇНИ: АНАЛІЗ ПРИЧИН ПОШКОДЖЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН

У статті проаналізовано сучасний стан теплоенергетичного устаткування в Україні, перспективи його реорганізації, найчастіші причини пошкодження лопаткового апарату парових турбін та проведено експертизу пошкоджених елементів однієї із секцій турбіни.

Ключові слова: *теплоенергетичне устаткування, пошкодження, лопатковий апарат.*

Сучасний стан теплоенергетики в Україні розглядають як критичний. Обладнання, введене в експлуатацію в 60-70 роках минулого сторіччя і спроектоване згідно з чинними на той час нормами, практично відпрацювало свій ресурс, фізично і морально застаріло. У різних джерелах називають різні відсотки устаткування, яке вичерпало свій ресурс. Зокрема повідомляється [1], що близько 90 % устаткування теплоелектростанцій вичерпали свій ресурс (10^5 год). При цьому 51 % енергоблоків відпрацювали межу фізичного зношування ($2 \cdot 10^5$ год). Інше джерело повідомляє, що 76 енергоблоків із 105 (64 %) перейшли межу фізичного зносу, ще 17 енергоблоків (28 %) впритул наблизилися до цієї межі, а 11 блоків (8 %) – до відпрацювання розрахункового ресурсу [2]. Це привело до того, що питомі затрати умовного палива на отримання електроенергії на ТЕС у цілому по Україні, порівняно з 1991 роком, зросли до 17 % і склали у 2007 році 373,7 г у.п./кВт·год (середньосвітовий показник становить 315 г у.п./кВт·год). З огляду на це, розроблено стратегію розвитку теплоенергетики у складі НАК «Енергетична компанія України» і узгоджено її з енергетичною стратегією України до 2030 року. Зрозуміло, що ця стратегія передбачає докорінне оновлення виробничих фондів. Вона розрахована на 2007-2030 рр. і передбачає три етапи, що охоплюють періоди: 2007-2010 рр., 2011-2016 рр., 2017-2030 рр. [2].

Заплановані на перший етап заходи спрямовані на забезпечення робочої потужності енергоблоків ТЕС шляхом підтримання обладнання в працездатному стані, здійснення якісних планово-запобіжних і відновлювальних капітальних ремонтів.

Впродовж другого етапу заплановано реконструювати частину вузлів ТЕС, щоб подовжити термін експлуатації енергоблоків на 10-15 років, підвищити потужність енергоблоків на 10-15 МВт, розширити діапазон маневреності, знизити питомі витрати палива (на 20-30 г у.п./кВт·год), підвищити економічну ефективність роботи ТЕС в умовах оптового ринку електроенергії.

Під час третього етапу заплановано збудувати нові енергоблоки на місці тих, що відпрацювали свій ресурс, подальша експлуатація та реконструкція яких вважається недоцільною, застосувавши для цього сучасні екологічно чисті технології спалювання палива та системи очищення димових газів від шкідливих для довкілля речовин.

Мета роботи – на основі аналізу описаних в літературі причин типових пошкоджень лопаткового апарату парової турбіни ТЕС провести експертизу пошкодження реальних елементів однієї з секцій циліндру низького тиску після аварійної зупинки турбіни.

Елементи парової турбіни. Парові турбіни відносять до визначальних елементів, без яких не можливо забезпечити дієвість і продуктивність енергоблоків. Їх протічна частина одна з найдорожчих і найуразливіших, а лопатки - найвідповідальніші деталі, оскільки пошкодження хоча би однієї з них спричиняє серйозні пошкодження інших, а деколи часткове чи повне руйнування парової турбіни.

Звикло лопаток фіксуються в пазу диска за допомогою хвостовиків відповідної конфігурації. Для лопаток з невеликою довжиною та в турбінах, виготовлених на ОАО «ЛМЗ» (м. Санкт-Петербург), використовують Т-подібні хвостовики [3]. Основне навантаження хвостових з'єднань спричинене відцентровою силою, що виникає під час обертання ротора. За щільного розташування Т-подібних хвостовиків в пазу диска напруженнями згину, спричиненими струменем пари, можна нехтувати. Щільність монтажу лопаток в диску досягають конструктивними рішеннями і технологічними методами. Серед таких методів є виготовлення лопаток та колеса із сталей з різними коефіцієнтами лінійного розширення (аустенітна та перлітна), зварювання окремих

лопаток в пакети, ретельне підганяння хвостовиків лопаток до пазу вздовж тангенціальних площин та їх силове ущільнення під час монтажу тощо. Хвостові з'єднання це, як правило, складні, статично невизначені елементи конструкції, зі значною концентрацією напружень у кутових галтелях, в радіусних переходах та в околах отворів.

Переріз хвостового з'єднання лопатки з диском з зазначенням регламентованих зазорів схематично показано на рис. 1. Згідно з розрахунками розробників за дотримання цих зазорів згинальні зусилля, що виникають під час експлуатації турбіни, не повинні приводити до руйнування ні лопаток, ні ободу диска турбіни. Разом з тим, в часі експлуатації ці зазори змінюються. Зі збільшенням цих зазорів виникають напруження, достатні для зародження тріщин в лопатках від зусиль, які спричиняються потоком пари. З іншого боку, малі зазори в хвостових з'єднаннях сприяють нагромадженню в них корозійно-активних речовин і твердих відкладень, що також може спричинювати пошкодження хвостовиків лопаток та руйнування дисків.

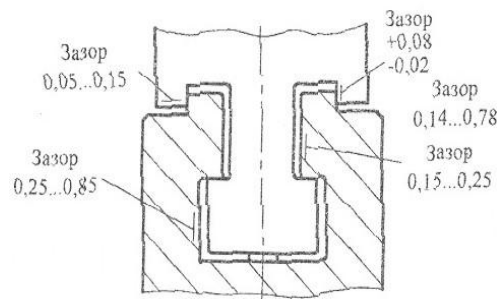


Рис. 1. Схема хвостового з'єднання лопатки з диском

Аналіз причин пошкодження дисків парових турбін. Пошкодження дисків призводить до серйозних аварій, усунення наслідків яких зумовлює значні затрати на відновлювальні роботи, а також втрати через простій турбін. Найнебезпечнішим місцем диска є його обід, на якому практично утримуються лопатки. Форма лопаткового пазу в ободі складна. Малий радіус заокруглень в ньому створює високу концентрацію напружень, яка зростає за порушення вимог щодо зазорів під час кріплення лопаток на диску. Зібрана американськими вченими до 1981 року статистика свідчить, що з усіх виявлених причин пошкодження дисків роторів парових турбін на розтріскування в зоні хвостового з'єднання припадає 38%, на бокових поверхнях дисків – 29%, в шпонкових пазах 26%, на поверхні розточування – 4% [4].

Найчастіше пошкодження виникають через утому внаслідок вібрації, корозійну втому або фреттинг-утому металу, крапельну ерозію, абразивне зношування, надмірні термічні, статичні та динамічні напруження [4, 5].

Аналіз причин пошкодження лопаток парової турбіни. В часі експлуатації турбіни конструктивна межа витривалості лопаток не залишається постійною [5]. Її зниження пов'язують, по-перше, з тривалою експлуатацією лопаток за високої робочої температури (від 400° до 500°), а по-друге, – з агресивною дією пари та розчинених в ній солей. Найшкідливіший вплив на робоздатність лопаткового апарату має розтріскування під дією вібраційних напружень. Воно виникає в порівняно вузькій зоні початкової конденсації пари внаслідок сумісної дії циклічних навантажень і корозивного середовища.

Ерозія. Суттєво знижує межу витривалості лопаток ерозійне пошкодження їх вхідних і вихідних країв [5]. Внаслідок ерозії на окремих ділянках утворюються пилоподібні наскрізні ураження завглибшки до 2-5 мм. При цьому в лопатці зростають напруження згину і розтягу (через зменшення площі робочого перерізу лопаток), зменшується їх втомна міцність (через зростання кількості та глибини концентраторів напружень у вигляді виразок), виникають резонансні високоамплітудні коливання (через зміну власної частоти коливання пакетів робочих лопаток та зниження їх здатності до демпфування), інтенсифікуються корозійні процеси (через відколювання разом з частинками металу захисної оксидної плівки, що є передумовою виникнення тріщин корозійної втоми).

Абразивне зношування. Зниження втомної міцності лопаток виникає також через їх абразивне зношування. За оцінками американських спеціалістів, річні втрати від абразивного зношування в середньому становлять один долар на кіловат потужності, а подекуди можуть

збільшитися в 3-3,5 рази. Якщо в період з 1969 р. по 1977 р. витрати на усунення пошкоджень від абразивного зношування становили $\sim 7\%$ від всіх витрат на ремонт, то з 1977 р. по 1985 р. вони досягли 25% [4]. Такий знос властивий, в першу чергу, для лопаток секцій регулювання парової турбіни. Абразивне зношування спричиняють дрібнодисперсні тверді частинки окалини, яка утворюється на внутрішніх поверхнях елементів котлів, і з парою потрапляють в циліндри парової турбіни.

Фретинг-утома. Вібрації, що виникають під час запуску, обертання чи зупинки турбіни, зумовлюють низькоамплітудне переміщення хвостовиків лопаток у пазі диску, що може спричинити фретинг [6]. Фретинг-корозію відносять до одного з найскладніших трибологічних процесів, під час якого відіграють важливу роль адгезія, корозія, абразивне зношування та втомне руйнування. Залежно від умов навантаження, властивостей матеріалів, що контактують, та середовища, домінує один з перелічених процесів, який і визначає довговічність системи в цілому. На початковому етапі фретингу визначальну роль відіграють процеси локального зчеплення. При цьому зчеплення металу може відбуватись як за звичайного тертя ковзання (в одному напрямку), так і за вібраційного проковзування. Адже під час експлуатації парових турбін попри вплив на робочі поверхні лопаток статичних та термічних напружень вони періодично підлягають змінним динамічним навантаженням [5]. На відміну від статичних їх важко визначити. Коливання лопаток турбіни поділяють на вимушені, зумовлені зміною тиску пари та вібрацією ротора турбіни, та автоколивання, які не кратні частоті обертання турбіни і слабо вивчені [5].

Особливістю тертя за проковзування, спричиненого вібрацією, є незначні відносні переміщення поверхонь контактування та нестационарний динамічний характер навантаження. При цьому в зоні контакту виникає значний градієнт деформації і температури, а вібраційні навантаження сприяють руйнуванню оксидної плівки. Мале відносне переміщення поверхонь тертя забезпечує їх постійний контакт і ускладнює доступ зовнішнього середовища у зону контактування та продуктів зносу звідти. Максимальна амплітуда, вище якої не реалізується фретинг-корозія, порушує цю динамічну рівновагу. Більшість фахівців із фретинг-процесу погоджуються з тим, що фретинг виникає за амплітуди переміщення від 25 до 130 мкм [7].

Для розуміння ролі амплітуди переміщення розглядають два механізми фретингу [8]. Згідно першого – із зростанням амплітуди переміщення зростає кількість поверхневих мікротріщин. Для зародження чергової поверхневої тріщини мікроступ в зоні контакту повинен переміститися на віддаль, що перевищує довжину попередньої тріщини, в околі вершини якої відбулася релаксація напружень розтягу. Тому, із збільшенням амплітуди переміщення кількість новоутворених тріщин зростає, а втомна міцність знижується. Згідно іншого механізму, за достатньо великої амплітуди переміщення деякі тріщини можуть затиратися і інтенсивність цього процесу зростає зі збільшенням амплітуди.

Попри амплітуду переміщення існує багато чинників, які впливають на фретинг-зношування та фретинг-утому. Зокрема, частота, кількість циклів та напрямок переміщення поверхонь контактування [9], розміри елементів, коефіцієнт тертя та напруження і їх розподіл [10], температура в зоні контактування [11], режим термічного оброблення [12], твердість та структура матеріалів [13], робоче середовище [14, 15] тощо. Загалом нараховують понад 50 різних чинників, які можуть впливати на процес фретингу [10].

Разом з тим, не дивлячись на чисельні дослідження, через складність процесу фретинг-утоми його природу остаточно не розкрито. Дотепер не існує загальної теорії, яка пояснювала б усі факти, пов'язані з фретингом. З бази даних про роботоздатність різних матеріалів за таких умов поки що важко сформулювати універсальні принципи щодо вибору матеріалів, які найефективніше працюватимуть в парі за фретингу. Отже, експериментальне оцінювання роботоздатності кожної з пар не втрачає актуальності. Тому вивчення фізики процесу, механізмів зародження, динаміки накопичення тріщин та кінетики їх поширення продовжується. На основі більшої бази знань можна буде сформулювати рекомендації для оптимізації технологічних умов експлуатації і конструкції елементів, що працюють за умов фретингу, які б підвищували їх надійність і довговічність.

Проведений аналіз причин пошкодження лопаткового апарату парових турбін (за літературними джерелами) вказує на важливість проведення комплексу досліджень (структури металу, визначення показників роботоздатності металу у вихідному стані та після експлуатації за умов корозійної втоми, фретинг-корозії, ерозійно-кавітаційного зношування та пошук методів підвищення його роботоздатності) для оцінювання поточного технічного стану металу та

вироблення рекомендацій, які унеможливили би виникнення в майбутньому непрогнозованих пошкоджень лопаткового апарату парової турбіни. І першим кроком до оцінювання стану деградованого металу є експертиза пошкоджених елементів однієї з секцій парової турбіни та з'ясування причин їх пошкодження.

Експертиза пошкодження елементів однієї з секцій парової турбіни. Макрообстеження ротора парової турбіни виявило відсутність бандажної стрічки та пошкоджені лопатки однієї з секцій парової турбіни. Частина лопаток вирвало з посадочного місця разом з частиною диска, на якому вони фіксувалися (рис. 1 а). Лопатки сильно zdeформовані і побиті, їх кінці затерті, але макротріщин на них не виявлено.

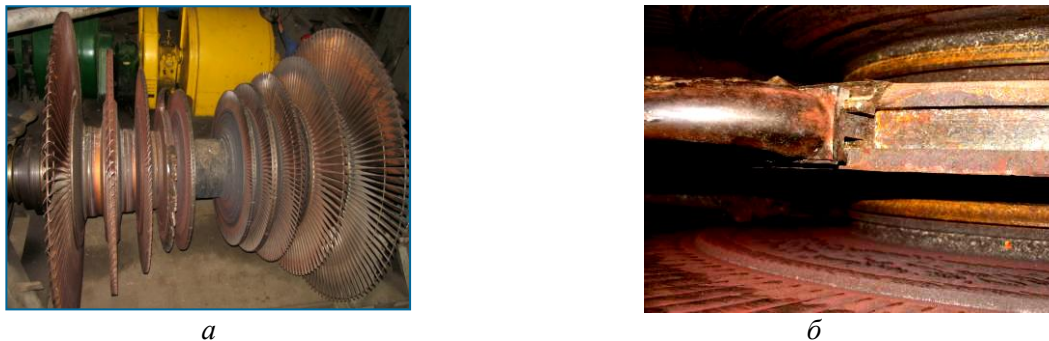


Рис. 2. Пошкодження однієї з секцій парової турбіни та злам диска з характерними серпоподібними зонами докритичного росту тріщини

Аналіз відповідних частин макрозламу диска дозволяє стверджувати, що руйнування розпочалося в зоні максимальної концентрації напружень, створеної Т-подібним пазом диска. На обох половинках зламу диска виділено 2 чітких зони локального докритичного підростання тріщини за експлуатаційної температури (рис. 1 б). В межах цих підростань окисна плівка на поверхні зламу темна, тоді як долам вирізняється і вищою рельєфністю, і кольором окисної плівки (за кольором це свіжа іржа). Механізм зародження тріщин у диску ротора парової турбіни детально проаналізовано раніше [18]. Зокрема фрактографічно було показано, що їх зародження відбулося за механізмом фретінг-утоми. Разом з тим особливості подальшого докритичного росту тріщини залишилися нерозкритими.

Коли пошкодження від фретінг-утоми починають визначати місце концентрації напружень (сумарна довжина тріщин і їх глибина досягають певної критичної величини), то стає можливим подальше поширення втомної тріщини вже не від напружень, що викликають повздовжній зсув (класична схема навантаження за типом III), а від напружень розтягу (класична схема навантаження за типом I). При цьому починають відігравати особливу роль нестационарні умови експлуатації парової турбіни під час зупинок чи пусків, коли виникають суттєві перевантаження і реалізується високочастотне навантаження з високою асиметрією. Зрозуміло, що за наявності пари чи конденсату процес росту втомної тріщини інтенсифікується. На фрактограмах при цьому спостерігається грубозернистий рельєф: на переході до підростання тріщини за схемою відриву в основному за змішаним між- і крізьзеренним механізмом (рис. 3а), а з подальшим поглибленням тріщини, коли розмір зони передруйнування стає сумірним з розміром зерна, практично за міжзеренним (рис. 3). Лише у тих випадках, коли ріст тріщини вздовж меж зерен приводив до істотного відхилення її траєкторії росту від магістрального напрямку, спостерігали також локальні ділянки крізьзеренного росту (рис. 3б). І це абсолютно логічно. Адже відомо [17], що з відхиленням тріщини від магістрального напрямку рівень коефіцієнта інтенсивності напружень в її вершині знижується, що може стати навіть причиною її зупинки на локальній ділянці фронту росту. Коли на суміжних ділянках фронту тріщини зі сприятливо орієнтованими межами зерен тріщина просунеться і істотно випередить тріщину на ділянці затримки, тоді тут реалізується крізьзеренне руйнування. Як правило, це супроводжується вторинним розтріскуванням.

В міру поглиблення тріщини рельєфність зламу зростає (рис. 3г), що свідчить про зростання швидкості її росту в часі експлуатації. При цьому перетинки між ділянками локальних підростань руйнуються зі значними слідами пластичної деформації.

Слід наголосити, що тривалість та умови експлуатації (температура – 80-90 °С та наводнювальне середовище, яким є пара) аналізованого конструкційного елемента, дозволяють з

великою вірогідністю припустити, що саме наводнювання могло інтенсифікувати процес руйнування диску парової турбіни. Адже відомо, що саме за такої температури водень максимально пришвидшує субкритичний ріст тріщини в конструкційних сталях [18]. Тому логічно пов'язати швидке поширення тріщини в диску ротора парової турбіни аж до руйнування з інтенсивним впливом водню на швидкість її поширення.

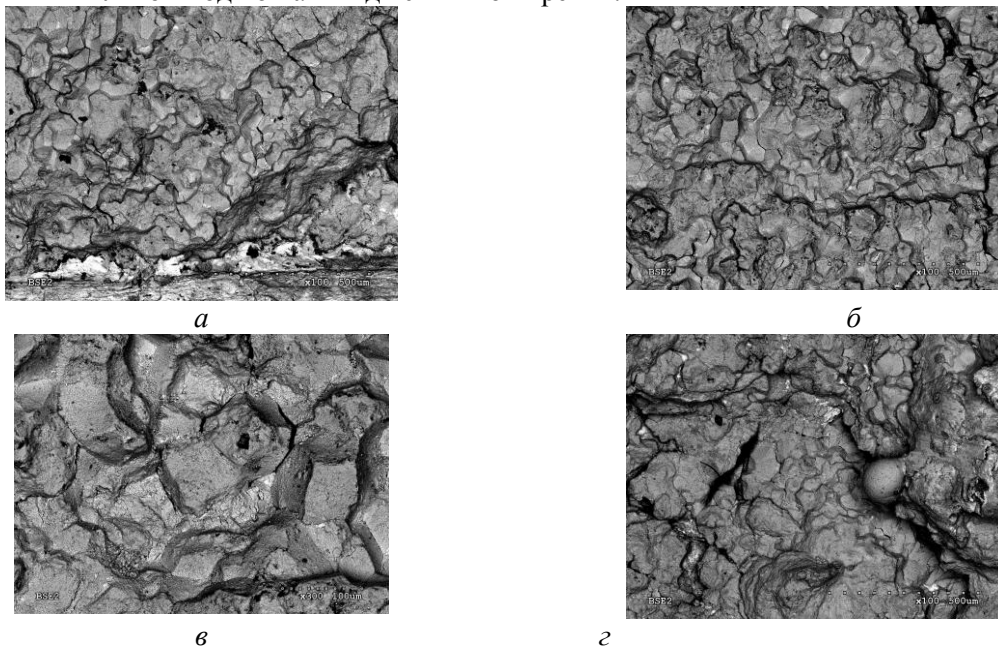


Рис. 3. Фрактограми зразків з реального зламу ободу диска на етапі корозійно-втомного поширення тріщини

Отже, причиною руйнування аналізованого диска є докритичний корозійно-втомний ріст тріщини під впливом високочастотного і низькоамплітудного навантаження з високою асиметрією та робочого середовища. При цьому висока асиметрія навантаження сприяє затупленню вершини тріщини, знижуючи таким чином концентрацію напружень в її вершині. А низькоамплітудні циклічні навантаження сприяють загостренню вершини тріщини, чим підвищують концентрацію напружень і, тим самим, полегшують її подальший ріст за механізмом корозійно-утомного росту.

Висновки

1. На основі аналізу реального стану теплоенергетичного устаткування в Україні, напрямків його розвитку та типових причин виникнення пошкоджень лопаткового апарату намічено напрямки подальших досліджень для оцінювання технічного стану деградованого металу цих елементів парових турбін.
2. Фрактографічно показано, що докритичний ріст тріщини у зруйнованому диску однієї з секцій парової турбіни під час виходу генератора на робочий режим відбувався за міжзеренним механізмом внаслідок корозійно-утомного росту тріщини за умов значного перевантаження.
3. Виявлений характер корозійно-втомного руйнування елемента парової турбіни під час його експлуатації міг бути спричинений вимушеним переходом енергогенеруючих компаній України на маневрений режим експлуатації і збільшенням кількості пусків турбін, яке зумовлює значні перевантаження.

1. Офіційний сайт Міністерства палива та енергетики 5серпня2009рік http://mpe.kmu.gov.ua/fuel/control/uk/publish/article?art_id=157774&cat_id=35086
2. http://gska2.rada.gov.ua/pls/zweb_n/webproc34?id=&pf3511=35418&pf35401=143184
3. Слабченко О.Н. Расчеты на прочность элементов ступени паровой турбины //Учебн. пособ. – Харьков: НТУ ХПИ, 2007. – 204 с.
4. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. – М.: Типография "Новости", 2002. – 534 с.

5. Левин А.В., Боршанский К.Н., Консон Е.Д., Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. – 710 с.
6. Петухов А.Н. Метод оценки предела выносливости деталей при фреттинг-коррозии. // Тр. Центр. ин-та авиац. моторостр. – 1985. – №1109/3.
7. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – Киев: Техніка, 1970. – 395 с.
8. Костецкий Б.И. Поверхностная прочность материалов при трении. – Киев: Техніка, 1970. – 395 с.
9. Калда Г.С. Механізм руйнування металів в умовах фреттинг-коррозії при циклічному / Проблеми трибології. – 2002. – №2. – С. 15-19.
10. Шевеля В.В., Калда Г.С. Фреттинг-усталость металлов. – Хмельницький: Поділля, 1998. – 299 с.
11. Шевеля В.В., Калда Г.С., Соколан Е.С. Температурная зависимость фреттингостойкости / Проблемы трибологии. – 1998. – №2. – С. 77-81.
12. Шевеля В.В., Калда Г.С., Олександренко В.П., Шевеля И.В. Влияние термообработки стали на фреттинг-фактор при вибрационном проскальзывании / Проблеми трибології. – 2002. – №2. – С. 15-19.
13. Шевеля В.В., Шевеля И.В., Калда Г.С., Олександренко В.П. Микропластичность и коррозионная активность стали как факторы фреттингостойкости / Проблеми трибології. – 2001. – №2. – С. 14-18.
14. Калда Г.С. Внутреннее трение как фактор фреттингостойкости металлов / Проблеми трибологии. – 1998. – №3. – С. 99-102.
15. Шевеля В.В., Джымала Адам, Калда Г.С., Олександренко В.П., О роли механических и коррозионных процессов при фреттинге в среде авиационного топлива / Проблеми трибології. – 2002. – №1. – С. 44-47.
16. Ю.М. Ткачук, О.З. Студент Фреттинг-утома на межі розділу лопатка-диск парової турбіни як причина пошкодження диска в часі експлуатації / Наукові нотатки. – 2009. – №25. – С. 280-285.
17. Романив О.Н., Никифорчин Г.Н., Студент О.З. Об условиях инвариантности характеристик коррозионной трещиностойкости. – Физ.-хим. механика материалов. – 1981. – №3. – С. 24-33. (Romaniv O.N., Nikiforchin G.N., Student A.Z. Conditions of invariance of corrosion crack resistance characteristics / Materials Science. - 1982. - Vol. 17, N 3, P. 219–227.).
18. Nelson H.G., Williams D.P., Tetelman A.S. Embrittlement of ferrous alloys in a partially dissociated hydrogen environment – Met. Trans. – 1971. – 2, N4. – P. 953-959.