

Міністерство освіти і науки України
Національна металургійна академія України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Гречаного Олексія Миколайовича

УДК 621.771.004.15(043)

ДИСЕРТАЦІЯ

Удосконалення моделей надійності елементів механічних систем при їх комплексному пошкодженні на прикладі ресурсу прокатних валків і їх приводу

133 – «Галузеве машинобудування»

13 – «Механічна інженерія»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ О.М. Гречаний

Науковий керівник:

Білодіденко Сергій Валентинович
доктор технічних наук, професор.

Дніпро – 2021

АНОТАЦІЯ

Гречаний О.М. Удосконалення моделей надійності елементів механічних систем при їх комплексному пошкодженні на прикладі ресурсу прокатних валків і їх приводу – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування». – Національна металургійна академія України, Дніпро, 2020.

Дисертація присвячена дослідженню комплексних діагностичних показників і правилам їх об'єднання, за умов дії на окремий елемент механічної системи комплексу пошкоджуючих процесів.

У дисертаційній роботі отримані нові науково обґрунтовані теоретичні та експериментальні результати, що у сукупності є суттєвими для рішення актуальної задачі оцінки технічного стану вузлів, які потерпають від дії комбінації пошкоджуючих процесів, що в кінцевому результаті забезпечило підвищення надійності прокатних валків та елементів їхнього приводу.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше отримано нове правило об'єднання індивідуальних показників надійності в показник надійності всієї системи на підставі ресурсного індексу безпеки та на підставі розподілення Ліндлі.
- вперше розглянуто процес поступового змішаного руйнування прокатних валків при розвитку в них кругових дефектів. При цьому вперше сформовано послідовність зміни дотичних і нормальних напружень від силових параметрів прокатки в об'ємі валка за один його оберт
- отримав подальший розвиток спосіб врахування нестационарності навантаження при зростанні тріщини шляхом визначення еквівалентного напруження.
- вперше розроблена і експериментально підтверджена модель втомного змішаного руйнування, яка витікає з правила об'єднання ресурсних індексів безпеки.

Практичне значення розробленої методики полягає в можливості її використання при діагностуванні роботоздатного стану складних механічних систем, до яких відносяться основні технологічні вузли листопрокатного обладнання.

Отримана методика впроваджена в практику при проведенні ремонтів в цеху гарячої прокатки тонкого листа ПАТ «Запоріжсталь» (акт впровадження від 16.09.2020) та у навчальному процесі при підготовці бакалаврів та магістрів за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування в Національному Запорізькому університеті (акт використання від 03.09.2020).

Отримано нове правило об'єднання індивідуальних показників надійності в показник надійності всієї системи на підставі ресурсного індексу безпеки та на підставі розподілення Ліндлі.

Розглянуто процес поступового змішаного руйнування прокатних валків при розвитку в них кругових дефектів. При цьому вперше сформовано послідовність зміни дотичних і нормальних напружень від силових параметрів прокатки в об'ємі валка за один його оберт.

Вперше звернуто увагу на циклічність зміни напружень зсуву від зусилля прокатки відносно кругового дефекту, що призводить до виникнення механізму руйнування II моди. Розроблено сценарій втрати роботоздатності валків, пов'язаний з чергуванням дії механізмів руйнування за формулою $II \rightarrow II+III \rightarrow II+III+I$.

Експериментально отримано характеристики опору втомному руйнуванню валкових сталей для I і II мод, а також розроблено для них схематизовану кінетичну діаграму втомного руйнування.

Розроблено діагностичні моделі для вкладишів ковзання універсальних шпинделів листопрокатних станів, які ґрунтуються на експериментальних промислових дослідженнях. За рахунок залишення вкладишів в експлуатації на стадії їх прискореного зносу можна збільшити міжремонтний період гарантовано на 20 годин

Ключові слова: діагностування, технічний стан, прокатний валок, надійність, універсальний шпindelь.

Список публікацій здобувача:

- *включених до наукометричної бази «Scopus»:*

Belodedenko S. Prediction of operability of the plate rolling rolls based on the mixed fracture mechanism / S. Belodedenko, A. Grechany, A. Yatsuba. // Eastern-european journal of enterprise technologies. – 2018. – №1. – С. 4–11. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.122818

Application of risk-analysis methods in the maintenance of industrial equipment / S.V. Belodedenko, G. M. Bilichenko, O.M. Hrechanyi, M. S. Ibragimov. // Procedia Structural Integrity. – 2019. – №22. – С. 51–58. DOI:<https://doi.org/10.1016/j.prostr.2020.01.007>

- *включених до наукометричної бази «Web of Science»:*

Fatigue Resistance Models of Structural for Risk Based Inspection / S.Belodedenko, V. Hanush, A. Baglay, O. Hrechanyi. // Civil Engineering Journal. – 2020. – №6. – С. 375–383. DOI:<http://dx.doi.org/10.28991/cej-2020-03091477>

- *включених до наукометричної бази «Index Copernicus»:*

Belodedenko S. Risk indicators and diagnostic models for sudden failures / S. Belodedenko, A. Grechany, M. Ibragimov. // Scientific journal of the Ternopil national technical university. – 2017. – №4. – С. 111–118.

Встановлення закону розподілу поломок елементів прокатного стану з метою їх запобігання / О.М. Гречаний, І. А. Шевченко, Т. А. Васильченко, Ю. Г. Кобрін. // Региональный межвузовский сборник научных работ. Системные технологии.. – 2018. – №4. – С. 122–127.

Belodedenko S.V. Rules for Amalgamating the Reliability of Elements of Powertrain Systems at Maintenance / S. V. Belodedenko, V. I. Hanush, O. M. Hrechanyi. // Journal of Mechanics Engineering and Automation. – 2019. – №1. – С. 24–32. DOI: 10.17265/2159-5275/2019.01.003

Study and Development of Amalgamating Rules for the Reliability Indicators of Power train System Elements / S.V. Belodedenko, V.I. Hanush, O.M. Hrechanyi, M.S.

Ibragimov. // International Journal of Modern Studies in Mechanical Engineering. – 2019. – №5. – С. 18–29. DOI: <http://dx.doi.org/10.20431/2454-9711.0502003>

- включених до фахових виданнях, затверджених МОН України:

Малышев Г.П. Исследования надежности вкладышей шпиндельных устройств стана 1680 ЦХП-1 / Г. П. Малышев, А. Н. Гречаний. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2016. – №5. – С. 118–122.

Белодеденко С.В. Планирование режимов технического обслуживания металлургического оборудования на основании моделей «отложенного ремонта» / С. В. Белодеденко, А. Н. Гречаний, В. А. Чеченев. // *Збірник наукових праць ЗДІА «Металургія»*. – 2018. – №1. – С. 119–125.

Білодіденко С.В. Дослідження правил об'єднання показників надійності елементів технічної системи / С. В. Білодіденко, Г. М. Біліченко, О. М. Гречаний. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2018. – №7. – С. 10–16.

Применение моделей диагностических параметров в виде случайного процесса для контроля состояния технических систем / С. В. Белодеденко, В. И. Гануш, А. Н. Гречаний, М. С. Ибрагимов. // *Збірник наукових праць ЗДІА «Металургія»*. – 2018. – №2. – С. 115–119.

Гречаний О.М. Використання частотних моделей під час технічної діагностики несправностей металургійного обладнання / О. М. Гречаний, Ю. Г. Кобрін, І. А. Шевченко та ін. // *Збірник наукових праць інженерного інституту Запорізького національного університету «Металургія»*. – 2019. – №1. – С. 95–100.

- патенти України:

Стенд для дослідження матеріалів на тертя та знос: АС 131442 UA : МПК G01N 3/56 (2006.01) / Шевченко І.А., Васильченко Т.А., Кобрін Ю.Г., Гречаний О.М. – № u201805516, заявл.06.08.2018; опубл.10.01.2019, Бюл. №1, 5 с.

- які засвідчують апробацію матеріалів дисертації на наукових конференціях та семінарах:

Білодіденко С.В., Гречаний А.Н., Яцуба А.В. Методы ресурсной механики машин для повышения их надежности и безопасности. *Механіка машин – основна*

складова прикладної механіки : матеріали Всеукр. наук.-техн. конф. Дніпро : НМетАУ, 2017. С. 35-38.

Гречаний О.М. Дослідження проблеми виконання своєчасних ремонтних робіт шпіндельних пристроїв прокатних станів. *Сучасні технології промислового комплексу* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф. Херсон : ХНТУ, 2017. С.115

Белодеденко С.В., Гречаний А.Н., Ибрагимов М.С. Показатели риска и диагностические модели при внезапных отказах. *Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування та прогнозування* : Праці V Міжнар. наук.-техн. конф. Тернопіль : ТНТУ, 2017. С. 118–122.

Білодіденко С.В., Баглай А.В., Гречаний О.М. Пошук функцій розподілу довговічностей для параметричних моделей. *Modern methods, innovations, and experience of practical application in the field of technical sciences* : international research and practice conference Radom, Republic of Poland : Book of Abstracts. Radom Academy of Economics, 2017. P. 102-106

S.Belodedenko, G. Bilichenko, A. Baglay, A. Grechany Fatigue resistance models of structural for RBI-maintenance. *Proceedings of the 19th International Colloquium on Mechanical Fatigue of Metals* : Book of Abstracts. Universidade do Porto – Faculdade de Engenharia. Porto, 2018. P. 77–78.

Belodedenko S.V., Bilichenko G.M., Hrechanyi O.M., Ibragimov M.S. Application of risk-analysis methods in the maintenance of industrial equipment. *Proceedings of the First International Symposium on Risk Analysis and Safety of Complex Structures and Components* : Book of Abstracts. Universidade do Porto – Faculdade de Engenharia. Porto, 2019. P. 340–342.

Belodedenko S.V., Hanush V.I., Hrechanyi O.M. Experimental verification of the survivability model under mixed I+II mode fracture for steels of rolling rolls. *Proceedings of the First Virtual Conference on Mechanical Fatigue*: Book of Abstracts. Universidade do Porto – Faculdade de Engenharia. Porto, 2020. P. 63–64.

- *які додатково відображають наукові результати дисертації:*

Белодеденко С.В. Модели «отложеного ремонта» для обслуживания механических систем / С. В. Белодеденко, А. Н. Гречаний, М. С. Ибрагимов. // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2017. – №3. – С. 6–14.

Планування періодичності контролю технічних систем на підставі моделей діагностичних параметрів у вигляді випадкового процесу / С. В. Білодіденко, В. І. Ганущ, О. М. Гречаний, М. С. Ібрагімов. // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2018. – №4. – С. 21–26.

ABSTRACT

Hrechanyi O.M. Improvement of models of reliability of elements of mechanical systems at their complex damage on examples of a resource of rolled rolls and their drive. – Qualifying scientific work on the manuscript.

Dissertation for obtaining the scientific degree of of the doctor of philosophy on a specialty 133 – " Industry engineering". – National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnipro, 2020.

The dissertation is concentrated on the research of complex diagnostic indicators and the rules of their combination, under the conditions of action on a separate element of the mechanical system of the complex of damaging processes.

In the dissertation work, new scientifically substantiated theoretical and experimental results were obtained, which in aggregate are important for solving the urgent problem of assessing the technical state of units suffering from a combination of damaging processes, which ultimately ensured an increase in the reliability of rolls and their drive elements.

Scientific novelty of the results obtained:

- for the first time, a new rule was obtained for combining individual reliability indicators into an indicator of the reliability of the entire system based on the resource safety index and based on the Lindley distribution.
- for the first time, the process of gradual mixed destruction of rolls with the development of circular defects in them is considered. At the same time, for the first

time, a sequence of changes in the tangential and normal stresses from the force parameters of rolling in the volume of the roll for one revolution was formed

- the method of taking into account the nonstationarity of the load during crack growth by determining the equivalent stress was further developed.

- for the first time, a model of fatigue mixed rupture was developed and experimentally confirmed, which follows from the rule for combining resource safety indices.

The practical significance of the developed technique lies in the possibility of its use in diagnostics of the operational state of complex mechanical systems, which include the main technological units of sheet-rolling equipment.

The resulting technique was introduced into practice when carrying out repairs in the hot rolling department of a thin sheet of PJSC «Zaporizhstal» (implementation act dated 09.16.2020) and in the educational process in the preparation of bachelors and masters in specialty 133 - Industrial engineering at the National Zaporizhzhya University (act of use dated 03.09.2020).

A new rule was obtained for combining individual reliability indicators into an indicator of the reliability of the entire system based on the resource safety index and on the basis of the Lindley distribution.

The process of gradual mixed destruction of rolls with the development of circular defects in them was considered. In this case, for the first time, a sequence of changes in the tangential and normal stresses from the force parameters of rolling in the volume of the roll for one revolution is formed.

For the first time, attention is paid to the cyclic change in shear stresses from the rolling force relative to a circular defect, which leads to the appearance of a mode II fracture mechanism. A scenario has been developed for the loss of rolls operability associated with the alternation of the action of destruction mechanisms according to the formula $II \rightarrow II + III \rightarrow II + III + I$.

The characteristics of resistance to fatigue fracture of roll steels for modes I and II have been obtained experimentally, and schematized kinetic diagrams of fatigue fracture have been developed for them.

Diagnostic models for sliding liners of universal spindles of sheet rolling mill have been developed, based on experimental industrial research. Due to the continued operation of the liners at the stage of accelerated wear, it is possible to increase their overhaul period guaranteed by 20 hours.

Key words: diagnosing, technical condition, rolling roll, reliability, universal spindle.

ЗМІСТ

стор.

ВСТУП

РОЗДІЛ 1

ОБ'ЄДНАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ В НАДІЙНІСТЬ СИЛОВОЇ СИСТЕМИ.....	19
1.1 Підходи щодо дослідження надійності механічних систем.....	19
1.2 Аналіз моделей розподілення довговічності за літературними даними	24
1.3 Правила об'єднання індивідуальних показників надійності в надійність силового агрегату.....	36
1.4 Походження ресурсного індексу безпеки	45
1.5 Індекс безпеки систем	47
1.6 Знаходження об'єданого індексу безпеки для системи пошкоджуючих процесів	50
1.7 Висновки	58

РОЗДІЛ 2

ПРОГНОЗУВАННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ЛИСТОПРОКАТНИХ ВАЛКІВ НА ОСНОВІ ЗМІШАНОГО МЕХАНІЗМУ РУЙНУВАННЯ.....	60
2.1 Технологічні аспекти оцінки роботоздатності прокатних валків з точки зору їхньої надійності	60
2.2 Проблема оцінки технічного стану валків в аспекті їхнього обслуговування	65
2.3 Стан досліджень в області прогнозування ресурсу прокатних валків ..	68
2.3 Особливості напруженого стану металу в об'ємі валка	73
2.4.1 Деякі результати досліджень опору утоми при поперечному вигині.	75
2.4.2 Історія навантаження.....	80
2.4.3 Визначення швидкості розвитку дефекту методом кривих живучості.....	82
2.4.4 Модель опору розвитку втомної тріщини	83

2.5 Висновки	11	
2.5 Висновки	91	
РОЗДІЛ 3		
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШАНОГО		
РУЙНУВАННЯ ВАЛКОВИХ СТАЛЕЙ		93
3.1 Передумови досліджень	93	
3.2 Загальні закономірності поведінки матеріалів при II моді руйнування і підходи до оцінки ресурсу при змішаному руйнуванні.....	94	
3.3 Методика досліджень	98	
3.3.1 Зразки для випробувань	98	
3.3.2 Випробувальні режими і параметри, що контролюються.....	99	
3.3.3 Силкові чинники при чотирьох точковому згині	100	
3.3.4 Визначення КІН при чотирьох точковому згині.....	102	
3.3.5 Апроксимація КІН стосовно обраних умов досліджень	103	
3.4 Результати досліджень та їх обговорення.....	106	
3.4.1 Особливості руйнування зразків.....	106	
3.4.2 Криві втоми.....	110	
3.4.3 Кінетика зростання втомних тріщин	112	
3.4.4 Визначення значення показника циклічної в'язкості руйнування для чистої II моди за результатами випробувань при змішаному руйнуванні	117	
3.4.5 Криві живучості.....	119	
3.5 Висновки	123	
РОЗДІЛ 4		
ПЛАНУВАННЯ ПЕРІОДИЧНОСТІ КОНТРОЛІВ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ		
ЗА ДОПОМОГОЮ ПАРАМЕТРИЧНИХ ДІАГНОСТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ. 127		
4.1 Алгоритм пошуку функцій розподілу ресурсу для параметричних моделей.....	128	
4.2 Встановлення залишкового ресурсу деталей.....	137	
4.2.1. Прогнозування ресурсу для параметричної моделі з катастрофічною ділянкою	137	

4.2.2 Дослідження процесу зношування вкладишів універсальних шпинделів прокатних станів і визначення критичної швидкості зносу ...	140
4.3 Алгоритм планування періодичності контролів для моделі випадкового процесу	151
4.4 Висновки	155
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	158
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	161
ДОДАТОК А	177
ДОДАТОК Б	178
ДОДАТОК В.....	179
ДОДАТОК Г	180

ВСТУП

Актуальність теми. Більшість об'єктів промислового обладнання при експлуатації потерпають від дії комплексу пошкоджуючих процесів, які призводять до несправного або нероботоспроможного стану. За втратою обладнанням експлуатаційних властивостей, здебільшого, стоїть деградація матеріалів, з яких воно виготовлене. Серед деградаційних процесів найбільш розповсюджені знос і втома, які мають різноманітні походження і проявлення. Безпечна і надійна експлуатація потребує супроводжуючого контролю технічного стану об'єктів, який оцінюється за комплексними показниками.

На сучасному етапі розвитку науки для забезпечення безпеки широко застосовується, так звана, теорія індивідуальної конструкційної надійності. Однією з проблем при її реалізації є поєднання показників надійності для конструкційних та для функціональних відмов. У теорії технічного обслуговування граничний стан визначається моментом переходу системи в відповідну фазу технічного стану, облік кількості яких має тенденцію до збільшення. Така ж тенденція спостерігається і в частині врахування кількості пошкоджуючих процесів, що діють на об'єкт. Особливо це стосується комбінованого навантаження, при якому спостерігається змішане руйнування. Вирішення цієї проблеми передбачає комплексний системний аналіз роботоспроможності об'єкту, а також комплексних показників технічного стану конструкцій.

На безпеку експлуатації значимо впливають не стільки штатні умови роботи, скільки їх екстремальні прояви. До них відносяться заключні етапи пошкоджуючих процесів, такі як розвиток тріщин при циклічному навантаженні і стадія катастрофічного зносу. В умовах комплексу деградаційних процесів, розвиток яких не обмежується їх сталим етапом, значною мірою, експлуатуються листопрокатні валки і елементи їхнього приводу. Такі об'єкти потребують створення діагностичних моделей для визначення їх фактичного технічного стану.

Таким чином, тема роботи, яка присвячена дослідженню комплексних діагностичних показників і правилам їх об'єднання, за умов дії на окремий елемент

механічної системи комплексу пошкоджуючих процесів є актуальною. Особливу вагу цьому твердженню надає те, що практичне застосування теоретичних розробок відноситься до основних технологічних вузлів листопрокатного обладнання.

Вагомий внесок в розвиток методів технічного обслуговування і діагностування головних ліній прокатних станів зробили такі вчені, як Большаков В.І., Вереньов В.В., Плахтин В.Д., Коновалов Л.В. Безпосередньо роботоздатність прокатних валків була предметом досліджень таких вчених, як Полухін П. І., Третьяков А.В., Гарбер Е.А., Гребенік В.М., Вафін Р.К. В дослідженнях змішаного руйнування при комбінованому циклічному навантаженні значних результатів досягли Поклуда Й., Річард Г., Цибаньов Г.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи пов'язана з напрямком наукової діяльності кафедри «Машини і агрегати металургійного виробництва» Національної металургійної академії України – «Технічне обслуговування та діагностування механічних систем за контролем їх безпеки та ризику».

Дисертація є складовою частиною науково-дослідної роботи «Дослідження правил об'єднання показників надійності елементів силових систем стосовно стратегії обслуговування промислового обладнання за фактичним технічним станом» (державна реєстрація № 0119U100885) при участі здобувача як виконавця.

Мета та завдання дослідження.

Метою дисертації є удосконалення технічного обслуговування елементів механічних систем, які потерпають від комбінації пошкоджуючих процесів на прикладі прокатних валків та вузлів їхнього приводу. Означена мета досягається шляхом розробки діагностичних моделей, які враховують змішаний характер руйнування матеріалів, і ґрунтуються на неконсервативних правилах об'єднання показників пошкодження деградаційних процесів.

Відповідно до зазначеної мети в роботі поставлені наступні задачі:

1) проаналізувати діючі правила об'єднання індивідуальних показників надійності в надійність систем;

2) запропонувати неконсервативні алгоритми об'єднання для комплексу деградаційних процесів, які діють на відповідальні елементи силових систем;

3) застосувати розроблені алгоритми для оцінки технічного стану листопрокатних валків, що експлуатуються в умовах розвитку кругового дефекту і змішаного руйнування;

4) експериментально дослідити поведінку валкових сталей в умовах змішаного руйнування і отримати моделі живучості прокатних валків;

5) розробити алгоритм визначення ресурсних індексів безпеки для деградаційних процесів зношувального характеру, які моделюються параметричними моделями;

6) розробити діагностичні моделі для вкладишів ковзання універсальних шпинделів листопрокатних станів.

Об'єкт дослідження: процеси технічного обслуговування і їх моделювання для листопрокатних валків і елементів їхнього привода.

Предмет дослідження: показники надійності і безпеки механічних силових систем, а також процеси змішаного руйнування і катастрофічного зносу.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконані з використанням фундаментальних закономірностей і аналітичних методів математичної статистики і ризик-аналізу, теорії технічного обслуговування, теорії надійності складних технічних систем. Експериментальні дослідження виконано з урахуванням методів експериментальної механіки за допомогою атестованої випробувальної техніки і апаратури. Обробку експериментальних результатів і побудову моделей виконано з використанням методів планування експерименту, теорій опору втомі і механіки руйнування.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше отримано нове правило об'єднання індивідуальних показників надійності в показник надійності всієї системи на підставі ресурсного індексу безпеки та на підставі розподілення Ліндлі. Знайдена структура об'єднаних формул, які позбавлені зайвого консерватизму при розрахунках надійності

системи. Нове правило рекомендовано застосовувати при великій кількості пошкоджуючих процесів, що діють на механічну систему.

2. Вперше розглянуто процес поступового змішаного руйнування прокатних валків при розвитку в них кругових дефектів. При цьому вперше сформовано послідовність зміни дотичних і нормальних напружень від силових параметрів прокатки в об'ємі валка за один його оберт. Вперше звернуто увагу на циклічність зміни напружень зсуву від зусилля прокатки відносно кругового дефекту, що призводить до виникнення механізму руйнування II моди. Розроблено сценарій втрати роботоспроможності валків, пов'язаний з чергуванням дії механізмів руйнування за формулою $II \rightarrow II+III \rightarrow II+III+I$.

3. Отримав подальший розвиток спосіб врахування нестационарності навантаження при зростанні тріщини шляхом визначення еквівалентного напруження. В свою чергу, воно визначається з побудованих кривих живучості, які мають однаковий нахил і апроксимовані ступеневим рівнянням із показником, що дорівнює 2, незалежно від механізмів руйнування, за якими зростає круговий дефект в прокатних валках. Внаслідок цього з'ясовано, що швидкість його зростання ϵ , практично, незмінною, якщо не змінюється механізми змішаного руйнування.

4. Вперше розроблена і експериментально підтверджена модель втомного змішаного руйнування, яка витікає з правила об'єднання ресурсних індексів безпеки. Вона не потребує знаходження ефективного КІН, а ґрунтується на побудові кривих живучості для чистих мод. Живучість при змішаному процесі визначається як результат об'єднання окремих процесів руйнування.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Розроблена методика випробувань зразків на чотирьох точковий згин з визначенням циклічної в'язкості, як змішаного руйнування, так і руйнування при чистій II моді. З врахуванням цього розроблено алгоритм оцінки живучості при змішаному руйнуванні. Результати використано в навчальному процесі Запорізького національного університету (акт використання від 03.09.2020).

2. Розроблено рекомендації з діагностування технічного стану і з визначення залишкового ресурсу вкладишів універсальних шпинделів прокатних станів, які використано в цеху гарячої прокатки тонкого листа металургійного комбінату «Запоріжсталь» (акт використання від 16.09.2020).

3. Розроблено рекомендації щодо діагностування технічного стану листопрокатних валків і визначення розміру допустимих дефектів в залежності від умов експлуатації.

Особистий внесок здобувача. У дисертації не використані ідеї співавторів публікацій. Усі принципові теоретичні й експериментальні результати, що отримані в дисертації, базуються на дослідженнях, проведених автором самостійно. Особистий внесок здобувача в публікаціях зі співавторами полягає в наступному: алгоритм визначення живучості прокатних валків [86]; правило об'єднання показників надійності на підставі розподілення Ліндлі [46,91,45,48,87,138]; знаходження об'єданого індексу безпеки [47,133,143,136,137,145]; визначення параметрів розподілення відмов [140,142,135]; пошук індексу безпеки для параметричних моделей [88], визначення параметрів випадкового процесу [144,139,146], ідея створення стенду для випробувань при комбінованих пошкоджуючих процесах [125], обробка результатів випробувань [123].

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи доповідалися на: Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні методи, інновації та досвід практичного застосування в галузі технічних наук» (м. Радом, Польща, 2017 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології промислового комплексу» (м. Херсон, 2017 р.); V Міжнародній науково-технічній конференції «Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування та прогнозування» (м. Тернопіль, 2017 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» (м. Дніпро, 2017 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Надійність і динаміка важких машин RDHM-2018» (м. Дніпро, 2018 р.); XIX Міжнародному колоквиумі з механічної втоми металів (м. Порто, 2018 р.); I Міжнародному

симпозіумі з аналізу ризиків і безпеки складних конструкцій (IRAS 2019, м. Порто, 2019 р.); Першій віртуальній конференції з механічної втоми (VCMF2020, м. Порто, 2020 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації викладено у 22 наукових працях, в тому числі: 5 статей у наукових фахових виданнях, затверджених ДАК МОН України, 2 – опубліковано у виданнях, що індексуються у міжнародній науково-метричній базі Scopus, 1 – опублікована у виданні, що індексується у міжнародній науково-метричній базі Web of Science, 4 – опубліковані у виданнях, що індексуються у міжнародних науково-метричних базах (Index Copernicus, Google Scholar, 2 статті – додаткові, 1 патент України на корисну модель, 7 матеріалів праць і тез науково-технічних конференцій.

Структура дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів з висновками по кожному розділу, загальних висновків, переліку використаних літературних джерел та 4 додатків.

Основний текст роботи викладено на 140 сторінках. Дисертація містить 54 рисунка та 16 таблиць. Список літературних джерел із 146 найменувань, з урахуванням публікацій автора, розміщено на 16 сторінках.

Дисертацію оформлено в одному томі. Повний обсяг дисертації 180 сторінок.

РОЗДІЛ 1

ОБ'ЄДНАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ В НАДІЙНІСТЬ СИЛОВОЇ СИСТЕМИ

1.1 Підходи щодо дослідження надійності механічних систем

На сучасному етапі розвитку науки для забезпечення безпеки широко застосовується, так звана, теорія індивідуальної конструкційної надійності (name of individual structural reliability). Однією з проблем при її реалізації є поєднання показників надійності для конструкційних та для функціональних відмов. Це гостро відчувається при проектуванні, як унікальних, переважно, невідновлювальних об'єктів, так і об'єктів, відмова яких призводить до великих втрат. Вирішення цієї проблеми передбачає комплексний системний аналіз роботоспроможності об'єкту, а також комплексних показників технічного стану конструкцій.

Імовірність безвідмовної роботи (ІБР) використовується як комплексний діагностичний показник для систем масового виробництва. У класичній постановці ІБР характеризує відносну кількість відмов. Для окремого елемента механічної системи ІБР перестає характеризувати відносну кількість відмов. Тому для нього необхідні показники, наповнені фізичним змістом. В цьому аспекті перспективним є отримання діагностичного показника, пов'язаного із залишковим ресурсом.

Поєднати різномірні непорівнянні показники якісного та кількісного аналізів, з різним ступенем ідентифікації (невизначеності) можна методами нечіткої логіки. Вона оперує не тільки з математичними, але і з лінгвістичними змінними, що дозволяє враховувати, наприклад, якісні експертні оцінки поряд із кількісними параметрами кінетичних моделей. Це важливо для сучасних виробництв, де контролюється значно більше параметрів, аніж їх фактична кількість, що впливає на розвиток дефектів.

В питаннях оцінки надійності прослідковуються два підходи. *Об'єднаний підхід* полягає у тому, що випробуванням або спостереженням піддається вся механічна система, у цілому. В якості первинної інформації використовується час напрацювання на відмову t_{Σ} , після чого утворюється статистична вибірка з n членів. Вона оброблюється відповідними методами, після чого встановлюється вид функції надійності $P_{cl}(t)$ (рис. 1.1). такий підхід іноді називають класичним (classical reliability methods) [1]. В ньому домінують математико-статистичні методи, інваріантні до виду відмови. Вони розроблені, в першу чергу, для електронних систем з великою кількістю паралельно працюючих елементів, котрі піддаються раптовим відмовам. Для силових механічних систем, котрі представляють, переважно, послідовну структурну схему елементів, які піддаються поступовому впливу декількох деградаційних процесів, вказані методи погано адаптуються.

Основна проблема об'єданого підходу пов'язана з обмеженістю вибірки числа факторів відмови n , що не дозволяє коректно встановлювати форму функції надійності. Випробування на надійність крупних механічних систем занадто дорогі, тому вигідно досліджувати надійність у процесі експлуатації. Но на значному інтервалі служби виробу з ладу виходять тільки його некритичні елементи. Зацікавленість же представляє інформація, котра сприяє страхуванню від значних збитків.

Таку інформацію у достатній кількості можна отримати на більш низькому рівні, випробовуючи малогабаритні елементи конструкцій. Стосовно до цього, розроблені алгоритми отримання функцій розподілу довговічності T_P (ФРД) окремих критичних елементів структури механічної системи.

В цьому полягає *індивідуальний підхід* до оцінки надійності, котрий також називають структурним (structural reliability methods) [1]. На підставі з'єднання по відповідним правилам сімейства функцій T_P отримують функцію надійності $P_{st}(t)$ (рис. 1.1). При індивідуальному підході використовуються ймовірностно-

фізичні методи, що враховують природу деградаційних процесів та взаємовплив елементів [2, 3].

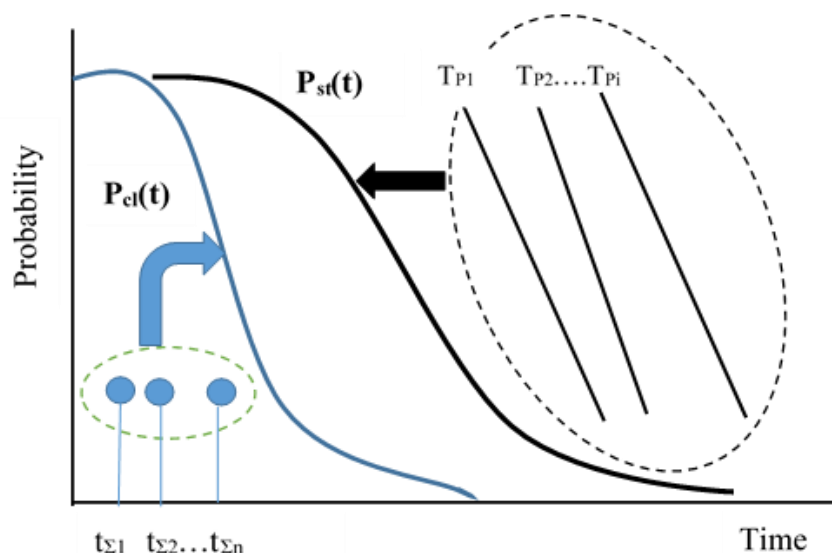


Рисунок 1.1 – Два підходи до оцінки надійності систем

У сучасній теорії технічного обслуговування граничний стан визначається моментом переходу системи в відповідну фазу технічного стану, облік кількості яких має тенденцію до збільшення [2]. Така ж тенденція спостерігається і в частині врахування кількості пошкоджуючих процесів, що діють на систему. Все це показує, що ресурсні показники самі по собі стали носити комплексний характер. Актуальність їх застосування висловилося в появі напрямку під назвою ресурсна механіка машин [3-8].

Математико-статистичні методи класичного підходу варто застосовувати в стратегіях обслуговування з контролем надійності (reliability centered maintenance – RCM). Це відноситься до об'єктів крупносерійного виготовлення, значна кількість однотипних екземплярів яких експлуатується в ідентичних умовах. Для об'єктів дрібносерійного, унікального виготовлення актуально застосовувати стратегію обслуговування з контролем безпеки і ризику (risk based inspection – RBI). Їй адекватний індивідуальний підхід разом з ймовірно-фізичними методами. Однак, не варто протиставляти два підходи, потрібно вміло використовувати переваги обох методів [1].

При оптимізації періодичності інспекцій за критерієм мінімуму вартості експлуатації слід мати функцію надійності $P(t)$. У традиційних алгоритмах оптимізації Диллона, Фама, Крісті її отримують класичними методами [9-11]. При цьому функція $P(t)$ оцінюється апостеріорно за фактами відмов системи. Останні мають різний масштаб по збитку, внаслідок чого функція надійності отримує «розмазаний» характер. Це веде до зменшення межінспекційних періодів і надмірної опіки над обладнанням (ефект *overmaintenance*).

Розвиток засобів технічної діагностики дало можливість контролювати найбільш небезпечні пошкодження втомного типу. Це призвело до появи алгоритмів Reliability Based Optimization (RBO) [12-15]. У них функція надійності оцінюється на основі ймовірності виявлення дефектів (POD). Їх критичні розміри і інтенсивність росту прогножуються ймовірнісно-фізичними методами. А саме, застосовуються, як моделі механіки руйнування, так і моделі опору втомі (S-N models) [16]. Ефективність RBO-алгоритмів висока, якщо відомий тип тріщини. Фактично, тут використовується принцип «слабкої ланки». При багатоджерельному пошкодженні отримані показники надійності потрібно якимось об'єднувати.

Процедура об'єднання актуальна при використанні структурних методів надійності. Це може стосуватися, як випадку дії комплексу пошкоджуючих процесів $D_{1..k}$ на структурний елемент E (рис. 1.2, а), так і випадку дії певного пошкоджуючого процесу D_1 на систему з елементів $E_{1..i}$ (рис. 1.2, б). Кожен процес $D_{1..k}$, кожен елемент $E_{1..i}$ мають деякий рівень критичності, відповідно, $u_{1..k}$ і $u_{1..i}$ з точки зору їх відмови. В загальному випадку за індивідуальними показниками надійності P_{ik} або безпеки (ризик) β_{ikP} отримують загальні показники системи $P_{\Sigma}(t)$ і $\beta_{\Sigma P}(t)$, котрі змінюються з часом експлуатації t (рис. 1.2, в).

Концепція прийняттого ризику, на якій базується теорія безпеки промислових об'єктів, передбачає поетапне перепризначення термінів служби: від проектного –

до вихідного, і далі – до залишкових ресурсів (updating). Питання форм и ФРД та зворотної до неї функції надійності $P(t)$ є ключовим у даному випадку.

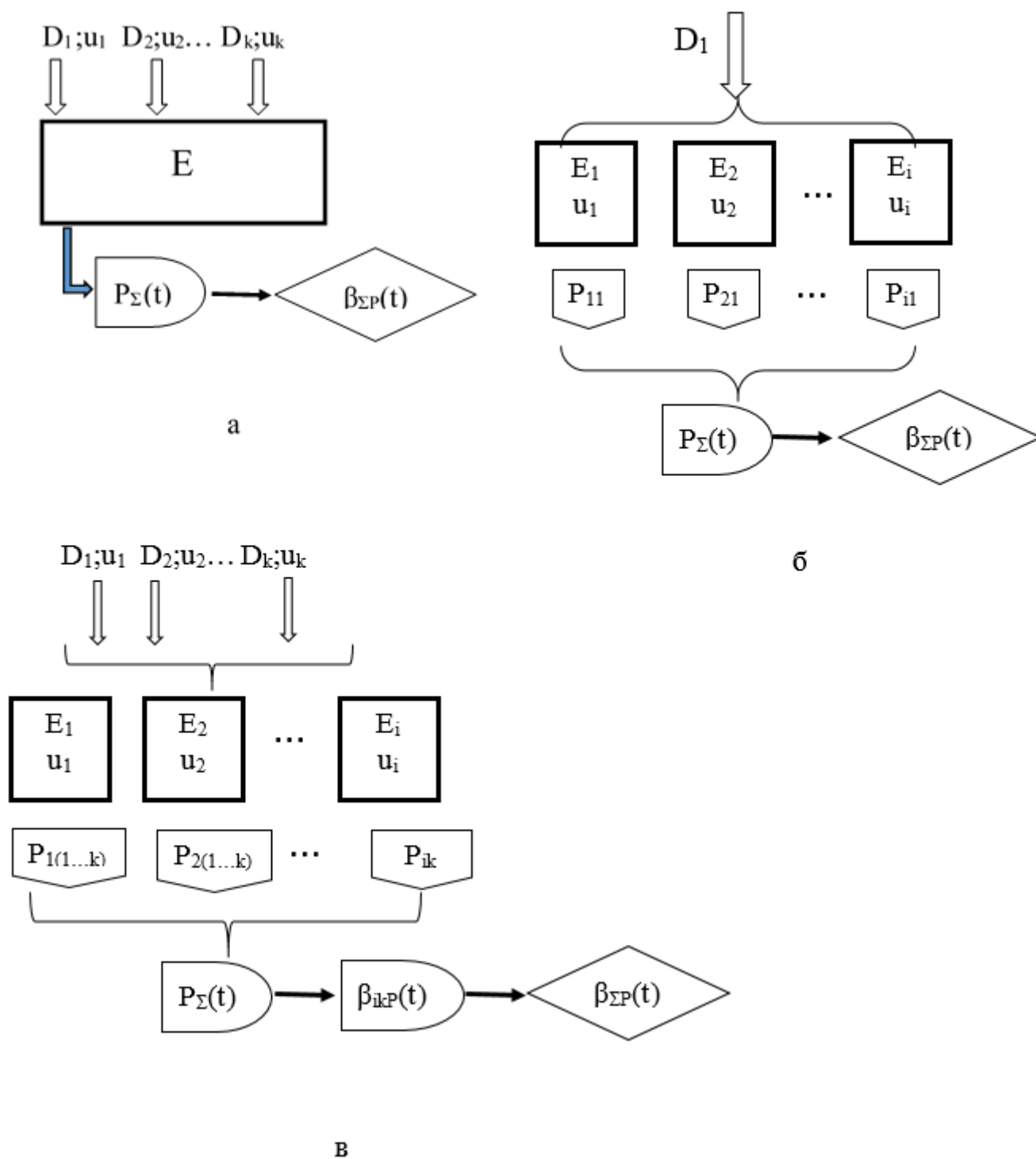


Рисунок 1.2 – Схема вирішення проблеми надійності P та безпеки β силових механічних систем, які являють комплекс пошкоджуючих процесів D

(а), систему послідовних елементів E (б), а також схема для загального випадку системи з D_k – процесів та E_i – елементів (в).

Якщо при класичному підході за первісний показник системи вважається функція надійності (яка здебільшого має апостеріорний характер), то при структурному підході за первісний показник слід приймати ФРД елементів, що має апріорний характер.

Концепція прийняттого ризику, на якій базується теорія безпеки промислових об'єктів, передбачає поетапне перепризначення термінів служби: від проектного – до вихідного, і далі – до залишкових ресурсів (updating). Питання форм и ФРД та зворотної до неї функції надійності $P(t)$ є ключовим у даному випадку. Якщо при класичному підході за первісний показник системи вважається функція надійності (яка здебільшого має апостеріорний характер), то при структурному підході за первісний показник слід приймати ФРД елементів, що має апріорний характер.

Актуальність об'єднаних алгоритмів при обслуговуванні обумовлена тим, що планування відновлювальних операцій відбувається, як мінімум, на рівні машини, тому що нераціонально призначати інспектування лише для одного елемента, оскільки під цей час вся система не зможе працювати.

1.2 Аналіз моделей розподілення довговічності за літературними даними

В математичній статистиці відомо велику кількість залежностей, які використовуються для апроксимації розподілу випадкових величин. Їх вибір здійснюється по відомим алгоритмам, більш складним або спрощеним. Ця процедура доволі рутинна, тому у даний час розроблені інструменти для її автоматизованого розрахунку. До таких відноситься лінійний регресійний аналіз, адаптований під середовище Excel. За його допомогою можна вирівнювати розподілення експериментальних даних навіть порівняно складним трьохпараметричним законом Вейбулла [17].

На характер розподілу довговічностей впливають безліч чинників. В рамках кінетичної параметричної моделі довговічність T_0 можна представити як результат перехрещення деградаційним процесом $y(t)$ (зовнішній фактор) межі опірності системи $Y(t)$ (внутрішній фактор) (рис. 1.3). Звідкіля видно, що діапазон розсіювання довговічностей залежить від його середньої величини T_0 , з її ростом збільшується і стандартне відхилення LDF. Окрім того, істотну роль відіграє коефіцієнт варіації інтенсивності процесу ν_y . Чим він більший, тим більше не тільки варіація прогнозованих довговічностей, але і їх розподілення стає асиметричним (графік щільності розподілу $pdf(T_2)$) (рис. 1.3)). При малих величинах ν_y утворюються низькі коефіцієнти варіації довговічностей ν_T . Якщо його величина менша 25%, то для LDF можливо використовувати нормальний закон $pdf(T1)$ (рис. 1.3) [18]. Така ситуація характерна для заносних деградаційних процесів, які протікають при постійних параметрах режиму (однорежимні процеси). Зазвичай збиток від відмов цього типу невеликий, і можливо використовувати коригуючу стратегію обслуговування CM (рис. 1.3).

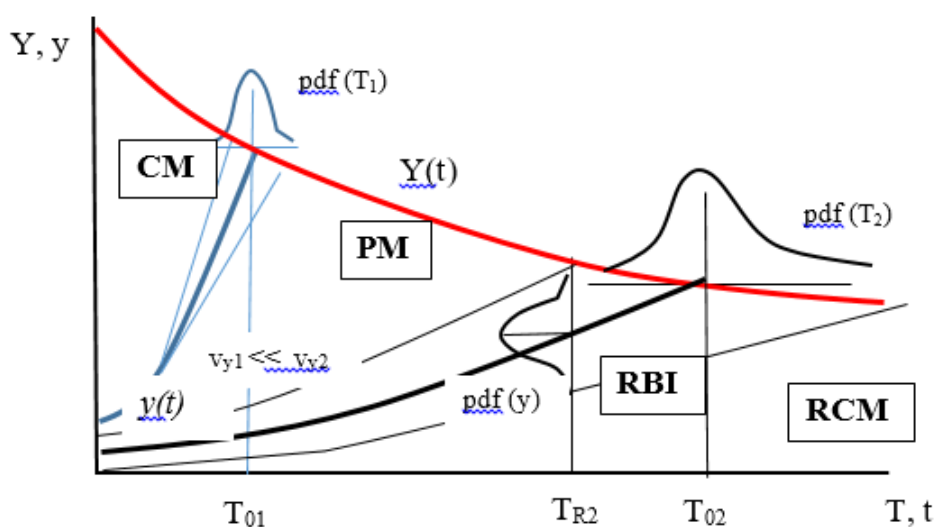


Рисунок 1.3 – Кінетика вимірювань параметра деградаційного процесу $y(t)$ та границі опірності $Y(t)$, а також схема отримання розподілення довговічностей

$pdf(T)$ при варіації параметра v_{y1} (однорежимний процес) та v_{y2}
(багаторежимний процес).

Природа втомних деградаційних процесів характеризується високими величинами v_y та v_T . Цьому також сприяє і багаторежимність експлуатації. Ефект багато режимності, який проявляється в збільшенні величини v_y , діє також при переході до силової системи з паралельно працюючими елементами. Тому, для LDF в цих ситуаціях традиційно використовується логарифмічний нормальний закон та закон Вейбулла. В першому випадку асиметрія досягається за рахунок зміни шкали часу, а в іншому – за рахунок введення параметру форми. Для подібних розподілів важливе значення має величина гарантованого ресурсу T_R , що забезпечує безпечність R . Ресурс має детерміновано-стохастичне походження. Тобто, є граничний детермінований мінімум довговічності, який визначається інтенсивністю деградаційного процесу, нижче якого ресурс не опускається. Максимум довговічності визначається властивостями спостережуваного стохастичного розподілу. Таке трактування підходить під асиметричний вид LDF.

Величина T_R є умовною межею між стратегією превентивного обслуговування (PM, рис. 1.3) і стратегією RBI з прийнятним рівнем ризику (рис. 1.3). При цьому ймовірність безвідмовної роботи P значно вище 50%. У стратегіях RCM допускається експлуатація об'єктів, у яких ймовірність відмови перевищує 50 %. Тому при використанні величини P як діагностичної ознаки, більший інтерес представляє або ліва гілка графіка $pdf(T)$ (стратегія RBI), або його права гілка (стратегія RCM).

Не менш істотний вплив на форму LDF надає зміна показників опірності системи. Найчастіше кінетичні моделі використовують для діагностування справного стану технічної системи. Під деградаційним процесом $y(t)$ в цьому випадку мається на увазі тренд показника ефективності машини (продуктивність, ККД, точність і т.п.). Тоді можна вважати $Y = const$. Але для оцінки працездатних станів, котрі виконується в рамках індивідуального підходу, така постановка надмірно спрощує задачу.

Для механічних систем з послідовною структурою елементів слід враховувати взаємну статистичну залежність і динамічну взаємодію між навантаженням і міцністю. Це відноситься до оцінки надійності за принципом раптової відмови, коли надійність представляється як нормально розподілена функція індексу безпеки Корнелла. Тоді необхідно замість фіксованих значень міцності і навантаження застосовувати їх тимчасові функції [19]. Завдяки цьому, вдається уникнути надмірно консервативної оцінки надійності. Наприклад, коли звичайний алгоритм оцінки надійності показує її повне вичерпання, алгоритм з урахуванням динамічної взаємодії дає прогноз $P = 0,5$, що ближче відповідає реальності [19].

Окрім розглянутих факторів у вигляді функцій $y(t)$ і $Y(t)$, що безпосередньо впливають на вид LDF, при її пошуку слід враховувати і фактор масштабу. Він особливо важливий при індивідуальному підході до оцінки надійності систем. Під масштабним фактором розуміються не тільки розміри конструкції, але і кількість структурних елементів системи. Останнє тлумачення не повинно викликати суперечок, оскільки добре відомі правила об'єднання окремих ймовірностей в спільну з урахуванням взаємозв'язку структур.

Зв'язок же між розмірами і параметрами LDF опосередковано можна простежити завдяки кінцевій моделі слабких зв'язків (weakest-link model) для втомної довговічності квазікрихкого тіла [20]. Її можна розглядати як оригінальний варіант статистичної теорії міцності. Структура матеріалу представляється у вигляді ланцюжка послідовно з'єднаних репрезентативних елементів (representative volume element – RVE) на зразок структури простої технічної системи. Відмова настає при руйнуванні RVE.

Нано-масштабний елемент виходить з ладу, якщо нано-тріщина поширюється до певної критичної довжини, що пов'язано з поломкою численних наночасток або міжатомних пар зв'язків. Для визначення довговічності RVE використовується фізична модель зростання втомної тріщини [21, 22].

На підставі отриманої функції надійності одного RVE, використовуючи їх характерне число в критичному обсязі, визначають функцію надійності матеріалу, котра залежить від його напруженого стану в конструкції. На підставі гауссовського

розподілу діючих на RVE напружень, отримують LDF елемента у вигляді композиції гауссовського і вейбулловського розподілів. Показано, що при переході до крихкого руйнування структури її LDF набуває форму закону Вейбулла [21, 22]. З теорії випливає, що довговічність втомних квазікрихких структур сильно залежить від розміру і геометрії RVE. Природа масштабного ефекту втомної міцності пов'язана з ростом розсіювання довговічність при збільшенні розміру і числа RVE, що призводить до зміщення кривої витривалості в область низьких напружень. Розроблено методику оперативних втомних випробувань для оцінки впливу розмірів конструкції. Поряд з даним висновком з кінцевої моделі слабких зв'язків, в аспекті проведених авторами досліджень, представляє цінність суворий доказ того, що LDF при зростанні тріщини має асиметричну форму.

Ця обставина знайшла відображення в розробленому спеціально для втомного процесу розподілі Бірнбаума-Сандерса (Birnbaum-Saunders distribution, B-S) [23]. Передбачається, що нормальне симетричне розподілення параметра y ($pdf(y)$, рис. 1.3) приводить у результаті до асиметричного розподілу ресурсу (щільність розподілу ($pdf(T2)$), рис. 1.3). Під параметром y при циклічному навантаженні виступає безпосередньо довжина тріщини l (для моделі розсіяного втомного пошкодження в цій якості може розглядатися елементарне пошкодження). Імовірність того, що поточна довжина тріщини не перевищить свого критичного значення l_c буде:

$$P(l \leq l_c) = \Phi\left(\frac{l_c - l}{S_l \sqrt{n}}\right), \quad (1.1)$$

де $\Phi(\)$ – функція нормального розподілу;

S_l – стандартне відхилення збільшення тріщини за цикл;

n – число циклів навантажень, за яке досягнута поточна довжина l .

Після ряду перетворень остаточно для отримання LDF і функції надійності використовують залежність (функція розподілу, cumulative distribution function – cdf):

$$F(t) = \Phi \left(\frac{\sqrt{\frac{t}{\mu}} - \sqrt{\frac{\mu}{t}}}{\gamma} \right). \quad (1.2)$$

При цьому параметр масштабу μ і параметр форми γ визначаються через середню довговічність T_0 і коефіцієнт її варіації v_T наступним чином:

$$v_T = \mu^2 \gamma^2 \left(1 + \frac{5}{4} \gamma^2 \right); \quad (1.3)$$

$$T_0 = \mu \left(1 + \frac{\gamma^2}{2} \right). \quad (1.4)$$

Аналогом В-S–розподілу виступає дифузне розподілення у монотонній (DM) і немонотонній (DN) формах. Ряд фахівців вважає, що DM-розподіл, фактично, збігається з В-S–розподілом, і звертає увагу, що DN-розподіл був відкритий фізиками ще в 1915 році [18, 24]. Тобто, значно раніше, ніж В-S–розподіл, запропонований в 1969 році [18]. Дифузний розподіл зазвичай записується в формі:

$$F(t) = \Phi \left(\frac{\mu - t}{v_T \sqrt{\mu t}} \right). \quad (1.5)$$

Якщо припустити рівність параметрів форми $v_T = \gamma$, то розподіл В-S і DM, дійсно, стають рівнозначними. За допомогою DM-розподілу вирівнюються відмови

одного типу, наприклад, механічні. Тоді можливо здійснювати прогнозування залишкового ресурсу T_r після малих напрацювань t_j :

$$T_r = \frac{\left[\mu \left(1 + \frac{v_T^2}{2} \right) - t_j \right] \Phi \left(\frac{\mu - t_j}{v_T \sqrt{\mu t_j}} \right) + \frac{\mu v_T^2}{2} \exp \left(\frac{2}{v_T^2} \right) \Phi \left(-\frac{\mu + t_j}{v_T \sqrt{\mu t_j}} \right) + \frac{v_T \sqrt{\mu v_T}}{\sqrt{2\pi}} \exp \left(-\frac{(\mu - t_j)^2}{2\mu t_j} \right)}{\Phi \left(\frac{\mu - t_j}{v_T \sqrt{\mu t_j}} \right)}. \quad (1.6)$$

За вищенаведеними моделями можливо знаходити очікуваний ресурс для різних ймовірностей навіть не маючи фактів відмови, а лише орієнтуючись на величину напрацювання t_j . На практиці, середній залишковий ресурс T_r , визначений за (1.6), виявляється на 20-30% вище, ніж різниця між середнім ресурсом T_0 (1.4) і поточного напрацюванням на момент контролю t_j .

Для систем з немонотонною інтенсивністю потоку відмов (failure rate) останнім часом активно в якості функцій надійності застосовується сімейство розподілів Ліндлі (Lindley) [25]. Воно являє суміш експоненціальних розподілів і має важливе значення при дослідженні моделей надійності виду «навантаження – міцність», а також для оцінки періоду живучості механічних систем [26]. Його однопараметрична форма має вигляд:

$$F(t) = 1 - \frac{\theta + 1 + \theta t}{\theta + 1} \exp(-\theta t), \quad (1.7)$$

де $\theta > 0$ – параметр масштабу.

Функція щільності розподілення Ліндлі (probability density function – pdf) записується як:

$$f(t) = 1 - \frac{\theta^2}{\theta + 1} (1 + t) \exp(-\theta t). \quad (1.8)$$

Перевага розподілу Ліндлі полягає в тому, що, на відміну від експоненціального розподілу, її функція небезпек $h(t) = \frac{\theta^2(1+t)}{1+\theta+\theta t}$ має зростаючу інтенсивність, а не залишається постійною в часі (рис. 1.4).

Необхідність створення математичних моделей надійності для систем з ванноподібною формою графіка потоку відмов, математичних моделей технічного обслуговування з урахуванням економічних показників вимагає, щоб функції розподілу носили універсальний, гнучкий характер. Тому їх розвиток направлено на збільшення числа параметрів. Виходячи з цього розроблені чотирьох-, п'яти-параметричні розподіли Ліндлі [27], чотирьох-параметричний розподіл Вейбулла [28].

Області застосування законів для LDF. Як правило, в реальній експлуатації кількість одержуваних даних недостатньо для коректного вибору закону розподілу ресурсу за критерієм максимальної правдоподібності. Тому доводиться використовувати рекомендації, знайдені на аналогах, і викладені у відповідних посібниках. Для обґрунтованого апіорного вибору закону LDF, перш за все, слід розуміти, якого виду модель деградаційного процесу використовується для прогнозування.

Кінетичні моделі для оцінки технічного стану можна розділити на два види: параметричні та ресурсні. Вони відрізняються тим, що для перших спочатку встановлюється кінетика деградаційного процесу, після чого можна встановити ресурс об'єкта. Для ресурсних моделей спочатку визначаються довговічність, а потім вже можна задати якусь траєкторію накопичення пошкоджень. Для таких моделей притаманне знаходження LDF, алгоритми пошуку яких мають спільні ознаки. Для параметричних моделей спочатку встановлюються граничні рівні діагностичних параметрів $Y(t)$, а тренд поточного значення параметра $y(t)$ визначається, як правило, в процесі експлуатації. Ресурсні моделі, в основному, мають місце при індивідуальному підході до оцінки надійності. Параметричні моделі зручні при об'єднаному підході, коли параметр y характеризує технічний стан всієї машини.

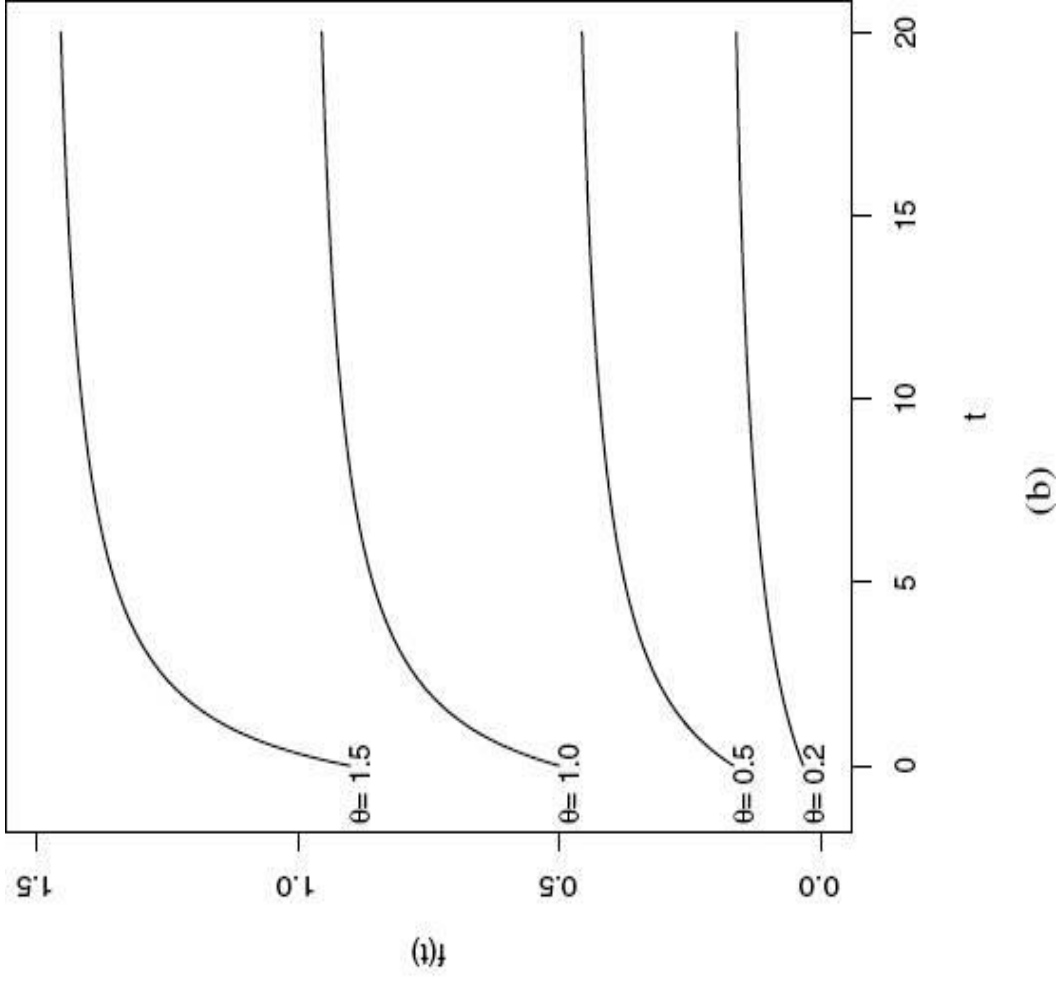
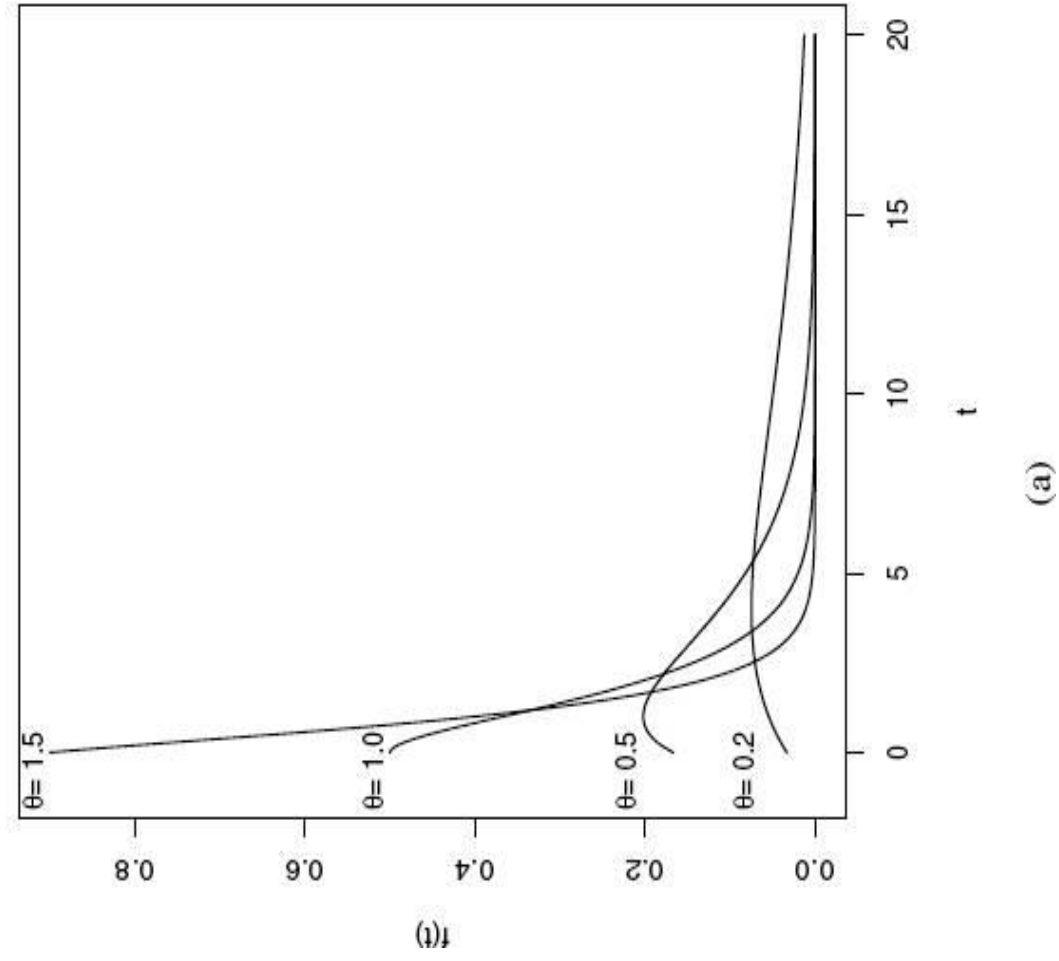


Рисунок 1.4 – Функції щільності (a) і небезпек (b) розподілення Лінді для різних параметрів масштабу [29]

В експлуатаційних стратегіях RCM і RBI в якості комплексного діагностичного параметра y може виступати ймовірність безвідмовної роботи P . Важливо, щоб величина P була чутлива до напрацювання. Оцінити таку властивість різних законів розподілу можна за допомогою побудови функції $P(a)$, де величина $a = t/T_0$ є, по суті, накопиченим пошкодженням. Параметром даної функції служить коефіцієнт варіації довговічності v_T . Для таких відомих законів, як нормальний (N) логарифмічно нормальний (LG), експоненціальний (EXP), Вейбулла (W) функція $P(a)$ добре відома (табл. 1.1). Для DM і B-S-розподілів вид функції $P(a)$ безпосередньо випливає з рівнянь (1.2) – (1.5) (табл. 1.1).

Для Ліндлі (LND)–розподілення отримання подібної функції можливо, якщо параметр масштабу θ виразити через параметр розподілу Пуассона – інтенсивності відмов λ :

$$\theta = \frac{\lambda}{(1 + \lambda)}. \quad (1.10)$$

Тоді рівняння (1.7) можна представити у вигляді:

$$F(t) = \theta [1 - \exp(-\lambda t)] + (1 - \theta) [1 - (1 + \lambda t) \exp(-\lambda t)]. \quad (1.11)$$

Враховуючи те, що $\lambda = 1/T_0$, отримуємо в ресурсному трактуванні $\lambda t = a$. При значній величині T_0 перший доданок в (1.11) прагне до 0, враховуючи, що надійність $P(t) = 1 - F(t)$, отримуємо для LND-розподілу формулу, наведену в табл. 1.1. Такий же результат з рівняння (1.7) можна отримати при $\theta = 1/\lambda$.

З аналізу залежностей табл. 1.1 і побудованих за їх допомогою графіків (рис. 1.5) можна зробити ряд висновків. Підтверджується принципова обмеженість використання нормального розподілу для опису

Таблиця 1.1 – Види функції надійності

Закон	$P(a)$	Закон	$P(a)$
N	$\Phi\left(\frac{1-a}{v_T}\right)$	W	$\exp\left[-\left(\frac{a}{1+0,337v_T}\right)^{1,295/v_T}\right]$
LG	$\Phi\left(\frac{-2,3lga}{v_T}\right)$	DM	$\Phi\left(\frac{1}{v_T\sqrt{\frac{1+v_T^2/2}{a}}}\right)$
EXP	$\exp(-a)$	B-S	$\Phi\left[\frac{1}{\gamma}\left(\sqrt{\frac{1}{a(1+\gamma^2/2)}} - \sqrt{a(1+\gamma^2/2)}\right)\right]$
LND	$(1+a)\exp(-a)$		

LDF. Прийняті форми функцій $P(a)$ для експоненціального і Ліндлі законів інваріантні до параметру форми v_T . Їх перевага в тому, що вони чутливі до напрацювання. Однак, експоненціальний закон надмірно занижує надійність, що позначається при об'єднанні окремих показників в систему. В цьому аспекті закон Ліндлі має перевагу. До того ж, його функція $P(a)$ має, практично, постійну інтенсивність спадання, що зручно для прогнозування.

Всі інші розглянуті закони малочутливі до напрацювання приблизно на половині терміну служби ($v_T = 0,33$, рис. 1.5). З ростом розсіювання довговічності функції надійності, отримані за цими законами, наближаються до експоненціального ($v_T = 1,00$, рис. 1.5). Здавалося б, поліпшуються можливості для діагностування. Але це суперечить при цьому принципу ідентифікації моделей, що проявляється. Кожен діагностичний контроль (або моніторинг) уточнює прогноз, що відбивається на зниженні величини v_T .

Закони B-S, DM, LND, W кращі, коли слід ставити акцент на поведінці правої гілки графіка pdf. Це характерно при об'єднаному підході до оцінки надійності, коли базування («прив'язка») LDF здійснюється за мінімальними значеннями

довговічності. Отже, зазначені закони добре працюють при параметричних моделях технічного стану в умовах стратегії обслуговування з контролем надійності (RCM).

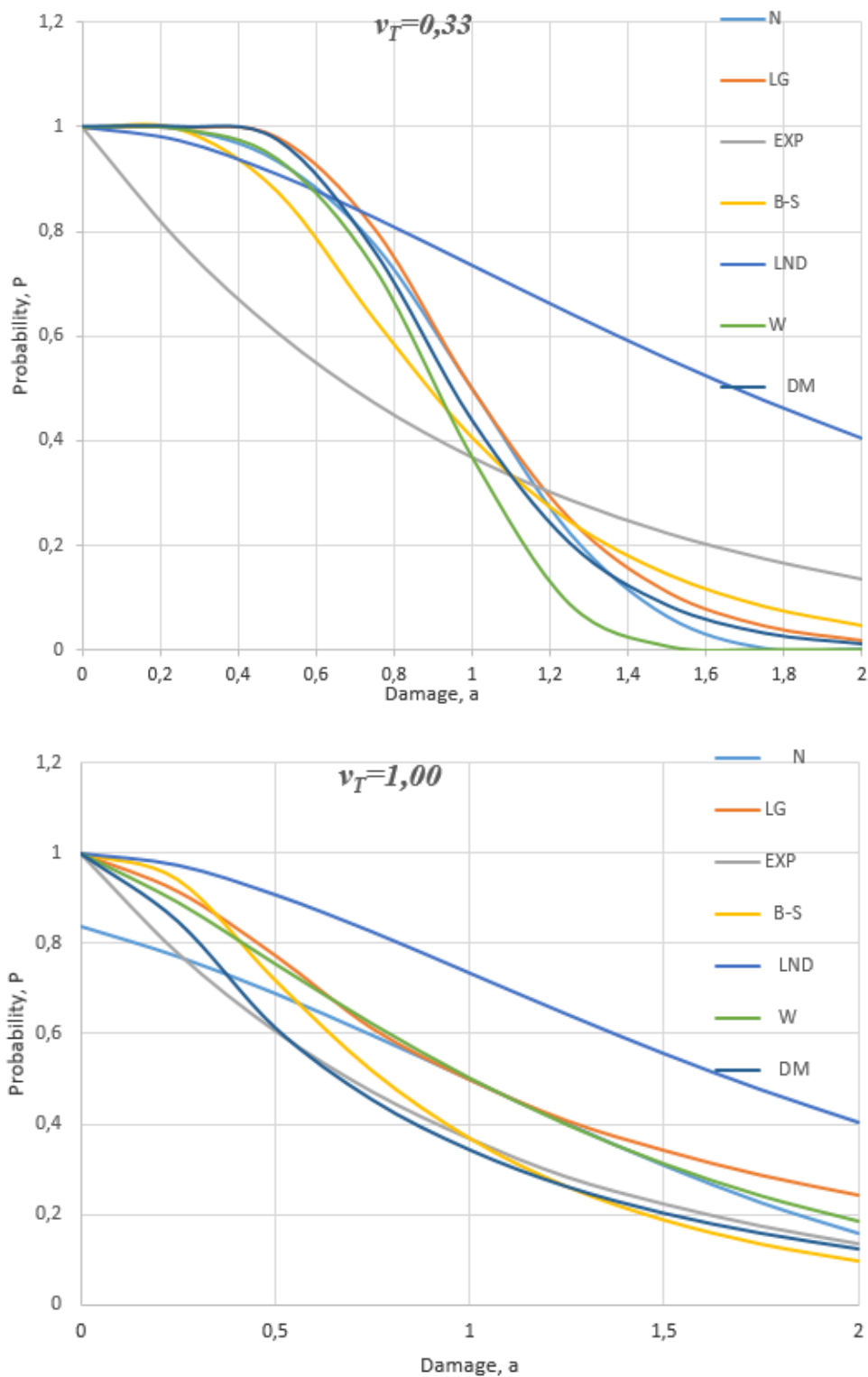


Рисунок 1.5 – Графіки функцій надійності $P(a)$

При індивідуальному підході до оцінки надійності базування LDF проводиться, переважно, по середній довговічності T_0 . З'являється можливість більш уважно розглянути ліву гілку графіка pdf. Цього вимагає стратегія обслуговування RBI з ресурсними моделями технічного стану. Таким умовам відповідають, як логнормальний (LG), так і Вейбулла (W) закони. Їх використання дає, практично, рівнозначні результати для оцінки небезпеки втомних відмов [30].

В даний аналіз законів для LDF не включені деякі (наприклад, бета-, гамма-розподіл) форми, що обмежено використовуються сучасними фахівцями. Незважаючи на це, стає ясно, що жоден з них не може однаково успішно застосовуватися, як на рівні елемента, так і на рівні системи елементів: або величина P слабо реагує на напрацювання, або функція $P(a)$ далека від значення $P=0,5$ при $a=1$.

Щоб уникнути зазначеного протиріччя для стратегій RBI був запропонований метод ресурсного індексу безпеки, в якому ймовірність безвідмовної роботи вже не є прямим діагностичним параметром [31]. Завдяки цьому, кінетична модель деградаційного процесу типу вичерпання ресурсу (спадна функція) розділяється на дві ділянки. На початковій ділянці експлуатації технічний стан контролюється за графіком індексу безпеки, а після досягнення заданого рівня безпеки R контроль ведеться по LDF. Таким чином, в результаті аналізу законів, що застосовуються для LDF і функцій надійності підтвердилася актуальність поставленої мети досліджень – оцінити вплив екстремальних умов експлуатації у вигляді перевантажень на розподіл довговічності.

1.3 Правила об'єднання індивідуальних показників надійності в надійність силового агрегату

Силові агрегати використовуються в приводах машин для передавання зусиль, енергії та її перетворення. До них, зазвичай, відносять редуктори, двигуни, трансмісії, насоси. З точки зору надійності, силовий агрегат, частіше всього,

моделюється послідовним з'єднанням елементів, відмова кожного з яких призводить до втрати роботоспроможності агрегату. (Мова йде про основні силові елементи; вихід з ладу другорядних елементів веде до несправного стану). Дублювання на рівні елементів відбувається, як правило, дещо своєрідно – створенням статично невизначених конструкцій. Але внаслідок відсутності розрахункових метод для них, можна вважати, що дублювання здійснюється на рівні, щонайменше, підсистем агрегатів. Таким чином, силові агрегати мали би бути віднесені до простих технічних систем, прогнозування стану яких можливо за принципом «слабкого» елемента (ланки). Такий висновок не може бути сприйнятим в повній мірі, оскільки, по-перше, неможливо достатньо точно визначити «слабкий» елемент. Тільки підшипник кочення відмовляє по майже десятком причинам (3-4 елемента, 3 критерії відмов, фактично, деградаційних процесів). Для зубчастих передач таких причин ще більше. По-друге, силові агрегати можуть поступово втрачати ефективність (потужність, коефіцієнт корисної дії), досягнення певної границі якої може вважатися за відмову. Отже, система може функціонувати в пошкодженому стані. Така ситуація властива для складних технічних систем.

Розвиток технічної діагностики дає змогу спостерігати за дією пошкоджувальних процесів, що в підсумку збільшує надійність. Проявляється тенденція представлення простих технічних систем більш складними. Це супроводжується модернізацією методичного апарату для передбачення технічного стану об'єктів. В таких умовах стає актуальною процедура об'єднання індивідуальних показників ефективності окремих елементів системи в спільний, узагальнений показник системи.

Найбільш вживаним способом об'єднання індивідуальних імовірностей безвідмовної роботи (ІБР) P_i окремих елементів системи в її спільну ІБР P_{Σ} є правило множення:

$$P_{\Sigma I} = \prod_{i=1}^{i=n} P_i. \quad (1.12)$$

В даному випадку $i = n$, відповідно, номер та кількість елементів системи та деградаційних процесів, що діють на них. Правило множення ІБР кореспондується з правилом додавання окремих інтенсивностей відмов: $\lambda_{\Sigma} = \sum \lambda_i$. Звідси для експонентного закону надійності отримуємо:

$$P_{\Sigma I} = \exp(-\lambda_{\Sigma} t). \quad (1.13)$$

Широко відомий недолік цього правила – надмірне падіння величини P_{Σ} при збільшенні кількості елементів системи (лінія PI, рис. 1.6).

Встановлено, що розрахунок надійності систем на основі експоненціального розподілення (лямбда-методу) призводить до величезної методичної похибки – до заниження оцінки середнього напрацювання до відмови системи в n раз, де n – число елементів в послідовній системі [32].

Зважаючи на це, правило множення використовується для оцінки нижньої границі надійності в першому наближенні [33]:

$$\prod P_i \leq P_{\Sigma} \leq P_{i \min} \quad (1.14)$$

Більш тісні границі були пізніше розроблено на підставі імовірності сумісних подій, що враховують взаємну кореляцію відмов [34].

Значне зменшення надійності системи відносно надійності елементів, здебільшого, турбує дослідників, котрі на практиці не підтверджують таких фактів. Але при проектуванні означена проблема в підсумку виливається в подорожчання механічних систем, чи шляхом зростання матеріалоємності, чи за рахунок застосування більш якісних та коштовних матеріалів, технологій і комплектуючих. Звичайно, це відноситься до відповідальних систем, що конструюються за критеріями надійності та безпеки.

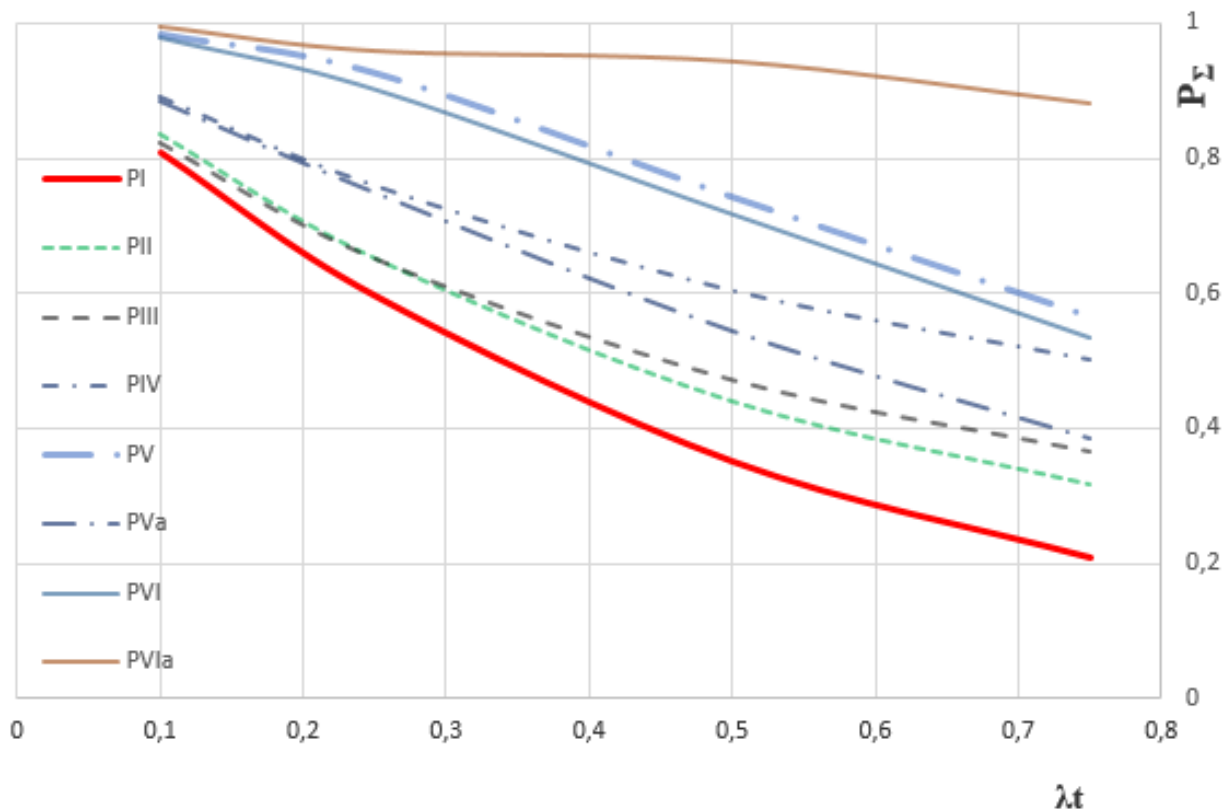


Рисунок 1.6 – Зміна у відносному часі експлуатації λt надійності системи P_{Σ} , що складається з 10 елементів (їх інтенсивності відмов: $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,1 \text{міс.}^{-1}$, $\lambda_4 = \lambda_5 = \lambda_6 = 0,2 \text{міс.}^{-1}$, $\lambda_7 = \lambda_8 = \lambda_9 = \lambda_{10} = 0,3 \text{міс.}^{-1}$), яка отримана за правилами (1.13) (PI), (1.15) (PII), (1.16) (PIII), (1.17) (PIV, $z_n=0,5$), (1.18) (PV, $[1-U]=1$), (1.22) (PVa, $[1-U]=0,5$), (1.23) (PVI), (1.26) (PVIa).

Рідше звертають увагу на негатив правила об'єднання множенням ІБР, який проявляється на стадії експлуатації. Більш інтенсивно зниження загальної надійності P_{Σ} відбувається при зменшенні індивідуальних рівнів P_i . Якщо при проектуванні використовують первісні показники P_i , то при експлуатації вони суттєво зменшуються згідно з функцією надійності $P(t)$. На це можна не зважати при нормативних стратегіях ТОіР. Але при стратегіях обслуговування за фактичним технічним станом це стає актуальним, враховуючи, що існує ТОіР з контролем надійності. В більшості оптимізаційних моделей технічного

обслуговування використовується функція надійності $P(t)$. Так, для розглянутого прикладу (рис. 1.6) відновлювальний захід за (1.12 – 1.13) слід робити через $1/\lambda_{\Sigma} = 1/2,1 = 0,48 \text{ міс}$. Це в 7 разів менше, ніж наробіток на відмову найменш довговічного елемента.

Окрім того, висока вартість запроектованої за критеріями надійності системи сприяє тому, що оптимальний період її обслуговування зміщується в бік нуля (тобто, зменшується). Це відбувається за рахунок збільшення відносної вартості поставарійного ремонту, яка стає більшою для більш коштовних систем [2, стор.14]. (Також треба визнати, що більша коштовність системи зменшує її ризик, що сприяє, навпаки, подовженню оптимального терміну експлуатації [2, стор.58]). Все це призводить до надмірного опікування за обладнанням з боку ремонтного персоналу (ефект *overmaintenance*), яке супроводжується зростанням питомих витрат на ТОіР. Хоча стратегія обслуговування за технічним станом була створена саме для економії цих витрат. Таким чином, складається парадоксальна ситуація, яка обумовлена недоліками методичного забезпечення.

Дослідження правила множення ІБР дозволили встановити практичні рекомендації його використання:

1. Якщо коефіцієнт варіації ресурсу елементів системи не перевищує 40% (умови практичної одно довговічності), то можна враховувати тільки 5 елементів для знаходження величини P_{Σ} .
2. Також можна не враховувати ІБР елементів, довговічність яких більш, ніж у 5 разів вище за довговічність слабкої ланки [32].

Стосовно надійності редукторів запропонована модернізована формула (1.12) [35]:

$$P_{\Sigma II} = 0,14 + 0,86 \prod P_i. \quad (1.15)$$

В роботі [36] для приблизного визначення надійності послідовних систем наведена залежність, яка стала поширеною і отримала назву «формула ланцюга»:

$$P_{\Sigma III} = \left[\sum \frac{1}{P_i} - (n-1) \right]^{-1}. \quad (1.16)$$

Результати, що отримані за обома формулами, не вельми відрізняються від залежності $P_{\Sigma I}(\lambda t)$ (лінії РІ, РІІ, рис. 1.6).

Врахування впливу залежності між елементами системи здійснюється через коефіцієнт z_n . В такому випадку застосовується наступна залежність [37]:

$$P_{\Sigma IV} = \prod P_i + z_n (\min P_i - \prod P_i) \quad (1.17)$$

Коефіцієнт z_n збільшується при зростанні кількості елементів системи $i = n$, та зменшується при зростанні статистичного запасу характеристики, яка відповідна за ІБР. Завдяки цьому стримується падіння величини $P_{\Sigma} = \prod P_i$. Для трансмісій автомобілів та тракторів, їхніх силових агрегатів рекомендовано загалом брати $0,5 < z_n < 1$. Але такі рекомендації є наслідком чисельних випробувань машин в цілому. Для малосерійних та унікальних одиниць обладнання такий шлях не є загальноприйнятним. Розрахунковий алгоритм знаходження z_n розроблений для системи з однакових елементів (навантажуються однаково), для яких навантаження і міцність розподілені за експонентним законом. Приклад, проілюстрований автором алгоритму, представляє собою область зміни коефіцієнту $z_n < 0,5$ [37]. Таким чином, наведений метод гнучко регулює системну надійність (лінія РІV, рис. 1.6), але потребує додаткових досліджень.

На відміну від впливу взаємозалежності елементів, більш вірогідною причиною зменшення надійності систем $P_{\Sigma I}$ є фактичне зниження ймовірності поєднання несприятливих сумісних подій. На цій підставі побудовано низку алгоритмів, при яких вираховується саме така ймовірність на кожному з обраних інтервалів навантаження [32]. Отже, ІБР P_{iC} визначається в силовій трактові не для окремого елемента, а для окремих умов роботи. Після чого надійність системи

вираховується як сума (а не добуток) таких P_{ic} . За рахунок маніпуляцій з варіаціями навантаження та несучої спроможності вдається зберегти надійність системи в діапазоні ІБР окремих елементів. Наприклад, використання по елементного розпорошення навантаження суттєво знижує надійність в порівнянні із використанням розпорошення всієї системи [32].

Можна вважати, що правило множення ІБР дає песимістичну оцінку прогнозованої надійності, яка, частіше за все, не підтверджується дослідами. Аналогічне явище відоме в методології ризик-аналізу. Основний його інструмент – залежність між накопиченою частотою відмови та її тяжкістю (F-N – крива, крива Фармера), має ступеневу форму, де в якості показника використовується коефіцієнт несприйняття ризику. Утворюється ситуація, коли об'єкт не сприймає ризик на очікуваному рівні, демонструючи більш оптимістичний сценарій. Відповідна до такого випадку залежність називається кривою несприйняття ризику (risk aversion) [31]. Наведений факт дає сподівання, що використання інструментарію ризик-аналізу дасть змогу вирішити проблему об'єднання індивідуальних показників ефективності окремих елементів системи в її спільний показник.

За своєю структурою для стримування падіння величини $P_{\Sigma} = \prod P_i$ добре підходить формула, яка застосовується для визначення надійності систем з конструкційною надмірністю (що дає при відмовах поступову втрату ефективності) [38]:

$$P_{\Sigma V} = \left[1 + \sum k_f \frac{1 - P_i}{P_i} \right] \prod P_i. \quad (1.18)$$

Тут надмірність оцінюється через коефіцієнт

$$k_f = \Phi_i / \Phi_0, \quad (1.19)$$

де Φ_i – ймовірність функціонування системи при відмові i -го елемента;

Φ_0 – ймовірність функціонування системи при безвідмовності елементів.

Для простої системі $k_f = 0$ і ризик при відмові елемента великий. При повному резервуванні $k_f = 1$ і ризику відмови (наслідків від відмови), практично, немає. На жаль, величини k_f отримують шляхом випробування всієї системи [38]. Щоб позбутися цього, можна скористатися коефіцієнтами значимості (критичності) відмов, які існують в ризик-аналізі:

$$U_i = 1 - k_{fi}. \quad (1.20)$$

Дріб у (1.18) представляє собою, так звану, оперативну або безрозмірну характеристику ризику ρ_i [31]. При детермінованих розрахунках для $P = 0,5$ ризик стає повним, тобто, $\rho = 1$. Для великих ІБР ризик приблизно дорівнює ймовірності відмови $\rho \approx 1 - P$. В такому випадку (1.18) трансформується в:

$$P_{\Sigma V} = [1 + \sum (1 - U_i) \rho_i] \prod P_i. \quad (1.21)$$

Розташування графіків $P_{\Sigma V}(\lambda t)$ (рис. 1.6) показує, що за допомогою цієї залежності можна ефективно впливати на процедуру об'єднання.

Із однієї з модифікацій закону розподілення Ліндлі витікає нове правило об'єднання, яке за структурою має схожість до структури формул (1.18). При аналізі функцій розподілу довговічностей була отримана залежність:

$$P(a) = (1 + a) \exp(-a). \quad (1.22)$$

На її підставі можна запропонувати два варіанти об'єднання.

1. Якщо за правилом додавання знайти загальну інтенсивність відмов для системи λ_{Σ} , то її надійність буде знайдена як:

$$P_{\Sigma V} = (1 + \lambda_{\Sigma} t) \exp(-\lambda_{\Sigma} t). \quad (1.23)$$

2. Якщо скористатися правилом множення імовірностей, то від експонентного закону надійності можна перейти до наступного правила:

$$P_{\Sigma VI}^* = \prod (1 + \lambda_i t) \exp(-\lambda_i t) \quad (1.24)$$

Позначив $P_{EXP} = P_i$, ці формули трансформуються у

$$P_{\Sigma VI} = P_{LND} = (1 + \lambda \Sigma t) P_{EXP}. \quad (1.25)$$

На відміну від експонентного закону, при якому правило множення ІБР адекватне правилу додавання $\lambda_{\Sigma} = \Sigma \lambda_i$, і що дає рівність результатів за (1.12) та (1.13), правила об'єднання P_{LND} дають різні результати за (1.23) та за (1.24) (рис. 1.6).

Аналогічна за структурою до (1.18) та (1.23) залежність використана в нормативному документі [39] для прогнозування безвідмовності технічної системи, так званім, схемно-функціональним методом. Згідно нього, у якості первинних даних застосовується імовірність відмови окремого елемента i при виконанні їм функції системи j (аналог певного деградаційного процесу j) q_{ij} :

$$P_{\Sigma} = \prod_i^n P_i \left(1 + \sum_i^n \frac{\sum_j^k q_{ij}}{P_i} \right), \quad (1.26)$$

де n – кількість елементів системи;

k – кількість типів відмов елемента.

Проблема поєднання окремих показників загострюється на стадії експлуатації при діагностуванні технічного стану механічної системи. Адже додатково до

розглянутих показників елементів необхідно врахувати ще вплив на них комплексу деградаційних процесів. До того ж, завдяки розвитку систем технічного діагностування, збільшилась кількість показників технічного стану, які є різнорідними. Вони також підлягають об'єднанню в процесі оцінки стану об'єкту задля прийняття одного з трьох рішень:

1. Продовження його експлуатації при штатних параметрах, або з їхнім обмеженням.
2. Ремонт та модернізація з подальшим використанням за призначенням.
3. Виведення з експлуатації.

Поєднати різнорідні непорівнянні показники якісного та кількісного аналізів, з різним ступенем ідентифікації (невизначеності) можна методами нечіткої логіки. Вона оперує не тільки з математичними, але і з лінгвістичними змінними, що дозволяє враховувати, наприклад, якісні експертні оцінки поряд із кількісними параметрами кінетичних моделей. Це важливо для сучасних виробництв, де контролюється значно більше параметрів, аніж їх фактична кількість, що впливає на розвиток дефектів. Системи нечіткої логіки виглядають дещо громіздкими, що робить їхнє використання доцільним на рівні обладнання виробничої ділянки або цеха. Для оцінки технічного стану силових агрегатів варто використовувати, так би мовити, більш «компактні» методи.

1.4 Походження ресурсного індексу безпеки

При діагностуванні безпечний стан системи оцінюється шляхом порівняння показників ушкодженого процесу y , що діє на систему, i показників опору системи йому Y .

В загальному випадку у якості показників можуть виступати параметри функціонування з достатньою інформативністю. Комплексні показники, на відміну від простих, більш інформативні, але вони важче контролюються. Прості показники ефективні для простих технічних систем за типом «слабкої ланки».

Для визначення імовірності безвідмовної роботи при раптових відмовах зазвичай використовується модель порівняння «навантаження – міцність». Безвідмовність визначається як імовірність перевищення міцності над навантаженням. Модель «навантаження – міцність» доволі детально пророблена для різноманітних поєднань статистичних розподілень і являє собою класичний підхід. Внаслідок цього ця модель також застосовується для відмов поступового типу. Але для втомних відмов умовно обране граничне значення навантаження може багато разів перевищувати мінімальний рівень міцності, що не віддзеркалюється на фактичній надійності. А згідно наявної моделі мала би настати відмова. Для подолання цієї суперечності запропоновано декілька способів, які не виявилися ефективними.

Кардинально вирішує проблему поступових відмов порівняльна модель «наробіток – ресурс», яка уособлює ресурсний підхід. Вона добре працює на стадії експлуатації, коли діагностування залишкового ресурсу здійснюється за контролем природного параметру, яким є наробіток t . Відношення максимального наробітку t на момент контролю до мінімального ресурсу T_P (які визначаються в статистичному аспекті за власними функціями розподілу) утворює гарантований запас довговічності n_{TP} . Логарифм його поточного значення у вигляді індексу безпеки лінійно зменшується з часом експлуатації. Досягнення індексом безпеки нульового значення свідчить про експлуатацію об'єкта з неприпустимим ризиком.

Ймовірнісний запас ресурсу n_{TP} є зворотнім до імовірнісного накопиченого пошкодження в ресурсній трактовці a_P . Тоді для індивідуального індексу безпеки справедливо:

$$\beta_{Pik} = \lg \frac{T_P}{t} = \lg n_{TP} = \lg a_P^{-1}. \quad (1.27)$$

Аналогічне використання показника ризику для відмов раптового типу за класичною моделлю неможливе. Взагалі, модель «навантаження – міцність» не дуже пристосована для поточного контролю технічного стану. Тому метою

наявних досліджень є застосування ресурсної моделі для раптових відмов та розробка для них алгоритму знаходження індексів безпеки. Гармонізація методів оцінювання технічного стану дає можливість у підсумку збільшити експлуатаційну надійність.

Системи з високонадійних елементів потребують якісно інших правил об'єднання, що забезпечують принцип $P_{\Sigma} \rightarrow P_{ik}$.

Такому принципу відповідають правила об'єднання показників ризику, одним з яких є ресурсний індекс безпеки [2, 31].

1.5 Індекс безпеки систем

Розробці алгоритму пошуку індексу безпеки системи присвячено даний розділ, який є продовженням попереднього.

Безрозмірна характеристика ризику системи виглядає наступним чином [35]:

$$\rho_{\Sigma} = \sum Q_{ik} U_{ik}, \quad (1.28)$$

де Q_{ik} – імовірність відмови i -го елемента від пошкодження k -го процесу,

U_{ik} – відносна значимість відмови (критичність) з імовірністю Q_{ik} .

Індекс безпеки визначається як логарифм імовірнісного запасу ресурсу n_{TP} . Останній являється зворотнім до імовірнісного накопиченого пошкодження в ресурсній трактовці a_P . Тобто для елементарного індексу безпеки справедливо:

$$\beta_{Pik} = \lg \frac{T_P}{t} = \lg n_{TP} = \lg a_P^{-1}, \quad (1.29)$$

де T_P – функція розподілу ресурсу (довговічності),

t – наробіток, який умовно вважається детермінованим.

Враховуючи, що детерміноване пошкодження $a = t/T_0 = \lambda_t$, експонентний закон розподілу трансформується, як $P_{EXP} = \exp(-a)$. В експлуатаційних стратегіях з контролем безпеки розглядаються в першу чергу елементи високого ризику, для яких детерміноване пошкодження, зазвичай, не перевищує 0,25. Тоді з похибкою не більшою 5% можна приймати $P_{EXP} = 1 - a$. Звідси витікає, що $a = Q$. Поєднав (1.28) і (1.29) отримуємо індекс безпеки для систем:

$$\beta_{\Sigma P} = \lg \left(\sum \frac{U_{ik}}{10^{\beta_{Pik}}} \right)^{-1}. \quad (1.30)$$

Керуючись такими ж міркуваннями можна знайти правило об'єднання індексів безпеки для функцій надійності, що описані за законом Ліндли:

$$P_{LND} = (1 + a)P_{EXP}. \quad (1.31)$$

Тоді їх представляємо у формі

$$P_{LND} = (1 + a)(1 - a) = 1 - a^2. \quad (1.32)$$

Звідси виходить, що $a^2 = Q$. Тоді аналогічно до (1.30) отримуємо:

$$\beta_{\Sigma PLND} = \lg \left(\sum \frac{U_{ik}}{10^{2\beta_{Pik}}} \right)^{-1}. \quad (1.33)$$

Співставлення нових правил об'єднання із тими, що розглянуті вище здійснюється шляхом побудови функції надійності. Але зараз треба розглядати її не у відносному часі експлуатації λ_t , а в дійсному часі t . До речі, таке співставлення дещо умовне, оскільки елементи мають різну інтенсивність відмов

λ_i і не зрозуміло, по якому з них відраховується час. Якщо перетворити формулу визначення (1.28) наступним чином:

$$\beta_{P_{ik}} = \lg T_{P_{ik}} - \lg t = \beta_{0_{ik}} - \lg t. \quad (1.34)$$

Тоді видно, що по суті індекс безпеки представляє собою функцію розподілу ресурсу (ФРД) логнормального типу. Така функція є оберненою до функції надійності $P(t)$ (хоча $P(\lg t)$ є коректнішим), що уможливорює співставлення правил об'єднання різних показників надійності. В даному випадку це ІБР та індекс безпеки.

Циклічний процес навантаження призводить до втоми матеріалу. В такій ситуації, зазвичай, час роботи представляє собою довговічність N , яка вимірюється в числах циклів. Отже, для певного елемента механічної системи, на який діють i пошкоджуючих процесів при надійності $P=0,5$ (1.30) і (1.34) перетворюється як:

$$\beta_{\Sigma} = \lg N_{\Sigma} = \lg \left(\sum \frac{U_i}{N_i} \right)^{-1}. \quad (1.35)$$

Звідси довговічність при нестационарному процесі N_{Σ} визначається через довговічності N_i при стаціонарних режимах i наступним чином:

$$N_{\Sigma} = \frac{1}{\sum \left(\frac{U_i}{N_i} \right)}. \quad (1.36)$$

Для циклічних процесів значимість визначається відносною тривалістю дії процесу c_i , який відповідає рівню блока навантаження. Також значимість залежить від внутрішньо блокового накопиченого пошкодження a_0 [40,41]. Його величина, як правило, знаходиться в діапазоні $a_0=0,2 \dots 2,0$ і визначає небезпеку процесу. Чим менша величина a_0 , тим інтенсивніше протікає деградаційний процес, тим він небезпечніше. Отже:

$$U_i = \frac{c_i}{a_0} . \quad (1.37)$$

Величина a_0 залежить від форми блоку і є однаковою для рівнів, тому можна записати:

$$N_\Sigma = \frac{a_0}{\Sigma \left(\frac{c_i}{N_i} \right)} . \quad (1.38)$$

В такому вигляді отримано формулу, яка співпадає з відомою формулою для підсумовування пошкоджень при врахуванні чинника нестаціонарності [40,41]. Якщо відсутні дані про вплив форми блока на накопичення пошкоджень, приймають $a_0=1$. Для декількох деградаційних процесів, що діють на елемент водночас, їх відносна тривалість однакова і становить $c_i=1$. Така ситуація відповідає комбінованому навантаженню або змішаному руйнуванню. Тоді можна конкретизувати (1.38):

$$N_\Sigma = \frac{1}{\Sigma \left(\frac{1}{N_i} \right)} . \quad (1.39)$$

1.6 Знаходження об'єднаного індексу безпеки для системи пошкоджуючих процесів

Розглянемо першу ситуацію структурного підходу оцінки надійності. Ефективність методу RSI демонструється на прикладі високоміцних болтів М18 для з'єднання конструктивних елементів (рис. 1.7). Відсутність уваги до різьбових з'єднань може призвести до сумних наслідків. Втомне руйнування різьбових

стрижнів корпусу турбіни призвела до катастрофи на Саяно-Шушенській ГЕС (2009, Росія). Збитки оцінюються в сотні мільйонів доларів США [42].

Інший випадок неуважності до болтів пов'язаний з аварією доменної печі (доменна піч) на металургійному заводі в Порт-Талботі (2001, Великобританія). Надбудова доменної печі піднялася на 0,75 м від несучої конструкції. Близько 200 тонн гарячих матеріалів було випущено, внаслідок чого загинули три особи та багато серйозно поранені. Болти головки колони регулярно не обслуговувалися. До інциденту всі болти, крім болтів на голові однієї з колон, були зламани деякий час тому. Таким чином, на момент інциденту ніщо не обмежувало рух шахти доменної печі вгору [43].

Деталь є відповідальним елементом. При відпрацьовуванні міцності і довговічності болтів були отримані моделі опору втомі його небезпечних місць (1,2,3,4 рис. 2.14, табл. 2.6) [44]. Першою моделлю є загальне рівняння довговічності (ЗРД) N у формі:

$$\lg N = b_0 + m \lg \Delta F + b_r R_\sigma, \quad (1.40)$$

де b_0 , m , b_r – коефіцієнти моделі,

ΔF – подвійна амплітуда (розмах) зусилля, що діє на болт у кН,

R_σ – коефіцієнт асиметрії циклу.

Другою моделлю є рівняння розпорошення довговічності (РРД) у формі:

$$S_{\lg N} = B + k_L (\lg N - \lg N_A), \quad (1.41)$$

де $S_{\lg N}$ – СКВ числа циклів до граничного стану,

B , k_L , $\lg N_A$ – коефіцієнти моделі.

Значення k_L , $\lg N_A$ визначаються при випробуваннях для побудови опірною кривої втомі. Значення коефіцієнту B враховує фактори, вплив яких не враховано

при побудові розглянутих моделей (масштаб, поміжплавочне розпорошення, тощо).

При виготовленні болти проходять складний процес механіко-термічної обробки. Різьба зміцнюється за рахунок накатки, а галтель також поліпшується шляхом поверхнево-пластичного деформування. При якісно виконаних технологіях за штатне вважається руйнування болтів в різьбовій частині (фото ліворуч, 1, рис. 1.7). При недотриманні технологічних режимів болти не проходять контрольних випробувань на втому і руйнування зміщується в зони збігання різьби 2 або в галтельний перехід 3 (рис. 1.7). Такі болти вважаються некондиційними. Їхнє РРД має суттєво збільшені параметри (табл. 1.7).

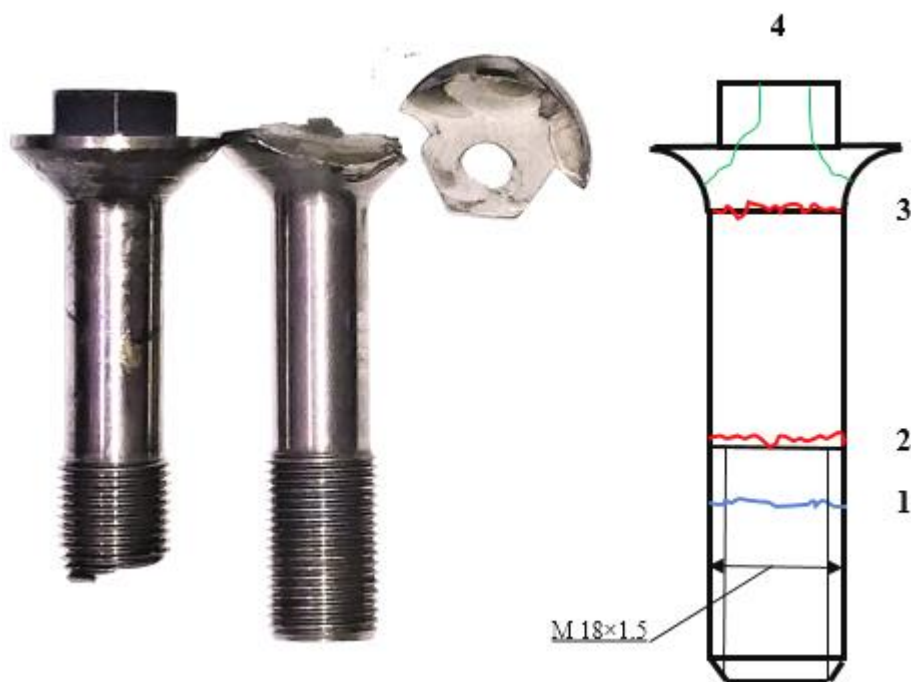


Рисунок 1.7 – Характерні місця руйнування.

Ще один деградаційний процес обумовлений появою тріщин фретинг-втоми в поверхні головки (4, рис. 1.7). Період їх розвитку відносно великий, але вони також призводять до руйнування болта, хоча він може зберігати певну несучу здатність (фото праворуч, рис. 1.7).

Таблиця 1.2 – Параметри моделей опору втомі небезпечних місць болта та їхня критичність (ЗРД отримано для розмаху зусилля ΔF (кН))

Небезпечні місця, ik	ЗРД			РРД			u_{ik}
	b_0	m	b_r	B	k_L	$lg N_A$	
Різьба, 1	30,7	-13,2	-2,5	0,16	0,16	5,0	0,66
Поверхня головки, 4	14,5	-4,5	-2,5	0,16	0,16	5,0	0,11
Галтельний перехід, збігання різьби 2, 3	21,5	-8,6	-2,5	0,30	0,24	5,6	0,20

Критичність відмови в залежності від місць руйнування визначалась за рекомендаціями методу FMEA (аналіз відмов), згідно якого

$$u_{ik} = (u_{ikS} \cdot u_{ikO} \cdot u_{ikD}) \frac{1}{1000}, \quad (1.42)$$

де $u_{ikS(O)(D)}$ – пріоритетне число ризику (від 1 до 10 за шкалою FMEA).

Перший співмножник враховує тяжкість втрат. Тоді, зважаючи на вищесказане, беремо $u_{1S} = u_{2S} = u_{3S} = 1,0$, $u_{4S} = 0,75$. Останній співмножник u_{ikD} враховує можливість виявлення відмови. Він є однаковим для всіх місць і призначений як одиниця. Другий співмножник визначає долю діючих деградаційних процесів. Шляхом випробувань при циклічному навантаженні на різноманітних режимах встановлено: $u_{10} = 0,66$, $u_{20} = u_{30} = 0,2$, $u_{40} = 0,14$.

Задача полягала в знаходженні циклічної довговічності N_p , яка б гарантувала безпеку з ІБР $P = 0,98$. Для цього необхідно побудувати ФРД небезпечних зон болта, після чого певним чином поєднати отримані показники. Розрахункові

режими (табл. 1.3) розроблено для фіксованих зусиль затягування F_{min} , що створювали в тілі болта напруження 0,3 та 0,6 межі плинності. Зміна величини зовнішнього навантаження ΔF веде до зміни максимального навантаження циклу болта $F_{max} = F_{min} + \Delta F$ та асиметрії R_{σ} . Тому використання ЗРД в формі (1.40) є зручним. В якості зовнішнього навантаження може виступати еквівалентне навантаження блока або спектра.

В табл. 1.3 також наведені еквівалентні зусилля F_e , які витікають з еквівалентних напружень, що враховують крутні моменти при затяганні болта. Вони розраховані за відомою методикою для коефіцієнтів тертя під головкою болта $f = 0,1$ та поміж витків різьби $f_t = 0,1$ і $f_t = 0,2$ [42].

Таблиця 1.3 – Параметри розрахункових режимів для зусиль F в кН.

Позначення режиму	F_{min}	ΔF	F_{max}	R_{σ}	F_e ($f_t = 0,2$)	F_e ($f_t = 0,1$)
0	75,6	54,4	130	0,42	151	113
I	75,6	44,4	120	0,63	150	112
II	75,6	34,4	110	0,69	149	111
III	75,6	24,4	100	0,76	148	110
0	151,2	54,4	205,6	0,74	297	220
I	151,2	44,4	195,6	0,77	295	217
II	151,2	34,4	185,6	0,82	286	214
III	151,2	24,4	175,6	0,86	285	211

Алгоритм пошуку первісних індексів безпеки $\beta_{\Sigma P0}$ починався з визначення для певного режиму (табл. 1.3) медіанної довговічності по ЗРД (1.40). У якості вихідних даних фігурує коефіцієнт варіації зовнішнього навантаження V_F . Тоді складова варіації логарифму довговічності від зовнішнього фактору буде: $S_{yIgN} = (m \cdot V_F) / 2,3$. Далі за моделлю РРД (1.41) визначається аналогічна складова від внутрішнього фактору S_{algN} . Обидві складові утворюють загальне СКВ:

$$S_{lg N} = \sqrt{S_{y lg N}^2 + S_{alg N}^2}. \quad (1.43)$$

При пошуку ФРД у вигляді $lgN_P = lgN_0 + u_P \cdot S_{lg N}$ враховано (1.40) при визначенні медіанної величини lgN_0 . Зважаючи на (1.34), з цієї ФРД (приклад для одного з режимів наведено в табл. 1.4) для ІБР 98% знаходять величини $\beta_{\Sigma P_0}$.

Таблиця 1.4 – Параметри ФРД болтів М18 при $F_{min} = 75,6кН$, $\Delta F = 44,4кН$ (I режим).

Небезпечні місця, ik	$V_F = 0,1$		$V_F = 0,2$	
	lgN_0	$S_{lg N}$	lgN_0	$S_{lg N}$
1	7,35	0,75	7,35	1,24
2, 3	5,75	0,66	5,75	0,83
4	5,56	0,36	5,56	0,46

На підставі розробленого алгоритму отримано діаграми первісних індексів безпеки (рис. 1.8). Оскільки при побудові зовнішнє навантаження розглянуто як варіативне, то така діаграма, по суті, є кривою втоми для випадкового навантаження при ІБР $P = 0,98$.

Зважаючи на визначені гарантовані довговічності об'єкта під дією системи пошкоджувальних процесів (рис. 1.9), можна вважати показник критичності u_{ik} за потужний інструмент регулювання об'єднаної надійності. Такий висновок витікає з того, що гарантована довговічність зростає в 4÷5 разів при переході від ситуації $u_{ik} = I$ до алгоритму з фактично розрахованими $u_{ik} < I$. Тобто, в першій ситуації об'єднаний індекс безпеки суттєво менший за середній β_{mP} між індивідуальними індексами: $\beta_{\Sigma P} < \beta_{mP}$. В другій ситуації формалізується принцип $\beta_{\Sigma P} \rightarrow \beta_{mP}$, який можна вважати аналогічним вищезгаданому принципу $P_{\Sigma} \rightarrow P_{ikmin}$.

В даному випадку метод сукупної ФРД дає вельми консервативний результат. Тому такий метод не варто вважати за універсальний.

Дослідження надійності болтів показали, що фактор варіації зовнішнього навантаження V_F надає більший вплив на гарантовану довговічність, аніж зусилля затяжки F_{min} . Звертає увагу різниця в поведінці функції $\beta_{\Sigma P0}(\Delta F)$ при зростанні зовнішнього навантаження.

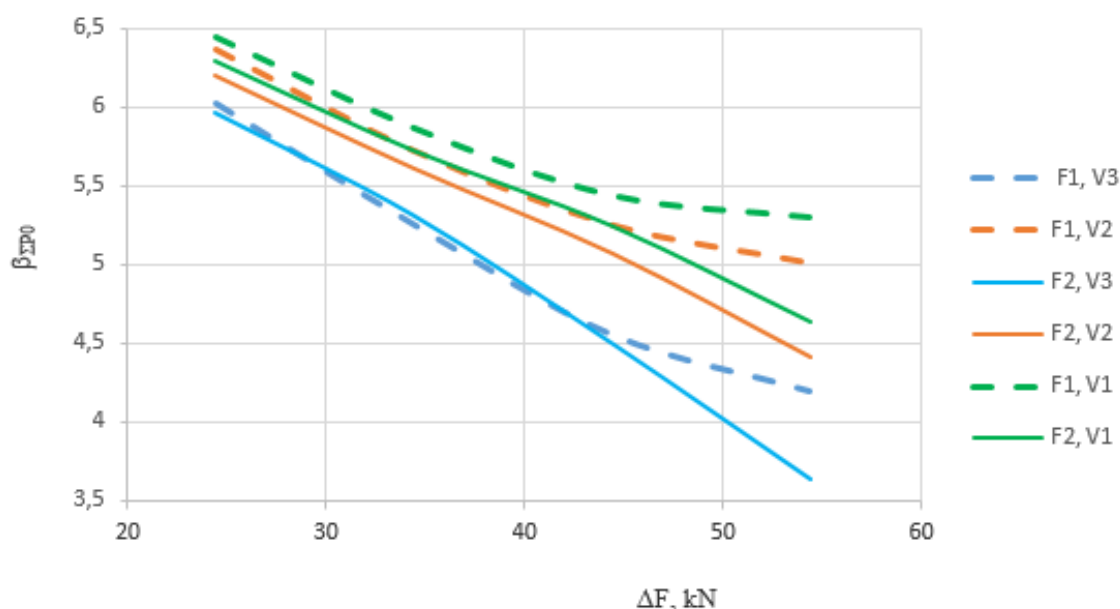


Рисунок 1.8 – Первісні індекси безпеки $\beta_{\Sigma P0}$ болтів M18 при зусиллях затяжки $F = 75,6 \text{кН}$ (F1), $F = 151,2 \text{кН}$ (F2) і коефіцієнтах варіації розмаху навантаження ΔF $V_F = 0,05$ (V1), $V_F = 0,1$ (V2), $V_F = 0,2$ (V3).

Для високих зусиль затягування F_{min} інтенсивність падіння графіка $\beta_{\Sigma P0}(\Delta F)$ зростає, а для малих F_{min} ця інтенсивність знижується. Це можна пояснити тим, що при малих значеннях F_{min} і ΔF спостерігається висока асиметрія циклу R_σ . В таких умовах високоміцні сталі втрачають до неї чутливість. При зростанні ΔF і сталості зусилля затяжки F_{min} величина R_σ зменшується. Тому при

$R_{\sigma} < 0,5$ відмінність в довговічності стає відчутна. У зв'язку з цим збільшення зусилля затяжки ефективно.

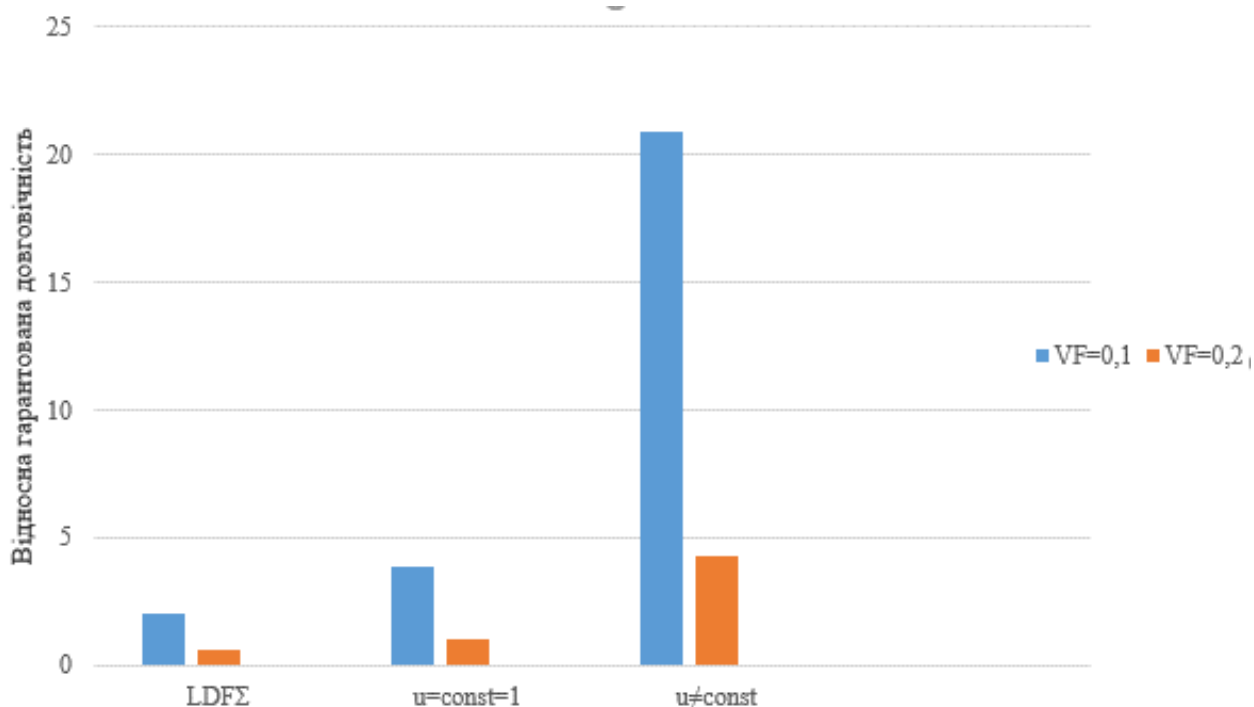


Рисунок 1.9 – Порівняльна діаграма гарантованої ($P = 0,98$) довговічності болта для I режиму (табл. 1.3), отримані по алгоритмам сукупної ФРД (ФРДΣ), по методу індексів безпеки при $u_{ik} = 1$, $u_{ik} \neq 1$ (табл. 1.2).

В розглянутому алгоритмі важлива роль відведена фактору критичності відмов u_{ik} . Наприклад, за його допомогою можливо знівелювати імовірність раптової відмови. Вона оцінювалась по запасах статичної міцності у вигляді відношення навантаження межі міцності до еквівалентного навантаження F_e (табл. 2.7). При запасах менших, ніж 2 по теорії викидів розрахунок показує досить малий період появи руйнівного перевантаження. Здається за необхідне знижувати зусилля затяжки. Але практика показує, що подібних руйнувань без розвитку тріщини в болтах не спостерігалось. Тому для раптової відмови при однократному перевантаженні приймається $u_{ik} = 0$. Вагомо збільшити очікуваний ресурс болтів

можливо за рахунок зменшення браку. При цьому величина u_2 і u_3 зменшиться, а натомість буде збільшена величина u_1 , що і призведе до бажаного результату.

1.7 Висновки

1. З огляду правил об'єднання показників надійності, які наведені в вище, видно, що їх традиційні форми не позбавлені недоліків. Основний з них полягає в тому, що надійність системи P_Σ значно нижче надійності її елементів P_{ik} . Мова йде про послідовно поєднані структури (насамперед, це силові механізми і агрегати), де діє правило множення імовірностей безвідмовної роботи (ІБР). Таке правило виникло в середині ХХ сторіччя на початковому етапі розвитку теорії надійності. На той час складові елементи мали низьку надійність. В такій ситуації правило множення ІБР найадекватніше. Але при збільшенні первісної надійності складових елементів системи таке правило стало невиправданим. Таким що гальмує створення економних конструкцій. Системи з високонадійних елементів потребують якісно інших правил об'єднання, що забезпечують принцип $P_\Sigma \rightarrow P_{ik}$

2. Такому принципу відповідають правила об'єднання показників ризику, одним з яких є ресурсний індекс безпеки [2, 31].

3. Знайдена структура об'єднуваних формул, які позбавлені зайвого консерватизму при розрахунках надійності системи. Отримано нові правила об'єднання на підставі показнику ризику та на підставі розподілення Ліндлі.

4. Обґрунтовано алгоритм пошуку індексу безпеки для систем, який забезпечує виконання принципу $\beta_{\Sigma P} \rightarrow \beta_{mP}$, який можна вважати аналогом принципу $P_\Sigma \rightarrow P_{ikmin}$. Запропоновано правило об'єднання індивідуальних індексів на підставі розподілення Ліндлі $\beta_{\Sigma PLND}$. Рекомендовано його застосовувати при великій кількості (понад 10) критичних елементів системи та для мультіджерельного пошкодження. При меншій їх кількості пропонується використовувати більш звичну форму індексу $\beta_{\Sigma P}$. Вона добре відповідає ситуації дії декількох (4÷7) деградаційних процесів на елемент технічної системи.

5. Знайдено пояснення низької надійності системи, яка визначається за правилом множення ІБР. Зазвичай це пов'язують із фактором взаємовпливу елементів. В методі індексу безпеки ситуація $P_{\Sigma} \square P_{ikmin}$ пояснюється фактором невизначеності. Його вплив нівелюється ідентифікацією моделей, серед яких важливу роль займає процедура встановлення критичності u_{ik} . Дана формалізація ефектів об'єднання і ідентифікації.

6. Алгоритм побудови діаграми «індекс безпеки системи $\beta_{\Sigma P}$ – параметр навантаження (в даному випадку – ΔF)» є певною альтернативою процедурі підсумовування пошкоджень. Остання є актуальною на ранішніх етапах проектування, коли невизначеність навантаження примушує обирати спектри з широкою варіативністю. Після етапів відпрацьовування міцності, ресурсу, надійності, а тим більш на етапі експлуатації, коли відслідковується процес навантаженості, її варіація суттєво зменшується. Створюється можливість не підсумовуючи пошкодження безпосередньо контролювати виробіток ресурсу.

7. Матеріали 1 розділу опубліковано в працях [45-48].

РОЗДІЛ 2

ПРОГНОЗУВАННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ЛИСТОПРОКАТНИХ ВАЛКІВ НА ОСНОВІ ЗМІШАНОГО МЕХАНІЗМУ РУЙНУВАННЯ

2.1 Технологічні аспекти оцінки роботоздатності прокатних валків з точки зору їхньої надійності

Робочі валки в прокатному виробництві займають вагомому частину витрат при формуванні собівартості кінцевої продукції. Основними способами зниження їхньої витрати є підвищення зносостійкості й міцності, при цьому основним способом продовжує залишатися застосування зносостійких матеріалів (у тому числі здатних протистояти утворенню сітки розпалу й викришуванню). Ефективними методами зниження витрати валків є також організаційно-технічні міри. Серед них раціональний режим перевалок, створення калібрувань, що забезпечують раціональне зношування валка по периметру калібру, використання повністю відпрацьованих валків для переходу на прокатку іншого профілю, застосування високоефективних технологічних змащень та інші. Залежно від призначення й конструкції стана до валків можуть пред'являтися ще й додаткові вимоги.

Фактори міцності й зношування в ряді випадків технологічно взаємозалежні, так відбувається, наприклад, при сортової, а також при низькотемпературній прокатці. Прикладом взаємозв'язку названих факторів, що представляють інтерес для розглянутого завдання, є сортопрокатне, більшою мірою, крупносортне виробництво. У свою чергу, в особливу групу можна виділити виробництво рейок, великих двотаврових балок і шпунтових паль. Характерним для названих виробництв є те, що валки для прокатки перерахованих профілів мають глибокі врізання. Оскільки подібні врізання досить інтенсивно знижує міцність валків, а методи теоретичної оцінки величини енергосилових параметрів є недостатньо розробленими, то єдиним шляхом забезпечення міцності валків стає збільшення

їхніх вихідних розмірів.

Вимоги по механічній міцності є першочерговими оскільки їхнє дотримання забезпечує безаварійну роботу стана. Із цієї причини коефіцієнт запасу міцності валків завжди був високим і традиційно становив не менше п'яти. До станин робочих клітей пред'являлися ще більш високі вимоги й названий коефіцієнт для них становив не менше десяти. Разом з тим, останнім часом намітилися нові тенденції при створенні конструкцій робочих клітей і відношення до величини коефіцієнта запасу міцності стало мінятися.

Співвідношення лінійних розмірів і діаметрів елементів робочих валків (співвідношення між довжиною й діаметром бочки валка, те ж відносно шийок і хвостовика) у цей час не має однакового характеру для всіх станів і це цілком з'ясовно й виправдано. Існують, наприклад, робочі кліті групи станів, що є прямими аналогами блюмінгів. Це обтискні дуо реверсивні кліті балкових, рейкових, рейкобалкових станів, де співвідношення названих параметрів залишається досить традиційним і постійним протягом від початку їхнього створення і до тепер. З'явилися кліті з консольним розташуванням валків, які є повною протилежністю традиційним клітям дуо. Для багатьох типів сортових і дротових станів стали використовуватися безстанинні кліті із синхронизованим регулюванням верхнього й нижнього валків та безстанинні попередньо напружені кліті (ПНК). Останні застосовуються, переважно, для мілкосортних, середньосортних і дротових станів.

У практиці прокатного виробництва поряд з новими тенденціями склалися й продовжують діяти досить давно сформовані загальні підходи до співвідношення параметрів робочих валків. Співвідношення між діаметром бочки (робочої частини валка), її довжиною, розмірами шийки й хвостовика більшою мірою створено на базі технологічних передумов. Попри все те, що вихідні передумови є досить обґрунтованими, не можна стверджувати, що співвідношення названих параметрів є оптимальним для всіх випадків або, щонайменше, для їх більшості. Головними факторами визначальне співвідношення параметрів, є енергосилові параметри прокатки – момент і сила. Прикладом, що заслуговує окремої уваги при їхньому

розгляді, є листопрокатне виробництво. Валки листових станів експлуатуються в умовах найбільших (у порівнянні з іншими видами прокатного виробництва) значеннями сили й моменту прокатки. Параметри валкових вузлів і конструкції робочих клітей у цілому листових станів підлеглі особливим технологічним вимогам, характерним для виробництва листа (забезпечення якості листа в частині його геометрії, насамперед, площинності). Важливою характеристикою є також твердість валкових вузлів і робочої кліті в цілому. Остання обставина здобуває особливу значимість при холодній прокатці листа.

Співвідношення параметрів робочих валків з часом розвитку прокатного виробництва перетерплювали зміни. В умовах лінійних станів, що включають кліті тріо, валки мали довгу бочку, відношення її довжини до діаметра становило 2...2,5 і вище. Зі створенням безперервних станів це співвідношення стало, як правило, близьким до одиниці, співвідношення параметрів валків у цілому стало наближатися до оптимального. Пріоритетними показниками часто стає забезпечення достатньої твердості валкових вузлів. Варто очікувати, що подальша оптимізація параметрів робочих валків і їхніх вузлів буде виконуватися по шляху зменшення їхніх габаритів і, відповідно, маси.

Маловивченим у частині кількісної оцінки продовжує залишатися вплив енергосилових параметрів прокатки на зношування. Відомо, наприклад, у практиці гарячої прокатки, що з підвищенням температури деформуємого металу зношування валків, як правило, знижується. Разом з тим, названий факт є неоднозначним з погляду результуючого економічного ефекту в загальному (сумарному) витраті по переробці. Проблема в тому, що виникає протиріччя між позитивним ефектом збільшення стійкості валків і супутнім ростом питомих енерговитрат. Недостатньо вивченим є також і вплив на зношування валків способів охолодження валків в умовах високотемпературної прокатки, наприклад, через утворення сітки розпалу. Неоднозначним стає зміна витрати енергоносіїв (газу в нагрівальних печах і електроенергії в головних приводах). Витрата електроенергії в головних приводах знижується, витрата газу на нагрівання металу збільшується. Результуючий ефект буде залежати від ринкових показників вартості

одного й іншого виду енергоносія. У різні періоди часу це співвідношення може змінюватися в досить широких межах. В умовах дефіциту газу більш ефективним може бути технологічне рішення зниження температури прокатки – так звана низькотемпературна прокатка. Витрата валків у цьому випадку стає вторинним фактором. В умовах низькотемпературної прокатки актуальним стає завдання більш глибокої оцінки працездатності елементів і вузлів головної лінії й, зокрема, робочих валків.

Сучасні прокатні стани переважно безперервні, для них характерні стабільні температурно-швидкісні умови роботи. Для умов стабільної роботи станів виникає нове завдання – наскільки необхідним є витримувати відзначені вище 5-кратний запас міцності для валків і 10-кратний для станин робочої кліті. Названі коефіцієнти запасу міцності (5 і 10) склалися історично й були цілком виправданими для умов прокатки, наприклад, на лінійних станах, де найменша позаштатна технологічна пауза приводила до швидкого остигання розкату й до одночасного різкого збільшення енергосилових параметрів. Крім того, при низьких швидкостях прокатки, що характерно для лінійних станів, завжди має місце різниця в температурі переднього й заднього кінця розкату, так званий «температурний клин». У таких умовах роботи зазначений запас міцності був необхідний. В умовах сучасних безперервних станів, де умови прокатки є досить стабільними, температурний клин менш виражений. У таких умовах завдання оцінки міцності прокатних валків повинна мати нову постановку.

Передумовами для уточнення параметрів робочих валків є також розгляд технологічного взаємозв'язку їхніх діаметрів з параметрами прокатки. Щонайменше, це дві передумови, перша – прагнення зменшити діаметр валків з метою обмеження поперечного плинину (розширення) металу. Друга полягає в тому, що зменшення діаметра валка сприяє зменшенню сили прокатки. Обидві передумови свідчать на користь зменшення діаметра валка. Розширення в абсолютній більшості випадків розцінюється як нераціональна формозміна, що знижують ефективність витяжної здатності валків. Супутнім недоліком стає невиправдане збільшення витрати електроенергії, затрачуваної на деформацію,

через збільшення числа проходів. Відзначений факт має місце, насамперед, при прокатці у витяжних калібрах сортових станів (тобто, коли має місце вузьке вогнище деформації). При листовій прокатці (при прокатці в умовах широкого вогнища деформації, де поперечний плин металу практично відсутній) зменшення діаметра валків є пріоритетним з погляду зниження сили прокатки. У всіх випадках (при сортової і листовій прокатці) прагнення, наскільки це можливо, зменшити діаметр робочої частини валка є виправданим. Стримуючим фактором на шляху до реалізації такого досить очевидного підходу є супутнє зниження міцності валка. Крім того, характер зниження міцності валка (кубічна залежність міцності від діаметра) змушує прокатників-технологів проявляти додаткову обережність. Обережність технологів доповнюється й тим фактом, що в умовах підвищення рівня напружень досить прогнозованого характеру (вигин із крутінням) можуть проявлятися й розвиватися принципово нові, невивчені механізми виникнення й розвитку зародків мікротріщин технологічного походження, що виникають при виготовленні валків. Недолік знань у цій області стримує пошук і створення нових технологічних режимів обтиснень при досить очевидній перспективності підходів з погляду відзначених вище достоїнств.

Передбачуване супутнє зниження коефіцієнта запасу міцності при зменшенні діаметра валка стосовно вихідного значення необхідно оцінювати з урахуванням нових силових умов. Це продиктовано тим, що, як відзначено вище, зі зменшенням діаметра валків сила прокатки знижується.

Питання супутнього зниження твердості валка в кожному окремому випадку стосовно до нових умов експлуатації необхідно буде вирішувати в індивідуальному порядку в кожному окремому випадку оцінюючи наскільки зниження твердості є обмежуючим чинником.

Відзначені вище підходи можуть бути реалізовані в умовах сортової й листової прокатки (в умовах масового виробництва), а також у випадках освоєння нового, більше важкого профілю або, наприклад, розширення марочного сортаменту. Ще одна область реалізації – відзначена вище низькотемпературна прокатка.

2.2 Проблема оцінки технічного стану валків в аспекті їхнього обслуговування

Валки, будучи інструментом для масового виробництва металопроката, завжди перебували в зоні особливого інтересу технологів і механіків металургійної промисловості. Після того, як валки стануть задовільно відповідати технологічному регламенту, на перший план виходять питання їх стійкості. Найбільш коштовні валки листопрокатних станів по класифікатору основних засобів виробництва віднесені до 3-ї (робочі валки, 3-5 років корисного використання) і до 4-ї (опорні валки, 5-7 років корисного використання) амортизаційним групам [49]. Такі терміни служби закладаються при проектуванні шляхом забезпечення запасів конструкційної міцності тіла валка для необхідної довговічності з урахуванням установленої кількості перешліфовок робочої поверхні, яка перевіряється по контактних тисках.

На металургійних підприємствах організовані служби валкового господарства, що стежать винятково за станом і ремонтом валків. Маса окремих валків може досягати кілька десятків тонн, а їх вартість – кілька сотень тисяч євро. Ясно, що аварійна відмова валка негативно позначається на економіці виробництва. Це змушує обслуговуючий персонал знімати валок з експлуатації після нормативної кількості його перешліфовок і досягнення мінімального діаметра робочої частини. З іншого боку, враховуючи наявність цехового парку валків, що нараховує декілька десятків комплектів, передчасне (до вичерпання технічного ресурсу) відправлення валків в утиль також суттєво здорожчує вартість прокату. Менеджмент більшості металургійних підприємств відносить до одного з актуальних завдань зниження витрати валків, що досягається різними шляхами. Але для цього, насамперед, необхідно вірогідно прогнозувати технічний стан і залишковий ресурс валків.

Щоб мати таку можливість при експлуатації, на стадіях проектування й виготовлення слід підготувати відповідну інформаційну базу про властивості валка та його вихідному ресурсі. Це вимагає більш детальної розробки моделей

деградаційних процесів, ніж це робиться при розрахунках запасів міцності. З погляду надійності, валок має ознаки складної технічної системи, оскільки на нього впливає ряд процесів, що ушкоджують. При цьому не кожний з них веде безпосередньо до втрати роботоздатності, але кожний з них веде до несправного стану валка, при якому погіршується якість прокату. Роботоздатність валка пов'язана з об'ємними явищами: його повним руйнуванням або відшаровуванням великих масивів металу внаслідок глибокої втоми. Їхня небезпека збільшується відсутністю візуальних діагностичних ознак. Поверхневі ж явища (трибологічні, термічні) успішно, хоча й клопітно, діагностуються при експлуатації. Використовуючи поняття технічної діагностики можна вважати, що справність валка підтримується обслуговуванням по технічному стану. Однак у цілому, валки експлуатуються або до нормативного ресурсу, або до відмови (руйнування). Таким чином, стратегія технічного обслуговування й ремонту валків не відповідає стратегії їх використання. Це пояснюється складністю діагностування працездатних станів і очевидністю діагностування справних станів.

Технічний стан валків значною мірою обумовлює економіку прокатного виробництва. Її погіршення зв'язане або з ростом витрати валків, або зі збільшенням їх вартості, яке спрямовано в підсумку на стримування цієї витрати. Крім того, низька стійкість (довговічність) валків веде до збільшення простоїв і зниженню продуктивності, що також негативно відбивається на економіці.

Проблема комбінації вартості й довговічності валків вирішується шляхом знаходження мінімуму функції питомих витрат на їхній зміст і ремонт, що відповідає оптимальному терміну служби. Організувати збирання інформації для розв'язку такої проблеми невласливе для обслуговуючого персоналу (принаймні, при планово-запобіжній системі ремонтів). На виробництві не схильні ускладнювати завдання, тому встановлюються видаткові коефіцієнти для валків. Це здійснюється математико-статистичними методами на основі річної кількості фактично витрачених валків. Такий підхід, з одного боку, не дає повної інформації про реальний ресурс валка, оскільки, фактично, він знімається з експлуатації на підставі нормативу, хоча при цьому може контролюватися його зношення. З

іншого боку, для обґрунтованих розв'язків по технічному обслуговуванню потрібна представницька статистична вибірка, яку можливо одержати тільки для відносно недорогих валків і бракуємих по порівняно некритичних відмовах. В інших ситуаціях доцільно застосовувати ймовірнісно-фізичні ресурсні методи, аналогічні методам використуваним для обґрунтування міцності валків.

Внаслідок наявності парку валків, збиток від аварійної відмови порівнюємих з додатковими витратами, обумовленими передчасною (до вичерпання технічного ресурсу) утилізацією валка. При збільшенні вартості валків і збереженні витрат на їхнє відновлення, частка останніх у вартості основних засобів зменшується. Це збільшує оптимальний термін служби валка, що доводиться на мінімум витрат, пов'язаних з його змістом. Один із шляхів зниження витрати валків полягає в застосуванні до валків у повному обсязі принципів обслуговування по технічному стану, які характеризуються широким використанням методів технічного діагностування. Даний напрямок актуальний для великогабаритних прокатних валків, дозволяючи шляхом оцінки залишкового ресурсу й надійності знизити їхню витрату [49,50].

На економіці виробництва негативно відбивається не тільки висока витрата валків, але і їх неплановий вихід з ладу в процесі експлуатації. Аналіз відмов, проведений по чотирьом безперервним листопрокатним станам показав, що приблизно третина аварій, що відбуваються на робочих клітках і головних лініях, обумовлена руйнуваннями валків (табл.2.1). У сортопрокатних станах іноді валок є слабкою ланкою головної лінії, визначаючи її «ліміт безаварійної роботи» [51].

Використання діагностичного алгоритму оцінки технічного стану прокатних валків і прогнозування їх залишкового ресурсу припускає збільшення ступеня виробітку ресурсу валка, як за рахунок контролю фактичного ушкодження в окремо взятій клітці, так і шляхом оптимізації маршруту перестановки валків по клітках безперервного стану.

Таблиця 2.1* – Аварійні відмови безперервних листопрокатних станів, пов'язані з валками

Стан	Час спостереження, міс.	Вузли				
		Головні лінії й робочі кліті з валками	Валки в комплекті	Робочі валки	Опорні валки	
		Усього ремонтних впливів	З них аварії			
2000	24	69/ 100%	10/14%	-	2/20%	1/10%
1680	54	367/ 100%	74/20%	-	25/34%	1/1%;
1700	12	-	51'	16/31%	2/4%	1/2%
2500	120	-	51"	8/16%	3/6%	1/2%

* дані для аналізу надані д.т.н. В.В. Вереневым,

' – включаючи факти застрягання штаби у валках,

" – увійшли тільки відмови, внаслідок руйнування деталі,

у знаменнику представлено відносне число аварійних відмов.

Використання діагностичного алгоритму оцінки технічного стану прокатних валків і прогнозування їх залишкового ресурсу припускає збільшення ступеня виробітку ресурсу валка, як за рахунок контролю фактичного ушкодження в окремо взятій кліті, так і шляхом оптимізації маршруту перестановки валків по клітях безперервного стану.

2.3 Стан досліджень в області прогнозування ресурсу прокатних валків

Традиційно, тут переважають дослідження стійкості валків, які проводять технологи-прокатчики. В них математико-статистичними методами одержують

апостеріорні моделі терміну служби валків, що застосовуються для прогнозування ресурсу валків тільки стану об'єкта досліджень [50]. Тому виникає потреба в розробці апріорних моделей працездатності, заснованих на ймовірностно-фізичних методах надійності. Цим вимогам багато в чому відповідає діагностичний алгоритм, заснований на ймовірностно-кінетичній моделі росту радіального зношування валка.

Вивчаючи природу відмов валків, фахівці дійшли висновку, що істотну роль у проблемі стійкості відіграють процеси взаємодії робочих валків з металом і опорними валками. При цьому в зоні контакту, поряд з областю зчеплення, є область ковзання, у якій відбуваються фретінг-процеси, де початок і поширення руйнування відбувається по II моді (поперечне зрушення) [51]. Установлене, що граничне значення коефіцієнту інтенсивності напружень (КІН) для валкових сталей $\Delta K_{thII} = 3 \dots 6 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0,5}$, що в 1.5... 3 рази менше, ніж граничне значення КІН для I моди руйнування (нормальний відрив) [51]. При контакті валків між собою в їх підповерхневих шарах з'являються знакозмінні дотичні (реверсні) напруження, що складають сотні МПа. Оскільки ці напруження в межах майданчика контакту поверхні змінюються циклічно, то для ініціювання руйнування досить мати несущільність у соті частки міліметра або кілька структурних одиниць матеріалу [51]. Для таких великогабаритних деталей як валки прокатних станів це значить, що руйнування починається, практично, від початку експлуатації. Реверсні напруження відповідають за появу внутрішніх тріщин, які ведуть до відшаровування масивів металу валків (spalling), розповсюдженому виду відмов валків чистових клітей (рис.2.1) [52].

Наявність тангенціальних сил тертя в майданчиках контакту веде до того, що дотичні напруження із глибини виходять на поверхню. Особливо це яскраво проявляється при порушенні процесу прокатки у вигляді складання штаби (cobble) [53]. У результаті з'являються стріловидні тріщини, що йдуть із поверхні під нахилом вглиб тіла валка [54]. Тріщини II моди, що виникають у результаті контактної втоми, не можуть привести до руйнування валка, тому що при їхньому зростанні КІН знижується. На деяких металургійних підприємствах наявність

поверхневих тріщин не є бракувальною ознакою. Для подальшого розвитку таких тріщин потрібні додаткові умови з новими механізмами руйнування. Наприклад, викришування валків (pitting) пов'язане з розвитком стрілоподібної тріщини по I моді через її гідророзклинення з боку змазуючо-охолодної рідини, якою зрошують валки [54]. У конкретних умовах деформування реальної деталі можливі різні сценарії чергування механізмів руйнування, завдяки яким утворюється наступна стадія ресурсу [51].

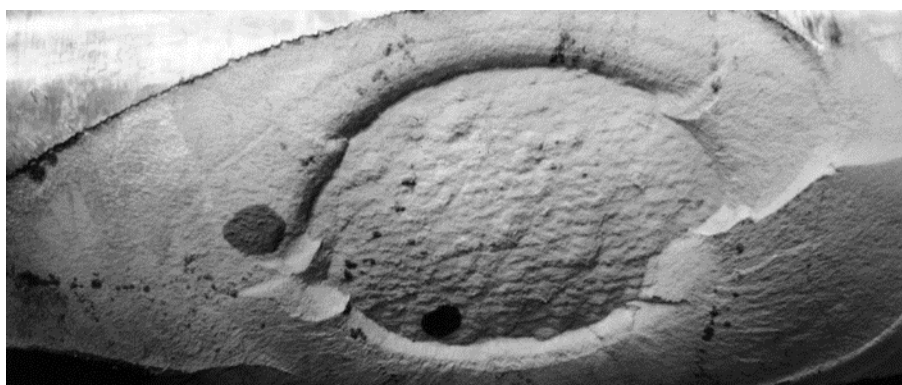
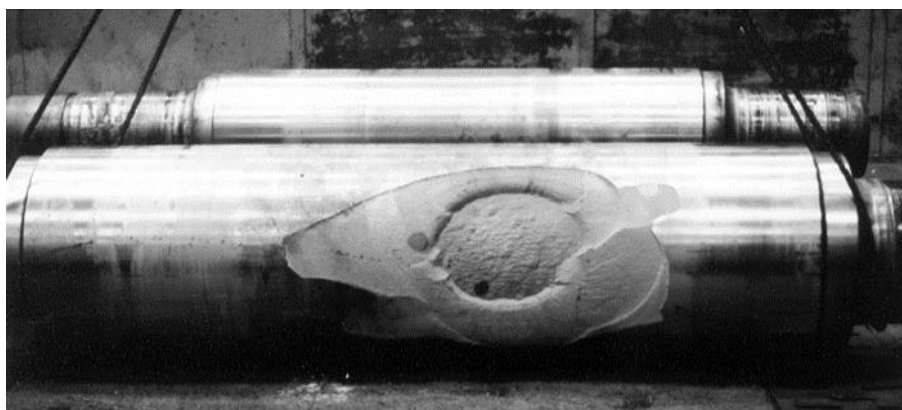


Рисунок 2.1 – Відшарування робочої поверхні валка.

Силкові критерії тендітного руйнування в цей час широко використовуються для обґрунтування працездатності валків [52-57].

Досить докладно пророблені методики аналітичної й чисельної оцінки напружено-деформованого стану металу в об'ємі валка, результати яких використовуються, як для забезпечення конструкційної міцності [58, 57], так і для

визначення циклічної довговічності [51,59]. При цьому використовуються основні принципи розрахунків деталей машин на багатоциклову втому. Якщо при розрахунках напружено-деформованого стану, поряд з механічними навантаженнями, враховується вплив теплових полів і залишкових напружень [57,60], то тоді переходять звичайно до деформаційних критеріїв малоциклової втоми [60,61]. Подібні розрахунки дають можливість прогнозувати довговічність до появи тріщини.

Разом із цим, ресурс багатьох валків, як до несправного стану, так і до втрати ними працездатності, багато в чому визначається періодом розвитку в них мікротріщини. Вона може з'явитися як тріщиноподібний дефект у готовому валку при його виробництві. Засоби діагностичного контролю валка не можуть виявити всі можливі дефекти. Важливо, щоб вони не одержали розвитку в процесі експлуатації. Тому для валків стали актуальними моделі механіки руйнування, що зв'язують граничний розмір дефекту з його місцем розташування й зусиллям прокатки. Подібні моделі почали використовувати з 70-х років для спроектованого листопрокатного стану 5000 [62]. Крім цього, одержали розвиток методи прогнозування живучості валка, де розглядається період розвитку поперечної дискової тріщини [63,64]. У зазначених моделях поведінка валків контролюється коефіцієнтом інтенсивності напружень (КІН) для I моди руйнування у вигляді нормального відриву.

Таким чином, раннє тріщиноутворення робить доцільним побудову діагностичних моделей валків на основі методів механіки руйнування. Є кілька джерел, що ініціюють появу макротріщини у валках.

1. Неметалічні включення розміром від 10 до 60 мікронів у приповерхневих шарах одержують можливість розвитку внаслідок дотичних напружень від змінної контактної взаємодії. Дослідження, проведені засобами мікрокомп'ютерної томографії показали, що в підшипникових сталях при контактній утомі в умовах кочення тріщина від вихідного дефекту починає рости не пізніше 10000 циклів навантаження, хоча довговічність до руйнування становить у такому режимі більш 10^6 циклів [65]. При пітінгі валків зміна механізмів руйнування відбувається в

такій послідовності: $II \rightarrow I \rightarrow I+II$ [66, 67]. При спеллінзі валків механізми руйнування чергуються в наступній послідовності: $II \rightarrow I \rightarrow I+II \rightarrow II \rightarrow I$ [68, 69]. Початкова фаза ушкоджень валків в обох випадках однакова. Однак, подальша траєкторія тріщини залежить від співвідношення діючих КІН по першій KI і другій KII модам. Вона може піти із глибини до поверхні, і тоді з'являється неглибокий кратер; або при високих контактних тисках вона може рости на глибині паралельно утворюючої валка, поки не одержить умов для виходу на поверхню, і тоді відшаровується великий масив валка [67].

2. Надмірні локальні деформації в поверхневих шарах внаслідок ратчетінга (ratcheting – нагромадження залишкових деформацій) під дією кільцевих напружень термічного й (або) фрикційного походження ведуть до мікророзривів поверхні [66, 70]. Експерименти по опору термовтоми, що імітують температурний режим у валках гарячої прокатки з високохромистого чавуну, показали, що термотріщини в них з'являються вже після 500 циклів теплозмін (фактично, обертів валка) [71]. Аналогічні результати наведені в дослідженнях [72], де розрахунками на малоциклову втому обґрунтовано, що високотемпературні тріщини глибиною 0,5 мм у валках клітей безперервного широкоштабового стану утворюються після 100-200 циклів (рис.2.2).



Рисунок 2.2 – Руйнування валків внаслідок термічних напружень

3. У вільних від контакту зонах валка (шийки) можуть виникати дефекти поверхні корозійної й гідроабразивної природи від впливу охолоджуючої рідини. Виходи при цьому на поверхню валка сульфідів суттєво знижують його втомну міцність [73].

Таким чином, ресурс валка можна визначати як суму періодів розвитку тріщини (живучості) під дією механізмів руйнування, що змінюють один одного (чистих або змішаних).

2.3 Особливості напруженого стану металу в об'ємі валка

В загальному випадку валок представляє собою коротку балку, що працює в умовах поперечного вигину. Дія поперечних сил приводить до утворення дотичних напружень, які в інженерній практиці можна оцінити по напруженням зрізу:

$$\tau_{sh} = \frac{P}{2 \cdot A}, \quad (2.1)$$

де P – зусилля прокатки,

A – площа поперечного переріза.

Дотичні напруження крутіння визначають по моменту прокатки $M=P \cdot h$ як:

$$\tau_{tr} = \frac{M}{0,2 \cdot D^3}, \quad (2.2)$$

Для валка (рис.2.3) співвідношення між дотичними напруженнями від моменту й зусилля прокатки й нормальними напруженнями вигину σ від зусилля прокатки виглядають так:

$$\tau_{sh} / \sigma = 1/8 \gamma_{lb}, \quad \tau_{sh} / \tau_{tr} = 1/8 \gamma_{lh}, \quad (2.3)$$

де $\gamma_{lb}=L/D, \gamma_{lh}=h/D$ – відповідно, коефіцієнти плеча при вигині й крутінні.

Враховуючи, що для листопрокатних валків величина $\gamma_{lb} < 1$, а величина $\gamma_{lh} \ll 1$, дотичні напруження τ_{sh} порівнянні з напруженнями вигину σ і перевищують напруження крутіння τ_{tr} . Оскільки при розрахунках прокатних валків по запасах міцності враховується напруження τ_{tr} , то немає сенсу не враховувати напруження τ_{sh} . Тим більше, що напруження крутіння змінюються періодично залежно від виходу металу з валків, а частота зміни напружень τ_{sh} щодо дефекту, як усередині, так і на поверхні стрижня відповідає частоті обертів валків (рис.2.4,а).

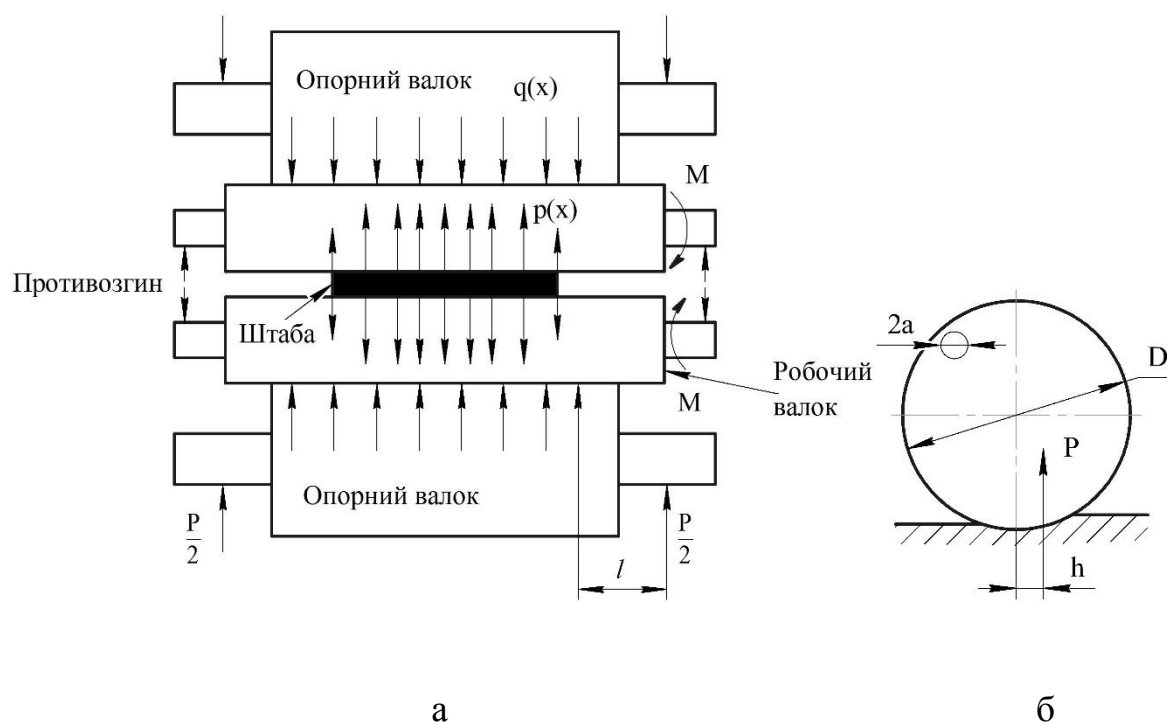


Рисунок 2.3 – Схема навантаження робочого і опорного валків розподіленими силами $p(x)$ і $q(x)$ від зусилля прокатки P та противоизгину у клітях типу кварто при прокатці штаби (а), а також схема розташування сферичного дефекту в приповерхньому шарі валка (б).

Це відноситься не тільки до бочки валка, де активні поверхневі деградаційні процеси. У шийках валків нормальні напруження, як правило, несуттєві й за допомогою традиційно використовуваної моделі міцності валків у вигляді опору

спільному вигину й крутінню складно пояснити руйнування в цих зонах. Але саме стан шийок багато в чому визначає повний ресурс валка до його списання, оскільки їх складно відновлювати при ремонтах, а тріщиноподібні дефекти тут з'являються від впливу охолоджуючої рідини й можуть мати корозійну природу [73].

Крім цього, прагнення технологів поліпшити площинність прокату шляхом збільшення твердості кліті спонукає використовувати в опорах валків багаторядні підшипники, зазори в яких вибираються при відносно малих зусиллях прокатки й подальше деформування валка відбувається за принципом затисненої балки. Хоча в інженерній практиці звичайно валок представляють як шарнірно закріплену балку. У результаті, під підшипниками валок зазнає додаткового втомного процесу від навантаження вигином з обертанням, амплітуда якого дорівнює згинаючому моменту в бочку валка. Оскільки діаметр шийок менше, ніж бочок, то напруження й ушкодження тут вище. Усе вищесказане говорить про актуальність досліджень впливу змішаного характеру руйнування на ресурс валків.

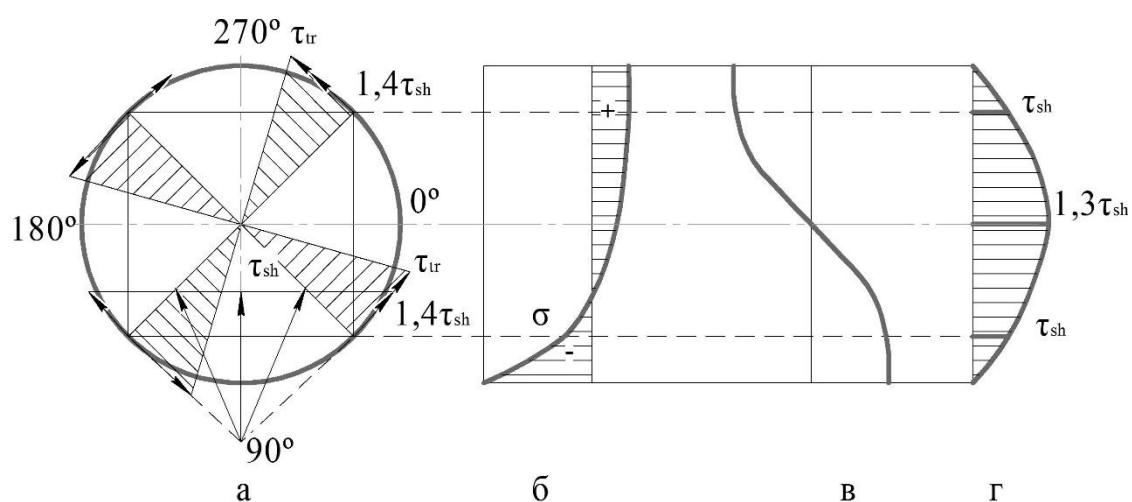


Рисунок 2.4 – Розподіл дотичних (а, г) і нормальних (б) напружень, скривлення перетинів (в) у поперечному (а) і поздовжньому перетині (б, в, г) валка при поперечному вигині

2.4.1 Деякі результати досліджень опору утоми при поперечному вигині

Ряд особливостей, які найбільше яскраво проявляються для призматичних зразків, був виявлений при випробуваннях різних сталей на трьохточковий вигин. Досліджувався вплив відстані між опорами зразка (довжина прольоту) на втомний опір. Як і в ситуації з валками цей фактор характеризується коефіцієнтом плеча γ_{lb} у вигляді відношення висоти зразка до напівдовжини прольоту. З його зниженням і підвищенням градієнта напружень, у тому числі й по довжині зразка, змінюються закономірності росту тріщин. Зародившись на нижній розтягнутій грані зразка, як напівкругла, зі співвідношенням півосей $c/a=1$ (рис.2.5), при більших прольотах тріщина прагне перетворитися в крайову прямолінійну тріщину відриву.

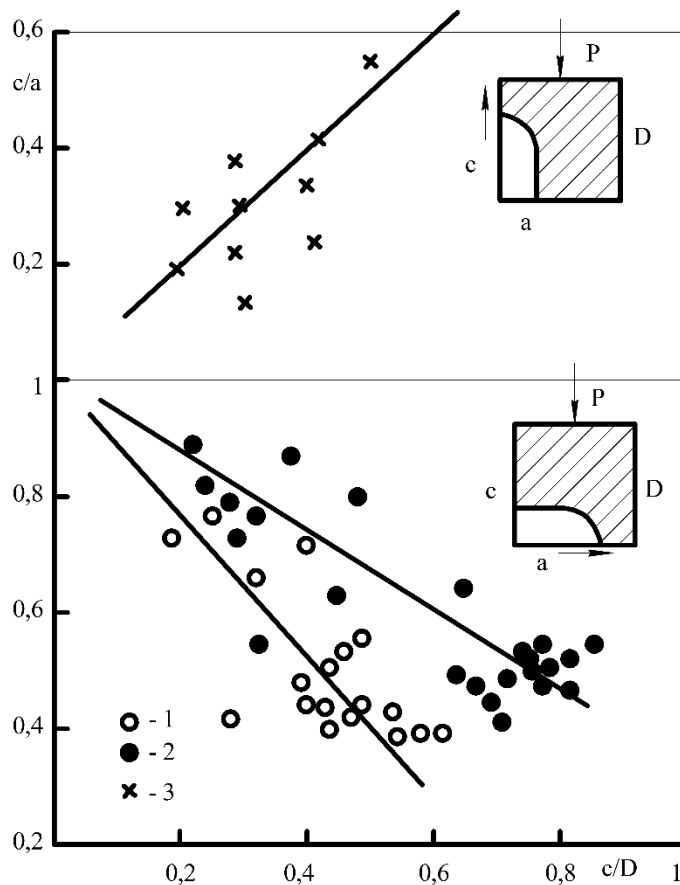


Рисунок 2.5 – Зміна форми тріщини для призматичних зразків з низьколегованих сталей при трьохточковому вигині: 1 – $\gamma_{lb}=5$, 2 – $\gamma_{lb}=2$, 3 – $\gamma_{lb}=1$

Якщо максимальні циклічні напруження достатні для досягнення критичного КІН K_{Ic} , то руйнування відбувається, коли фронт тріщини ще криволінійний. Поверхнева тріщина більш інтенсивно росте по нижній грані.

При скороченні прольоту інтенсивність росту в цьому напрямку знижується, а співвідношення c/a росте, тобто тріщина довше зберігає округлу форму. Подальше скорочення прольоту показує, що поточна форма тріщини відчутно змінюється: величина c/a стає більше одиниці, оскільки спостерігається більш інтенсивне зростання тріщини нагору по бічній грані. Для кількісної оцінки форми тріщини використовується залежність між співвідношенням c/a і відносною її глибиною c/D . Зазвичай для цієї моделі застосовують статичну функцію, але в цьому випадку можна обмежитися лінійною залежністю:

$$c/a = 1 + q(c/D). \quad (2.4)$$

Величина інтенсивності зміни форми q становить: $q = -1,2 (\gamma_{lb} = 5)$; $q = -0,7 (\gamma_{lb} = 2)$; $q = 0,1 (\gamma_{lb} = 1)$ (рис.2.6).

Цілком очевидно, що зі зменшенням коефіцієнта плеча зростає вплив II моди руйнування. Критичне значення глибини тріщини нормального відриву c_c , отримане для умов $\gamma_{lb} = 5$, не є таким для умов $\gamma_{lb} = 1$ і не веде до миттєвого тендітного руйнування. Замість цього спостерігається ріст тріщини зі швидкостями $10^{-7} - 10^{-6}$ м/цикл у бік максимальних зрушуючих напружень τ_{sh} , де відсутні напруження вигину. При цьому тріщини починають відхилятися від перпендикулярного до нижньої грані напрямку, що характерно для поперечного зрушення.

Розглянуті особливості росту тріщин впливають із аналізу величини КІН на фронті первинної поверхневої тріщини, що передує крайовий (рис.2.6). в цьому випадку КІН визначається по відомій формулі через значення напівеліптичного інтеграла Q_0 для глибини тріщини l (залежно від напрямку це може бути або a або c) при номінальних нормальних напруженнях σ :

$$K_I = \sigma F_{A(B)} \sqrt{\frac{\pi l}{Q_0}}. \quad (2.5)$$

При вигині зразка в площині найменшої твердості значення геометричної функції F_B у точці В зростає до 50% відносно F_A у точці А. Це й обумовлює ріст

тріщини в зазначеному напрямку (рис.2.6). При розтяганні величина F_A може вдвічі перевищувати величину F_B , що обумовлює розвиток тріщини в перпендикулярному напрямку.

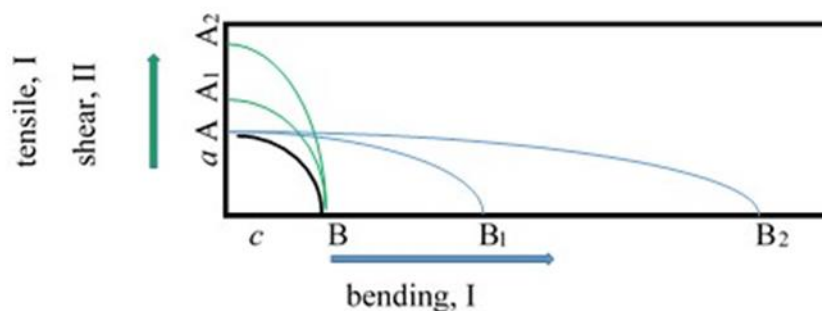


Рисунок 2.6 – Схема росту первинної тріщини розмірами $a \cdot c$ у перетині призматичного зразка при вигині (bending), розтяганні (tensile) і зрушенні (shear)

З появою зсувних деформацій і дотичних напружень τ КІН-и для II моди визначаються по довідникові Ю. Мураками [74]:

$$K_{II} = 2\tau F_{II} \sqrt{\frac{l}{\pi}}. \quad (2.6)$$

Згідно наведеним у довіднику даним K_{IIA} більш, ніж в 2 рази перевищують величину K_{IIB} . Що природно, оскільки зусилля діє в напрямку до точки А.

Ще одна особливість поведінки матеріалів при поперечному вигині пов'язана з ростом циклічної міцності при скороченні прольоту, якщо для критерію використовувати нормальні напруження. Про це свідчать втомні випробування в'язкої сталі 09Г2 ($\sigma_B=462$ МПа, $\sigma_T=328$ МПа, $\psi=0,56$): при зниженні коефіцієнта плеча від $\gamma_{lb}=2,5$ до $\gamma_{lb}=1$ границі витривалості, виражені в максимальних умовно пружних напруженнях циклу, зростають на 20%. Можна припустити, що для дійсних напружень, що враховують ранню появу в даній сталі пластичних деформацій, ця різниця буде несуттєва. Однак, і для термозміцнених сталей,

наприклад, сталі 40X ($\sigma_B=1480$ МПа, $\sigma_{0,2}=1180$ МПа, $\psi=0,43$) спостерігається збільшення довговічності, практично на порядок при переході від $\gamma_{lb}=2,5$ до $\gamma_{lb}=1$. А в цій ситуації дійсні напруження вигину наближені до умовно пружних нормальних напружень. Тут фактор плеча γ_{lb} проявляє себе аналогічно факторові концентрації напружень, але на відміну від нього зниження границі витривалості в багаточикловій області не відбувається (рис.2.7). Це пов'язано з характером розподілу нормальних напружень при $\gamma_{lb}=1$ та депланацією перетинів при поперечному вигині (рис.2.4,б,в).

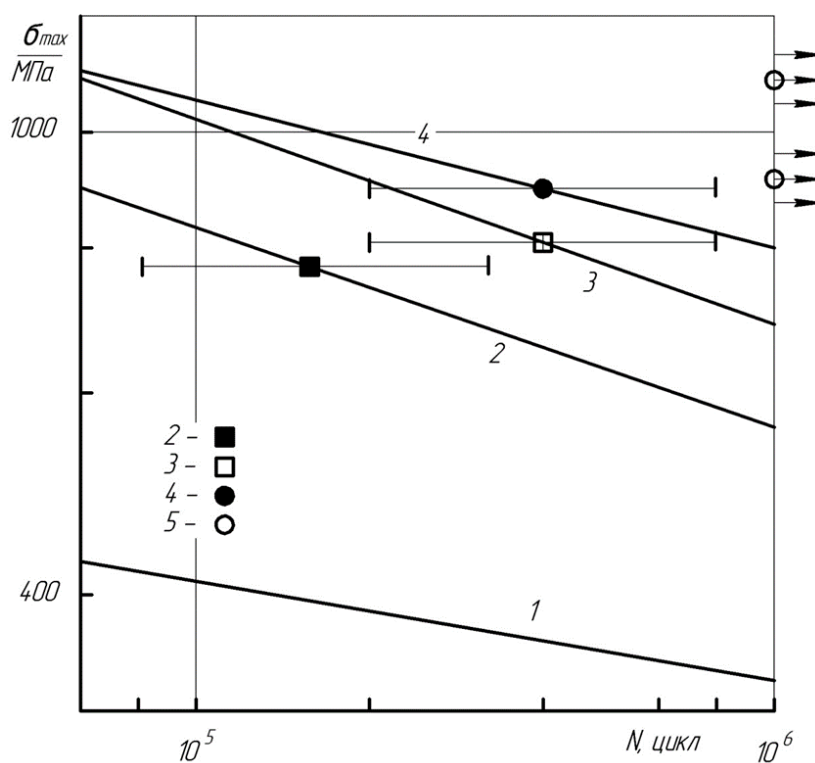


Рисунок 2.7 – Криві втоми сталі 09Г2 (1-3), сталі 40X (4) при розтяганні (1) і вигині для $\gamma_{lb} = 2,5$ (2); $\gamma_{lb} = 1$ (3); $\gamma_{lb} = 2$ (4), а також результати втомних випробувань сталі 40X для $\gamma_{lb} = 1$ (5)

Наведені факти переконують у тому, що для умов роботи прокатних валків нормальні напруження не контролюють повністю процеси накопичення втомних ушкоджень у тілі валка.

2.4.2 Історія навантаження

Метал валків перебуває в умовах складного напруженого стану, для якого звичайно встановлюється еквівалентний критерій граничного стану. Для великих перетинів такі моделі не завжди достовірні. У цей час більш ефективним визнається локально-деформаційний підхід, який припускає, що елементарний об'єм металу (дефект) послідовно зазнає різні типи деформацій, у результаті чого утворюється змішана (комбінована) історія навантаження. У цьому аспекті розроблені історії зміни напружень за оберт валка для всіх мод руйнування (рис.2.8, табл.2.2).

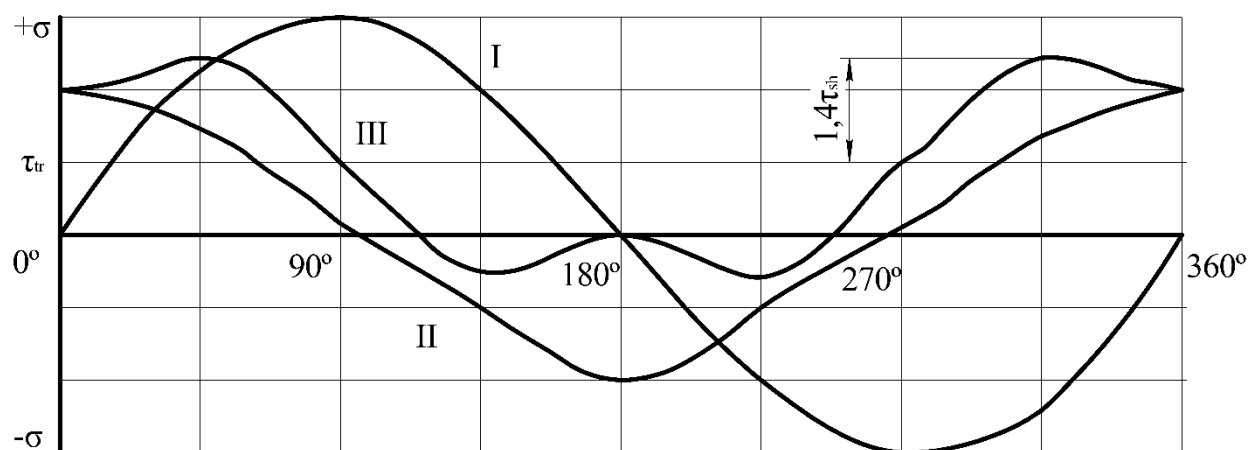


Рисунок 2.8 – Зміна напружень при змішаному навантаженні валка для *I*, *II*, *III* мод руйнування

Основні параметри циклічного процесу – розмах напружень $\Delta\tau$ і $\Delta\sigma$, а також коефіцієнт асиметрії циклу R обчислюються по:

$$\Delta\sigma_I = \sigma, R_I = -1 \quad (2.7)$$

$$\Delta\tau_{II} = 2,8 \cdot \tau_{sh}, R_{II} = -1. \quad (2.8)$$

$$\Delta\tau_{III} = 2(1,4 \cdot \tau_{sh} + \tau_{tr}), R_{III} \geq -1. \quad (2.9)$$

Присутність III моди обумовлене не тільки передачею валками крутного моменту, але й зміною напрямку дотичних напружень τ_{sh} щодо дефекту. Ці напруги є амплітудними для процесу III. Напруження крутіння τ_{tr} від крутного моменту відіграють тут роль середнього напруження циклу.

Таблиця 2.2 – Послідовність зміни напружень у тілі валка за його оберт

Мода руйну вання	Положення валка, °.								
	0	45	90	135	180	225	270	315	360
I	0	-	б	-	0	-	-б	-	0
II	$1,3\tau_{sh+}$ τ_{tr}	τ_{sh+} $+0,7\tau_{tr}$	0	$-\tau_{sh-}$ $0,7\tau_{tr}$	$-1,3\tau_{sh-}$ τ_{tr}	$-\tau_{sh-}$ $0,7\tau_{tr}$	0	τ_{sh+} $0,7\tau_{tr}$	$1,3\tau_{sh+}$ τ_{tr}
III	τ_{tr+} $+1,3\tau_{sh}$	τ_{tr+} $+1,4\tau_{sh}$	τ_{tr}	τ_{tr-} $1,4\tau_{sh}$	τ_{tr-} $1,3\tau_{sh}$	τ_{tr-} $1,4\tau_{sh}$	τ_{tr}	τ_{tr+} $1,4\tau_{sh}$	τ_{tr+} $1,3\tau_{sh}$

Примітка: 0° валка відповідає 3 годинам за зодомгодинної стрілки.

Для робочих валків клітей кварто напруження вигину й зрізу визначаються по зусиллях системи противозгину, а для опорних валків напруження крутіння визначаються моментом холостого ходу.

Для формування історії навантаження валка в якості бази зручно мати напруження зрізу τ_{sh} . Вони досить просто визначаються по (2.1) і є найбільш стабільними, оскільки площа поперечного перерізу валка відносно слабо міняється в процесі експлуатації. Маючи напруження зрізу τ_{sh} , через діючі коефіцієнти плеча при вигині γ_{lb} і крутінні γ_{lh} по співвідношеннях (2.3) одержують нормальні напруження вигину σ і дотичні напруження крутіння τ_{tr} .

Становить інтерес рівень напружень, що діють при прокатці, у валках. Використовуючи дані, наведені для 3 кліті кварто безперервного листового стану гарячої прокатки 2000 [75], з'ясується, що напруження зрізу τ_{sh} не перевищують

90 МПа (табл. 2.3). Причому рівень напружень понад 45 МПа виникає короткочасно при перевантажувальних режимах, коли зусилля прокатки досягає $P=30$ МН.

Таблиця 2.3 – Напруження зрізу τ_{sh} [МПа] у зонах валків.

№	Тип валка	Зона валка	Діаметр, мм	Зусилля прокатки, МН	
				16	30
1	опорний	бочка	1473	5	9
2	опорний	шийка	1000	10	18
3	робочий	бочка	671	23	43
4	робочий	шийка	470	46	87

2.4.3 Визначення швидкості розвитку дефекту методом кривих живучості

Проінтегрувавши рівняння Періса, одержують залежність між періодом росту тріщини N і діючими номінальними напруженнями σ . У якості параметра тут виступає діапазон між початковим і кінцевим розміром тріщини. За аналогією із кривої втоми, таку $\sigma - N$ -діаграму можна назвати кривою живучості. Одержавши криві живучості для кожної моди руйнування, можна розрахувати підсумкову довговічність для змішаного нестационарного процесу, підсумовуючи відносні довговічності [76].

В аналітичному вигляді зазначене інтегрування можна здійснити, якщо тарувальне виправлення до КІН не залежить від глибини тріщини. У цьому випадку – це кругова (у перетині) тріщина, яка стосовно до валків прийнята для моделі припустимого дефекту [62,75]. Така, трохи спрощена, модель виглядає правомірною, оскільки джерелом руйнування при контактено-втомних процесах служать глобулярні неметалічні мікрочлючення, наявні в металах [74,77]. Це дає можливість використовувати однотипні формули для обчислення діючого КІН [62,75]:

$$\Delta K_I = 1.13 \cdot \Delta \sigma_I \sqrt{a} ; \Delta K_{II} = 1.33 \cdot \Delta \tau_{II} \sqrt{a} ; \Delta K_{III} = 0.93 \cdot \Delta \tau_{III} \sqrt{a} . \quad (2.10)$$

2.4.4 Модель опору розвитку втомної тріщини

Для валкових матеріалів розроблена схематизована діаграма втомного руйнування для різних мод. Вона заснована на загальних закономірностях поведінки матеріалів при розвитку втомних тріщин, під дією деформацій різних мод (див.розд.3) [62, 69, 73-83]. Схематизація як вихідний етап припускає прийняття (визначення) граничного КІН Δk_{IIIth} як найбільш стабільної силової характеристики руйнування. Під стабільністю тут розуміється найбільш вузький діапазон варіювання. Критичні КІНи щодо цього менш консервативні.

Граничні КІНи для інших мод приймаються згідно із залежністю:

$$K_{I(III)th} = g_{I/II(III/II)} \cdot K_{IIIth} . \quad (2.11)$$

Коефіцієнт пропорційності між II і III модами $g_{III/II}=1,25$. Для I і II моди коефіцієнт пропорційності може бути обраний за аналогією взаємозв'язку між критичними КІН: $g_{I/II}=1 - 1,25$. Такі значення впливають із різних критеріїв змішаного руйнування.

Другою визначальною характеристикою є показник нахилу діаграми n . Його рекомендовано приймати для II і III моди рівними $n_{II}=n_{III}=3$. Для I моди нахил діаграми зменшується й показник зростає до рівня $n_I=4$ (рис. 2.9).

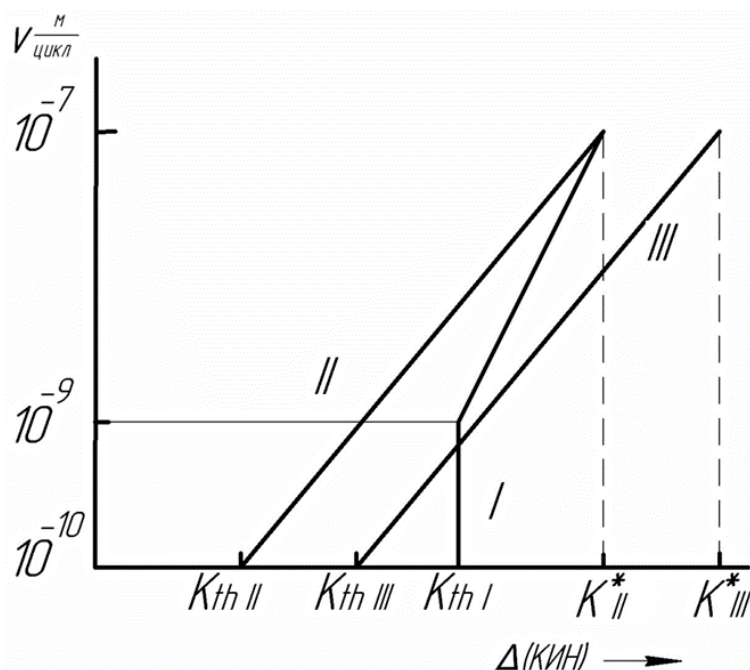


Рисунок 2.9 – Схематизовані кінетичні діаграми втомного руйнування (ділянки сталого зростання)

Прийнявши граничне значення КІН для другої моди $\Delta K_{IIth}=4\text{МПа}\cdot\text{м}^{0.5}$ ($g_{II}=1$), використовуючи отриману схематизацію, визначають умовно критичні КІН $\Delta K_I^*=\Delta K_{II}^*=40\text{МПа}\cdot\text{м}^{0.5}$, $\Delta K_{III}^*=53\text{МПа}\cdot\text{м}^{0.5}$ (відповідають швидкості росту тріщини $v=10^{-7}\text{м/цикл.}$). Граничні КІН встановлюються розв'язанням рівняння Періса для визначення числа циклів живучості: як: $\Delta K_{Ith}=12,6\text{МПа}\cdot\text{м}^{0.5}$ (відповідає $v=10^{-9}\text{м/цикл.}$), $\Delta K_{IIIth}=5,3\text{МПа}\cdot\text{м}^{0.5}$ (відповідає $v=10^{-10}\text{м/цикл.}$, як і для ΔK_{IIth}). Це дає наступні показники нахилу перісовської ділянки діаграми: $n_I=4$, $n_{II}=n_{III}=3$. При величині $n=3$ відомо

$$N_{gi} = \frac{2 \cdot 10^7 \left[\Delta K_i^* (1 - R_i)^{\chi_i} \right]^3}{\pi^{1.5} (\Delta \tau_i \cdot f_i)^3 \cdot \sqrt{a_{0i}}} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{a_{0i}}{a_{ci}}} \right), \quad (2.12)$$

де $i=I, II, III$ – мода руйнування;

χ_i – чутливість КІН до асиметрії циклу;

f_i – тарувальне виправлення ($f_{II}=0,75$. $f_{III}=0,52$),

a_0 і a_c – відповідно, початковий і кінцевий радіус дефекту.

Тут величина a_0 має на увазі початковий розмір дефекту, з якого починається остаточна стадія його розвитку, що закінчується «об'ємним» руйнуванням валка. Вона визначалася як:

$$a_{0i} = \frac{[\Delta K_{ith} \cdot (1 - R_i)^{z_i}]^2}{f_{ia} \cdot \Delta \tau_i^2}, \quad (2.13)$$

де $f_{Ia}=1,28$, $f_{IIa}=1,77$, $f_{IIIa}=0,85$ – поправочні коефіцієнти для визначення розмірів дефекту.

Прийняте $\chi_I=0,75$, $\chi_{II}=\chi_{III}=0,5$, для a_I в (2.13) слід підставляти $\Delta\sigma$.

Кінцева величина a_c може бути обрана як критична, з умов тендітного руйнування або ж з можливостей діагностування валка. У цьому випадку зручно прийняти 100-кратне збільшення вихідного дефекту, яке реально виявити при експлуатації. Для прийнятого в прикладі значення $\gamma_{Ib}=0,25$ критична величина $a_{0I}>100a_{0II}$, що виключає внесок I моди на цьому етапі руйнування. Вплив фактора a_c на період живучості менш значимий, ніж вплив інших факторів, що пояснюється високими швидкостями росту тріщин при наближенні її до критичного розміру [77].

Об'єднавши рівняння (2.12) та (2.13), одержуємо рівняння похилих ділянок кривих живучості:

$$\Delta \tau_i^2 \cdot N_{gi} = 10^{C_{ti}}, \quad (2.14)$$

де $C_{ti} = C_{tII} = 9,99$ – для 1-го періоду руйнування за рахунок II моди, коли $a_{cII}=a_{0III}$;

$C_{ti} = C_{tII2} = 9,93$ – для 2-го періоду руйнування за рахунок II моди, коли $a_{cIII} = a_{cII} = 100a_{0II}$;

$C_{\tau_i} = C_{\tau_{III}} = 10,82$ – для 2-го періоду руйнування за рахунок III моди, коли $a_{c_{III}} = a_{c_{II}} = 100a_{0II}$.

Рівність показника ступені рівняння (2.14) $m_{\tau} = 2$ однозначно впливає з (2.12) та (2.13) для прийнятих моделей опору руйнуванню. Це обумовлює досить крутий нахил кривих живучості, що говорить про відносно слабкий вплив напружень на період росту тріщин.

Тоді для блоку напружень з параметрами ступенів $\Delta\tau_{shj}$ та c_j (відносна тривалість) визначається його еквівалентне напруження по формулі:

$$\Delta\tau_{she} = \sqrt{\sum c_j \cdot \Delta\tau_{shj}^2}, \quad (2.15)$$

після чого можна знайти еквівалентні швидкості росту тріщини (табл.2.4) як відношення інтервалу $(a_c - a_0)$ до періоду N_g . По кривих живучості (2.14) визначається число циклів N_{gII} для 1-го періоду руйнування, яке відповідає числу обертів валка. Також визначаються числа циклів N_{gII}' і N_{gIII} для 2-го періоду руйнування.

Коли на валок впливає комбіноване навантаження по II і III модам (2 період), то число циклів живучості буде:

$$N_{g(II+III)} = [0,5((1/N_{gIII}) + (1/N_{gII}'))]^{-1}. \quad (2.16)$$

У числах обертів валка це буде вдвічі менше: $N_{g\Sigma 2} = 0,5N_{g(II+III)}$. Загальне число обертів валка, що визначає його живучість буде дорівнювати:

$$N_{g\Sigma} = N_{gII} + N_{g\Sigma 2}. \quad (2.17)$$

На 1 і 2 періодах спостерігаються різні швидкості росту v_{II} и $v_{\Sigma 2}$, але їх значення, як впливає из результатів, практично, не залежить від рівня дотичних

напружень. На 1-му періоді можна прийняти $v_{II}=2,8 \cdot 10^{-10}$ м/об., а на 2-му періоді $v_{\Sigma 2}=1,25 \cdot 10^{-8}$ м/об. Розрахунки при $\tau_{she}=5$ і 10 МПа слід розглядати як умовні, оскільки обрана величина a_c більше розмірів валка. Тут цікаві обчислення швидкості v .

Таблиця 2.4 – Визначення швидкостей розвитку кругового дефекту для зони валка, де $\gamma_{Ib}=0,25$, при $\gamma_{Ih}=0,0025$ і $a_{cII}/a_{cIII}=100$.

τ_{she} , МПа	a_{oII} , мм	a_{oIII} , мм	$N_{gII} \cdot 10^{-7}$, об.	$N_{g\Sigma 2} \cdot 10^{-7}$, об.	$v_{II} \cdot 10^{10}$, м/об.	$v_{\Sigma 2} \cdot 10^8$, м/об.
5	40	148	38,5	30,4	2,8	1,0
10	10	37,0	9,6	7,6	2,8	1,27
15	4,5	16,7	4,1	1,9	2,98	2,2
20	2,5	9,2	2,4	1,9	2,8	1,27
25	1,6	6,0	1,5	1,2	2,85	1,28
30	1,1	4,1	1,1	0,9	2,8	1,25
35	0,8	3,0	0,8	0,6	2,8	1,2

Отримані результати дають можливість для діагностування валків використовувати криву росту тріщин, що апроксимується двома прямими ділянками з різними нахилами, пропорційними швидкостям v (рис.2.10). Більшому значенню τ_{she} відповідає менша величина a_{oII} і a_{oIII} , що зменшує, як живучість N_{gII} , так і загальний її період $N_{g\Sigma}$.

Цей висновок має важливе практичне значення. Умови експлуатації валків у різних клітках прокатного стану значно відрізняються друг від друга. Робочі валки обтискних і предчистових клітей зазнають значним динамічним і термічним навантаженням. Це пояснюється більшими обтисненнями, що ведуть до великої довжини дуги контакту з розкатом і низькою швидкістю їх обертання (кілька десятків об/хв). В останніх чистових клітках спостерігається значне зниження температури штаби, що приводить до зниження її пластичності η , у свою чергу,

веде до значного зниження довжини дуги контакту, при цьому діючі на валки механічні навантаження, залишаються на досить високому рівні, а термічні навантаження знижуються по величині й частоті. Швидкість обертання валків в останніх чистових клітках становить кілька сотень об/хв. Валки проміжних чистових клітей перебувають у проміжному положенні з погляду діючих механічних і термічних навантажень і є найбільш навантаженими. Виникає питання, у яких клітках валки ушкоджуються інтенсивніше.

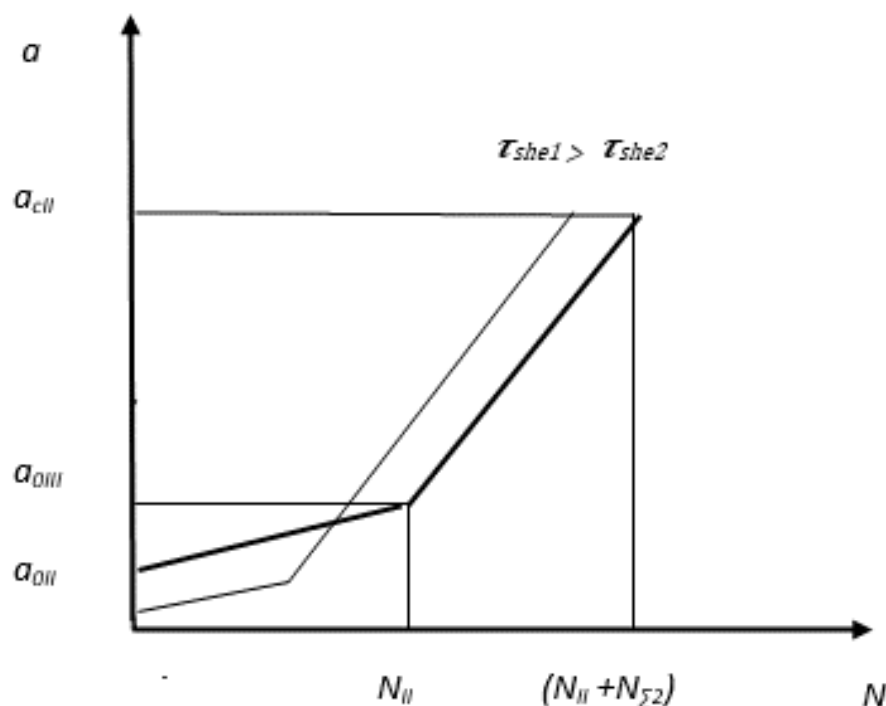


Рисунок 2.10 – Графіки розвитку кругового дефекту для різних величин τ_{she} (тонка) і τ_{she} (жирна) у валку

Частота обертання валків БТЛС 1680 (рис. 2.11) перебуває в діапазоні від 20 до 500 хв⁻¹. Для значення $\tau_{she}=20$ МПа (яке утворюється для багатьох станів і вважається безпечним) за отриманим даними (табл.2.4) терміни служби становлять від 1433 до 35833 годин. Це підтверджує актуальність постановочного завдання про необхідність діагностування парку валків і раціональному маршруті їх перестановки по клітках. У розглянутому випадку наробіток валка (загальне число обертів) є достатнім діагностичним параметром для оцінки його технічного стану.

Однак, щоб цим скористатися необхідно досить детально оцінити характеристики опору руйнуванню матеріалу валка.

Залежно від умов експлуатації валків змінюються й вимоги до матеріалів, застосовуваних для їхнього виготовлення. У кожному конкретному випадку повинен бути знайдений оптимальний компроміс між міцністю, зносостійкістю й опором термічної утоми матеріалу валків. Значення цих властивостей залежать від хімічного складу матеріалів, застосовуваних для виготовлення валків, умов їх затвердіння в ливарній формі, а також від кінцевої структури металу валків [84, 85].



Рисунок 2.11 – Валки прокатного стану НТЛС 1680

Таким чином при експлуатації валки зазнають дії ряду пошкоджуючих процесів, які ведуть до їхнього несправного стану, коли погіршується якість прокату, а також до втрати працездатності, коли прокатка неможлива. Несправний стан, як правило, передує непрацездатному. Перший стан пов'язано з поверхневими процесами, що ушкоджують, а другий – з «об'ємним» руйнуванням. Хоча поверхня

валка періодично відновлюється, але в приповерхніх шарах бочки, у шийках залишаються розвинені від поверхневих явищ тріщиноподібні дефекти. При випробуваннях високоміцних і звичайних сталей в умовах поперечного вигину виявлені особливості зміни форми фронту тріщин при їхньому зростанні, також установлений вплив коефіцієнта плеча вигину γ_{1b} на циклічну міцність. Дані факти разом з аналізом відмов валків свідчать, що ключову роль у такому їхньому руйнуванні можуть відіграти дотичні напруження зрізу від зусилля прокатки. Це пояснюється невисокими граничними значеннями КІН II моди для валкових матеріалів і тим, що напруження τ_{sh} утворюють симетричний цикл по II моді за кожний оберт валка. Крім того, зміна напрямку дотичних напружень щодо дефекту під час обертання валка створює при передачі їм крутного моменту асиметричного циклічного процесу III моди.

Проблеми дії змішаного механізму руйнування й нестационарності навантаження валків вирішуються методом кривих живучості. Для II і III моди руйнування криві живучості внутрішньої круглої поперечної тріщини мають показник нахилу $m=2$.

Поступове збільшення дефекту по II моді провокує появу додаткового процесу руйнування по III моді, що супроводжується помітним стрибком швидкості росту тріщини. У рамках розробленої моделі рівень напружень впливає на період живучості шляхом зміни початкових і критичних розмірів дефекту для відповідного механізму руйнування.

Даний алгоритм дозволяє діагностувати залишковий ресурс валків за допомогою контролю їх наробітку, не прибігаючи до безпосереднього моніторингу розмірів тріщин і рівнів навантажень. Отже, є можливість продовження строку їх експлуатації шляхом оптимізації маршруту перестановки по клітках.

2.5 Висновки

1. Технічний стан прокатних валків впливає на економіку виробництва, як за рахунок впливу на якість (брак) прокату, так і через витрати на їхнє технічне обслуговування. Також додаткові втрати сполучені з позаплановими простоями від аварійних відмов. У головних лініях робочих клітей безперервних широкоштабових станів близько третини аварій обумовлено вузлами валків.

Поліпшити ситуацію з витратою валків можливо шляхом застосування до них принципів обслуговування по технічному стану, де істотну роль відіграють діагностичні кількісні моделі. Оскільки валки зазнають комплексу деградаційних процесів, що приводять до багатоосередкових ушкоджень, для кількісної оцінки їх технічного стану доцільно застосовувати правило підсумовування ризиків, на якому засновано обчислення загального індексу безпеки по індивідуальних індексах безпеки для деградаційних процесів у небезпечних зонах валка. Дані показники технічного стану одержують на основі ресурсних ймовірносно-фізичних моделей, що враховують природу відмови, та не вимагає наявності представницької статистичної вибірки, формованої фактами експлуатаційних руйнувань валків.

2. У прокатних валках мікротріщини від технологічних дефектів або експлуатаційних ушкоджень починають рости, практично, від початку експлуатації. Установивши послідовність змінюваності механізмів руйнування для відповідного виду відмови, число обертів валка для нього можна розглядати як суму періодів живучості. Розглянутий сценарій втрати працездатності валків, пов'язаний з поступовим ростом дискової тріщини при чергуванні механізмів руйнування по формулі $II \rightarrow II+III \rightarrow II+III+I$. Для неї розроблена історія зміни дотичних і нормальних напружень в об'ємі валка від силових параметрів прокатки.

3. Розроблено алгоритм визначення ресурсу для заключних періодів живучості, коли тріщина «іде» із зони впливу контактних і/або термічних напружень і вже не може збільшуватися під їхньою дією. Вперше звернена увага на циклічність зміни напружень зрізу від зусилля прокатки щодо поперечної

кругової тріщини, що приводить до виникнення механізму руйнування II моди. У цих умовах швидкість росту дефекту, практично, не залежить від його розташування усередині валка. На відміну від механізмів, що традиційно враховуються, руйнування по I і III модам, даний механізм може служити причиною розвитку дефектів, що перебувають не в поверхні, а поблизу осі валка.

4. Швидкість розвитку кругового дефекту в поперечній площині прокатного валка визначається, головним чином, не рівнем навантаження, а механізмом руйнування. Силові параметри прокатки, нарівні з характеристиками тріщиностійкості металу валків, обумовлюють період живучості, на якому діє відповідний механізм (механізми) руйнування. Тим самим вони впливають на довговічність валка.

5. У безперервних штабових станах валки обертаються з різною частотою, яка збільшується від чорнових клітей до чистових. Валки в клітях, маючи однакові номінальні розміри, настраюються на сприйняття зусиль прокатки одного порядку. Але оскільки вплив цього чинника на швидкість росту тріщини невеликий, період живучості, виражений через час експлуатації валків, буде меншим в чистових клітях, ніж у чорнових. У них же валки інтенсивніше «здобувають» поверхневі тріщини від екстремальних умов експлуатації. Тому дуже важливо повністю їх видаляти в процесі відновлення. Отримані в чорнових клітях і не прибрані під час перешліфовки ушкодження валків інтенсивніше будуть розвиватися, якщо їх встановити після цього в чистові кліті. Тому такий маршрут перестановки являється не раціональним.

6. Матеріали 2 розділу опубліковано в працях [86-88]

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШАНОГО РУЙНУВАННЯ ВАЛКОВИХ СТАЛЕЙ

3.1 Передумови досліджень

Раніше, при розгляді роботоспроможності прокатних валків, було виявлено вплив на їхній строк служби процесів розвитку вроджених дефектів і надбаних тріщин (розділ 2) [86, 89-90]. Тобто, значний проміжок часу валок функціонує в пошкодженому стані, коли відбувається його повільна руйнація. Цей процес має змішаний характер, коли водночас на дефект (тріщину) діють деформації I, II і III моди руйнування. Серед них важливу роль відіграє II мода. Цей тип руйнування діє, як при зародженні виразок і розшарувань контактної втоми в робочих ділянках валків, так і при розвитку дефектів, що виникають в кінцевих (шийкових) зонах валків. Внесок від руйнувань II моди збільшується при скороченні довжини валків. Така ситуація характерна для трубопрокатних валків і роликів МБЛЗ.

При вивченні правил об'єднання показників надійності (розділ 1) було розроблено алгоритм визначення загального рівня безпеки об'єкта при дії на нього системи деградаційних процесів [45,48, 91]. Цей алгоритм було застосовано для прогнозування живучості прокатних валків при дії на них змішаного руйнування. Останнє представляється саме як дія системи деградаційних процесів [86, 89-90]. При цьому на підставі аналізу опору матеріалів руйнуванню була запропонована розрахункова модель параметрів кінетичної діаграми руйнування для I, II і III моди. Хоча модель висунута на рівні гіпотези, але результати її використання цілком прийнятні. Прогнозовані за нею строки служби листопрокатних валків НТЛС 1680 відповідають таким, що реально спостерігаються [86].

Тому наданий розділ присвячено експериментальному дослідженню процесів циклічного руйнування при II моді. На меті досліджень стояла:

- перевірка розрахункової моделі опору втомному руйнуванню, сталей, що використовуються для виробництва прокатних валків,

- перевірка алгоритму прогнозування живучості при змішаному руйнуванні.

Для визначення параметрів руйнування при II моді застосовується декілька схем деформування і конструкцій зразків [92-97]. Була обрана схема чотирьох точкового асиметричного згину (4 point asymmetrical bending – 4РАВ). Така схема добре поєднується зі схемою три точкового або поперечного згину (3 point bending - 3РВ), при якій отримують параметри втомного руйнування при I моді. Маючи зразки призматичної форми зручно варіювати відстанню між крайніми опорами або коефіцієнтом плеча γ_{lb} . Про вплив цього чинника на характер руйнування було вказано в попередніх роботах [86, 89]. Оскільки коефіцієнт плеча характеризує співвідношення нормальних і дотичних напружень, за його допомогою можна регулювати співвідношення між I і II модами.

3.2 Загальні закономірності поведінки матеріалів при II моді руйнування і підходи до оцінки ресурсу при змішаному руйнуванні

Приблизно до середини 70-х років минулого сторіччя досліджень руйнування при II моді активно не проводилося [98]. Вважалося, що критичні КІН для цього типу руйнування K_{IIc} є значно більшими від величини K_{Ic} , тому руйнування II моди не встигнуть розвинути до порушення цілісності конструкції внаслідок I моди [98,с.195, 99,с.57]. Суттєвий поштовх у дослідженні II моди пов'язаний із висновком, що цей тип деформації є відповідальним за ініціацію руйнування при контакті (піттинг, фреттинг) [69, 76, 100]. Було встановлено, що дефекти отримують розвиток при значно менших контактних тисках, ніж ті, які вважалися за допустимі. Це є наслідком того, що порогові КІН при II моді для сталей K_{IIth} в 1,7-1,5 рази є меншими за такі ж КІН при I моді K_{Ith} [76]. Відомі дані, що величина K_{IIth} може і в 3-3,5 рази бути меншою від K_{Ith} [78]. Водночас, існують експериментальні результати, де стабільно спостерігається нерівність $K_{IIth} > K_{Ith}$ [101]. Але таке положення пов'язує з особливістю методи випробувань, коли змикання берегів тріщини в декілька разів завищує КІН [102].

Відносно критичних КІН з'ясувалося, що в деяких випадках величина K_{IIc} на 30% нижча від K_{IC} , а критична тріщина при II моді може бути вдвічі коротшою, ніж при I моді [103]. В більш ранніх роботах типовим вважається зменшення в'язкості руйнування металів на 15-20% при переході до II моди від I моди [98, с.201]. Розвиток досліджень властивостей опору деформаціям зсуву на клас неметалів (в тому числі на пружно-крихкі матеріали) розширив уявлення про співвідношення параметрів моделей руйнування при I і II модах.

Такі співвідношення витікають з діаграм граничних станів. Вони визначають ефективний КІН K_{eff} по окремим чинним K_I , K_{II} і K_{III} . З найбільш простої кругової форми діаграми змішаного руйнування, яка запропонована Ірвіном у 1957 році, витікає рівність $K_{IC}=K_{IIc}$. За одним з найуживаніших критеріїв максимальних тангенціальних напружень (MTS) виходить, що $K_{IC}/K_{IIc}=\alpha_I=1,155$. Це відношення фігурує в відомому 3D-критерії Річарда [104]:

$$K_{eff} = \frac{K_I}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{K_I^2 + 4(\alpha_I K_{II})^2 + 4K_{III}^2}. \quad (3.1)$$

Незважаючи на те, що відомо декілька різноманітних форм критеріїв змішаного руйнування, більшість з них добре кореспондуються між собою, особливо, якщо домінує I мода руйнування [105,106]. На загал, відношення показників в'язкості руйнування K_{IIc}/K_{IC} може бути, як більшим, так і меншим от одиниці і знаходиться в діапазоні:

$$\frac{\sqrt{3}}{2} \leq \frac{K_{IIc}}{K_{IC}} \leq \sqrt{3}. \quad (3.2)$$

Приналежність матеріалу до відповідної моделі змішаного руйнування залежить від таких чинників, як межа плинності, температура в'язко-крихкого переходу, тощо [107]. Критерії руйнування дають змогу визначити граничне навантаження і критичний розмір тріщини a_c . Але для прогнозування живучості або періоду зростання тріщини до свого критичного розміру цього замало.

Необхідно мати модель (діаграму) зростання втомної тріщини (ЗВТ), яка зв'язує швидкість ЗВТ v із чинним КІН. Одним з важливих її параметрів є показник ступеню або нахилу діаграми n . Найбільший інтерес для прогнозування живучості являє показник n в середній, так званій, перісовській, ділянці ЗВТ (В, рис.3.1).

Якщо прийняти до уваги, що відношення K_{IIth} / K_{Ith} для матеріалів змінюється у діапазоні, розмір, якого є, практично, на порядок більшим від розміру діапазону зміни відношення K_{IIC} / K_{IIC} (тобто, $(K_{IIth} / K_{Ith}) \gg (K_{IIC} / K_{IIC})$), то з цього випливає нерівність: $n_I > n_{II}$. Діаграма ЗВТ для I моди має більш крутий нахил відносно більш пологої ЗВТ для II моди (рис.3.1). В цілому, таке положення підтверджується експериментальними результатами [76, 78, 102]. Більш чіткій демонстрації цього положення заважає особливість діаграм ЗВТ для II і III моди, яка пов'язана з розвинутою зоною С відносно зони В (рис. 3.1) [78]. Згідно з уявлень Біверса, зона С віднесена до зони пришвидшеного нестабільного зростання тріщини [108].

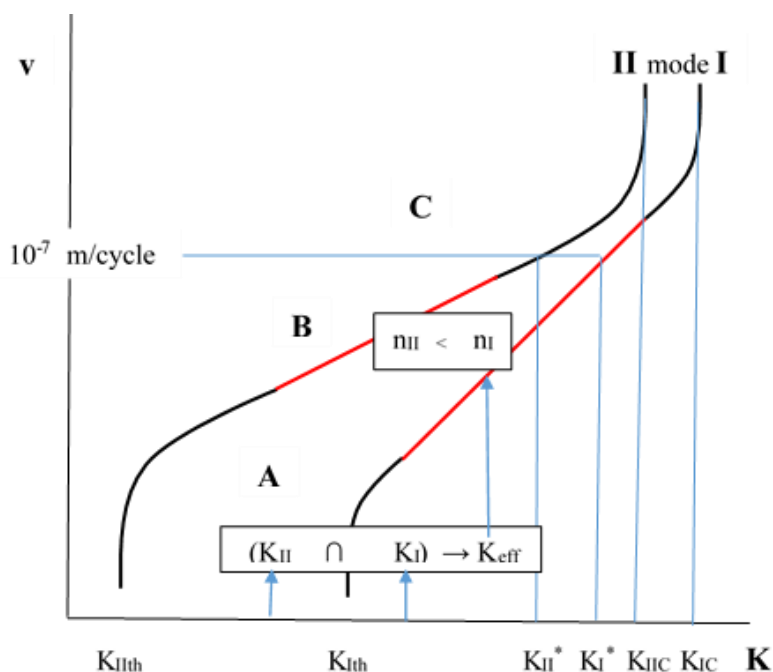


Рисунок 3.1 – Схема діаграм зростання втомних тріщин для I і II моди руйнування

Критерії змішаного руйнування, зазвичай, є безперечними для статичного навантаження. В той же час, автори 3D-критерія вказують на область його

застосування, як $\Delta K_{Ith} < \Delta K_{eff} < \Delta K_{IC}$ [104]. З цього положення випливають, принаймні, два наслідки:

1. Отримане відношення $\Delta K_{IIc} / \Delta K_{IC}$ залишається таким самим і для $\Delta K_{Ith} / \Delta K_{Ith}$, і для $\Delta K_{II}^* / \Delta K_I^*$.

2. Еквівалентна швидкість ЗВТ v обирається згідно із ефективним ΔK_{eff} , визначеним по чинним K_I і K_{II} , для діаграми ЗВТ I моди (рис.3.1). Тобто, передбачається розповсюдження критерія на циклічне навантаження. Але таку операцію слід провадити з певною обережністю. Внаслідок різного нахилу діаграм ЗВТ для I і II, різної протяжності зон А, В, С в загальному випадку $\Delta K_{IIc} / \Delta K_{IC} \neq \Delta K_{Ith} / \Delta K_{Ith} \neq \Delta K_{II}^* / \Delta K_I^*$.

Для визначення періоду живучості більш продуктивна побудова траєкторії зростання тріщини. Таку можливість надають критерії змішаного руйнування, зокрема, можна визначити кут руху тріщини θ . Наприклад, з MTS–критерію витікає [109]:

$$\theta = \pm \cos^{-1} \left(\frac{3K_{II}^2 + K_I \sqrt{K_I^2 + 8K_{II}^2}}{K_I^2 + 9K_{II}^2} \right). \quad (3.3)$$

Приріст довжини тріщини Δa відносно її первісної величини a можна визначати за допомогою інтерполяції Лагранжа як [109]:

$$\Delta a = \left[\left(1 - \frac{K_{II}}{K_I} \right) \cdot 0.2 + \frac{K_{II}}{K_I} \cdot 0.1 \right] a. \quad (3.4)$$

Не зовсім зрозуміло, за який період відбувається такий приріст. Судячи з досліджень живучості алюмінієвих і титанових сплавів в умовах фреттинг-втоми, спосіб прогнозування траєкторії тріщини потребує наявності параметрів ЗВТ [102].

Відомо, що при змішаному руйнуванні суттєво змінюється швидкість ЗВТ. Саме лише наявність деформування тріщини за II модою при зберіганні основного деформування за I модою ($K_{II}/K_I=0,1$) збільшує швидкість ЗВТ v майже вдвічі.

Подальше збільшення внеску II моди у два рази призводить до зростання величини v на 20% [110]. Таким чином, прогнозування періоду живучості при змішаному руйнуванні ґрунтується на моделі впливу чинного співвідношення K_{II}/K_I на швидкість ЗВТ v .

3.3 Методика досліджень

Дослідження проведено шляхом випробувань зразків за схемою три точкового (3-point bending, ЗРВ) і чотирьох точкового асиметричного (4-point asymmetric bending, 4РАВ) згину. Така програма досліджень довела свою ефективність при визначенні параметрів змішаного руйнування [96]. Обрання характеристик, які потрібно дослідити, залежить від алгоритму прогнозування живучості. На відміну від розглянутих вище відомих підходів, в ньому запропонована зовсім інша концепція оцінювання наслідків змішаного процесу. Якщо в традиційних підходах об'єднання дії процесів відбувається за рахунок визначення ефективного КІН, то в даному випадку об'єднання здійснюється шляхом підсумовування пошкоджень у вигляді відносних періодів живучості $1/N_g$. Схожий підхід використання пошкоджень для прогнозування швидкості ЗВТ запропоновано в [111]. Цій процедурі передують етап побудови кривих живучості для чистих мод руйнування. Для цього слід використовувати параметри ЗВТ, наприклад, n_I і n_{II} , ΔK_{II}^* і ΔK_I^* (рис.3.1).

Зважаючи на це, ставилась задача отримати розмахи КІН ΔK_i^* , які відповідають швидкості $v=10^{-7}$ м/цикл. Ця характеристика є своєрідним маркером зміни швидкості ЗВТ. Зменшення величини ΔK_i^* відповідає збільшенню швидкостей v і зміщенню діаграми ЗВТ вліво.

3.3.1 Зразки для випробувань

Зразки для згину мають вигляд бруса прямокутного перетину. Їхня довжина складає 120 мм, товщина – $b = 5; 7$ мм, висота – $W=20$ мм. В зразках, що призначені

для чотирьох точкового згину (4РАВ-схема), посередині зроблено крайовий надріз глибиною 5 мм для ініціювання тріщини. Тож в цьому місці висота зразка зменшувалася до 15 мм, а коефіцієнт концентрації напружень $\alpha_\sigma \gg 1$. Натомість, зразки для три точкового згину (3РВ-схема) не мали надрізу, тобто для них $\alpha_\sigma = 1$. Висота зразка становила $w = 15$ мм.

Зразки виготовлено зі сталей 9ХС і Х12Ф1 (стан поставки), які використовують в інструментальному виробництві, зокрема, для виготовлення штампів (табл.3.1). За своїми властивостями вони близькі до валкових сталей і іноді використовуються для виробництва прокатних валків. Механічні властивості сталей для досліджень отримано при розриві круглих зразків діаметром 6 мм (табл.3.2).

Таблиця 3.1 – %-ий вміст основних хімічних елементів в зразках для випробувань

Марка сталі	С	Si	Cr	Mn	Cu	Mo	V
9ХС	0,98	1,21	0,96	0,33	0,14	-	-
Х12Ф1 (Х12МФ)	1,46	0,19	11,10	0,35	-	0,58	0,20

Таблиця 3.2 – Механічні властивості сталей

Марка сталі	Межа міцності, МПа	Межа плинності, МПа	Відносне подовження	Відносне звуження	Твердість, НВ
9ХС	803	658	0,16	0,14	241
Х12Ф1	885	723	0,15	0,15	207

3.3.2 Випробувальні режими і параметри, що контролюються

Випробування при циклічному навантаженні проведено на універсальній машині із гідропульсатором ЕУС-20. Використано знак незмінні режими, в яких

мінімальне зусилля складало 4 кН. Оскільки максимальне зусилля змінювалось, коефіцієнт асиметрії циклу варіювався від $R_\sigma=0,1$ до $R_\sigma \rightarrow 0,3$. Внаслідок цього, криві витривалості, зважаючи на подальший їх зв'язок із процесом руйнування, було побудовано для розмахів напружень – нормальних $\Delta\sigma$, або дотичних $\Delta\tau$. Як відомо, розмахом є подвійна амплітуда циклу.

Частота прикладення напружень становила 3-15 Гц. Більш висока частота призначалася для стадії зародження тріщини. Після появи тріщини частота зменшувалася. Поява тріщини фіксувалася візуальним способом, коли її довжина складала вже понад 1 мм. Тому була можливість отримати верхні ділянки кривих зростання тріщин з визначенням КІН ΔK_i^* і ΔK_{ifc} . Довжина тріщини вимірювалася без зупинки випробувань і зняття зразка фотографічним методом з подальшим накладенням на зображення мірної сітки (рис.3.2).

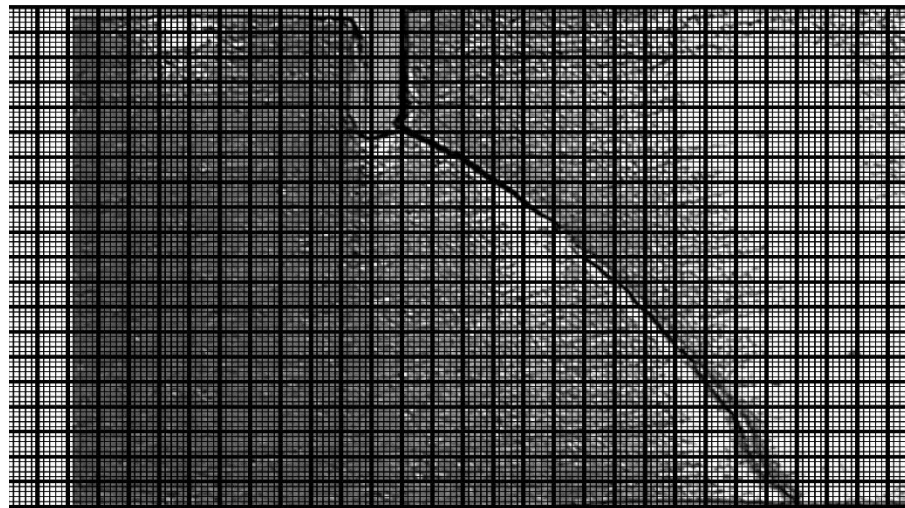


Рисунок 3.2. – Визначення розміру тріщини

3.3.3 Силкові чинники при чотирьох точковому згині

Така схема деформування набула поширення при вивченні руйнування при I і II моді (рис. 3.3). На випробувальній машині задається зусилля P . В залежності від

загального прольоту $L=L_1+L_2$ і відносних значень плечей $L_{1r}=L_1/L$, $L_{2r}=L_2/L$ визначається зусилля зрізу Q , а також згинальний момент M :

$$Q=(L_{2r}-L_{1r})P, \quad M=Qx. \quad (3.5)$$

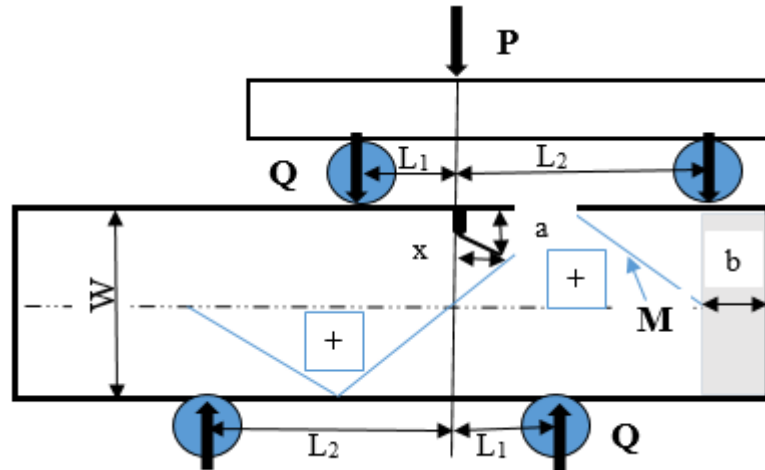


Рисунок 3.3 – Схема випробувань зразка з розмірами перетину $b \cdot W$ на чотирьох точковий асиметричний згин.

Між середніми опорами, що контактують із зразком, зусилля зрізу незмінне. Тому на цій ділянці дотичні напруження τ також не змінюються. На відміну від них нормальні напруження σ безперервно змінюються із моментом M , утворюючи зони розтягу (+, рис.3.3) і стиску. Координата x характеризує положення вершини тріщини. Із зростанням тріщини збільшується нормальне напруження, що діють на її кінці. Зв'язок між нормальними і дотичними напруженнями наступний:

$$\sigma = \tau \frac{6x}{W}. \quad (3.6)$$

Для ЗРВ-схеми $x=L/2=60/2=30$ мм. Для 4РАВ-схеми прийнято: $L=50$ мм, $L_1=10$ мм, $L_2=40$ мм, $L_{1r}=0,2$, $L_{2r}=0,8$.

3.3.4 Визначення КІН при чотирьох точковому згині

Існують різні рішення для визначення КІН при випробуваннях. В залежності від чинників впливу діапазон їх зміни для $K_I - 1:4,49$, для $K_{II} - 1:3,03$ [112, 113]. Найбільша різниця при користуванні різними формулами спостерігається, як правило, при екстремальних значеннях чинників, наприклад, при відносній довжині тріщини $\varepsilon = a/W > 0,7$. Очевидно, перше рішення для 4РАВ-схеми було запропоновано в 1987 році Ю. Мураками [114, 115]:

$$K_I = \sigma F_I \sqrt{\pi a} \quad , \quad K_{II} = \tau F_{II} \sqrt{W} \quad . \quad (3.7)$$

Геометричні функції $F_{I(II)}$ залежать від відносної довжини і апроксимовано поліномами:

$$F_I = 1,21\varepsilon + 3,74\varepsilon^2 + 3,87\varepsilon^3 - 19,05\varepsilon^4 + 22,55\varepsilon^5 \quad . \quad (3.8)$$

$$F_{II} = 7,26 - 9,73\varepsilon + 2,74\varepsilon^2 + 1,87\varepsilon^3 - 1,04\varepsilon^4 \quad . \quad (3.9)$$

Функція F_{II} є монотонно спадною, а функція F_I є зростаючою. Вона, практично, співпадає з відомим рішенням для 3РВ-схеми [116, 117]:

$$K_I = \frac{2}{3} \sigma y_I \sqrt{W} \quad , \quad (3.10)$$

де y_I – геометрична функція, що залежить від розміру ε .

В подальшому рішення (3.7) було модифіковано [118]:

$$K_{II} = \tau F_{II} \frac{\varepsilon^{1.5}}{\sqrt{1-\varepsilon}} \sqrt{W} \quad . \quad (3.11)$$

Окрім того, відомі поправки Фетта на зміщення тріщини від серединної площини [119]. З урахуванням них (11) трансформується як:

$$K_{II} = \tau F_{II} \frac{\varepsilon^{1.5}}{\sqrt{1-\varepsilon}} \left(1 - \frac{x}{L_2}\right) \sqrt{W}. \quad (3.12)$$

Для K_I така поправка зайва, оскільки зміщення x враховується при визначенні згинального моменту M .

Багатьма дослідниками перевірялися наведені залежності під розміри і умови власних зразків. Здебільшого це робилось за допомогою метода скінчених елементів, що давало змогу отримати нові вирази для геометричної функції. Вони продемонстрували задовільну збіжність [76, 120].

3.3.5 Апроксимація КІН стосовно обраних умов досліджень

Згідно розробленого алгоритму оцінки довговічності при змішаному руйнуванні, прогнозування відбувається на підставі кривих живучості. Останні являють собою залежність періоду зростання тріщини від чинного напруження. Для I моди – це нормальні напруження $N_{Ig}(\Delta\sigma)$, для II моди – це дотичні напруження $N_{IIg}(\Delta\tau)$. Криві живучості отримують при інтегруванні рівняння Періса, для якого прийнята при I(II) моді наступна форма:

$$v = 10^{-7} \left(\frac{\Delta K_{I(II)}}{\Delta K_{I(II)}^*} \right)^{n_{I(II)}}. \quad (3.13)$$

Для можливості аналітичного інтегрування необхідно, щоб геометрична функція $F_{I(II)}$, u_I не була залежна від розміру тріщини (абсолютного a чи відносного ε). Інакше КІН стає функцією двох змінних і необхідно звертатись до чисельного інтегрування. Але геометрична функція саме призначена для вирівнювання КІН при різних розмірах a , вона залежить від неї: $F_{I(II)}(a)$. Тому можливо застосувати

прийом пониження кількості змінних шляхом отримання об'єднаної функції $F_{I(II)0}(a)$ як добутку геометричної функції і функції розміру тріщини в формулі КІН $f(a)$ (зазвичай $f(a)=(\pi a)^{0,5}$):

$$F_{I(II)0} = F_{I(II)} \cdot f(a) . \quad (3.14)$$

Такий прийом застосовано для залежності (3.10). КІН для умов поперечного згину було апроксимовано як [121]:

$$K_I = 0,37\sigma\sqrt{W} \exp(3,3\varepsilon) . \quad (3.15)$$

Канонічну форму визначення КІН (3.7) для подальшого порівняння можна перетворити як:

$$K_I = \sigma F_I (\pi\varepsilon)^{0,5} \sqrt{W} . \quad (3.16)$$

З порівняльних графіків (рис. 3.4) видно, що апроксимована форма (3.15) в межах $\pm 15\%$ кореспондується з традиційними моделями (3.7) та (3.10). Це стосується, в першу чергу, практично важливої області тріщин середнього розміру, які фіксувались при випробуваннях.

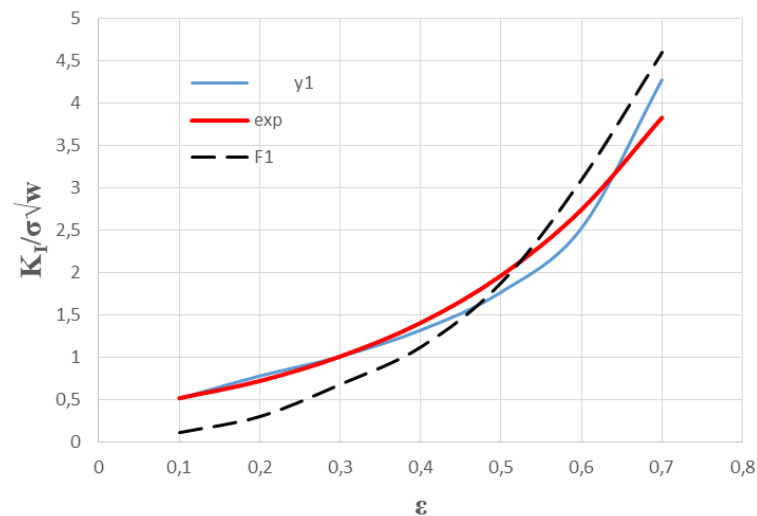


Рисунок 3.4 – Порівняння результатів обчислення КІН I моди за допомогою залежностей: $K_I = (2/3)\sigma \cdot y_I \sqrt{w}$ (крива y1), $K_I = 0,37\sigma\sqrt{w} \cdot \exp(3,3\varepsilon)$ (крива exp), $K_I = \sigma F_I \cdot \pi^{0,5} \varepsilon^{0,5} \sqrt{w}$ (крива F1)

Зниження числа змінних для K_{II} в (3.12) проводиться при його представленні як:

$$K_{II} = \tau Y_{II} \sqrt{W} . \quad (3.17)$$

Для умов косої тріщини, що виходить з надрізу ($a_0=5$ мм або $\varepsilon\theta=0,25$) під кутом $\theta=45^\circ$, для установки зразка, коли $L_2=2W$ маємо:

$$1 - \frac{x}{L_2} = 1 - \frac{(a - a_0) \cos \theta}{2W} = 1,089 - 0,354\varepsilon . \quad (3.18)$$

Тоді отримана добра кореляція для лінійної регресії $Y_{II}(\varepsilon)$ (рис. 3.5):

$$Y_{II} = 3,3\varepsilon - 0,09 . \quad (3.19)$$

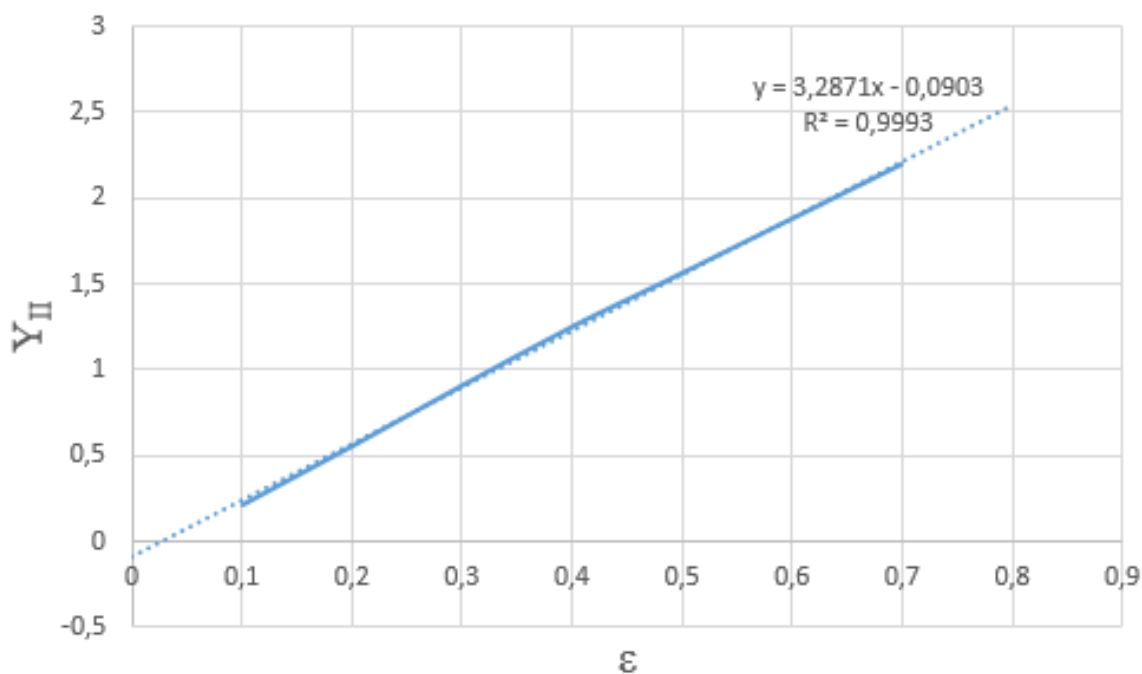


Рисунок 3.5. Корируюча (геометрична) функція для визначення КІН при II моді руйнування зразка, що випробується на чотирьох точковий асиметричний згин за умов $L_2=2W$, $\theta=45^\circ$.

В кінцевому варіанті маємо:

$$K_{II} = \tau(3,3\varepsilon - 0,09)\sqrt{W} . \quad (3.20)$$

В подальшому для обробки результатів випробувань використовується ця формула разом з формулою (3.15).

Після підстановки цих формул КІН в рівняння (3.13), проінтегрувавши його, отримуємо число циклів зростання тріщини від розміру $a_0(\varepsilon_0)$ до розміру $a_c(\varepsilon_c)$:

$$N_{gI} = 10^7 \left(\frac{\Delta K_I^*}{0,37 \cdot \Delta \sigma \sqrt{W}} \right)^4 \frac{W}{13,36} [\exp(-13,36\varepsilon_0) - \exp(-13,36\varepsilon_c)], \quad (3.21)$$

$$N_{gII} = 5 \cdot 10^6 \left(\frac{\Delta K_{II}^* \cdot \sqrt{W}}{\Delta \tau} \right)^3 \left(\frac{1}{(3,3a_0 - 0,09W)^2} - \frac{1}{(3,3a_c - 0,09W)^2} \right). \quad (3.22)$$

Тут прийнято, згідно із запропонованим вище, $n_I=4$, $n_{II}=3$. При $W=0,02$ м формулу (22) можна спростити до вигляду:

$$N_{gII} = 5 \cdot 10^6 \left(\frac{0,043 \cdot \Delta K_{II}^*}{\Delta \tau} \right)^3 \left(\frac{1}{(a_0 - 0,0005)^2} - \frac{1}{(a_c - 0,0005)^2} \right). \quad (23)$$

3.4 Результати досліджень та їх обговорення

3.4.1 Особливості руйнування зразків

Для 4РАВ-схеми випробувань обраних сталей отримати руйнування при чистій II моді не вдалося. З надрізу тріщина, практично, зразу під кутом (кут девіації) θ приблизно 45° зростала в бік зони напружень розтягнення, які обумовлені згином (рис. 3.6). Доламування зразка відбувається в напрямку опори. Така траєкторія тріщини характерна для випробувань металів в цій схемі і свідчить про змішану I+II моду [96,102].

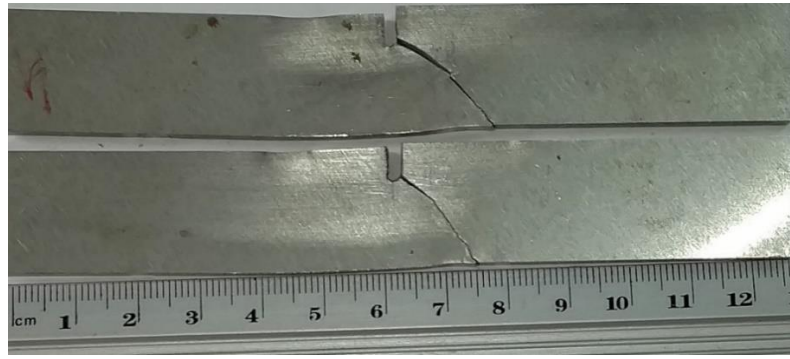


Рисунок 3.6 – Розташування косої тріщини при 4РАВ-схемі деформування

Це є дещо неочікуваним, адже в серединному перетині відсутні згинальні моменти, які провакують руйнування I моди. Але вони присутні від самого початку появи тріщини [102]. На наш погляд походження тут руйнувань I моди обумовлено неточністю установки зразків (з рис.3.6 видно, що тріщина виходить не з коріння надрізу), а також тертям берегів тріщини, якщо існує коротенька пряма ділянка траєкторії косої тріщини (рис. 3.7). Це свідчить про впливовість фактору змішаного руйнування для металів. Навіть для металів зі зниженими показниками пластичності, такими як випробувані валкові сталі.

Певна частина зразків, які було випробувано по 4РАВ-схемі, зруйнувалася на три частини внаслідок додаткового зламу по I моді (рис.3.7). Така ситуація виникла як наслідок недостатньої гостроти надрізу і малої концентрації дотичних напружень. Про це свідчить скінчено-елементний аналіз напруженого стану зразка (рис.3.8).

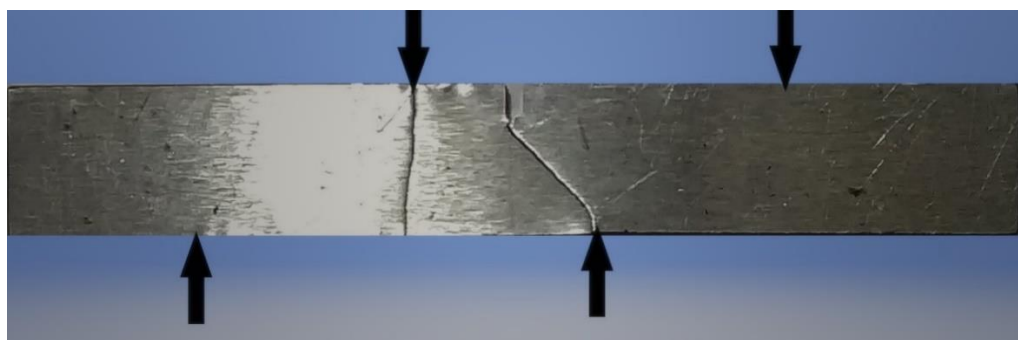


Рисунок 3.7 – Руйнування зразка внаслідок прямої і косої тріщини при 4РАВ-схемі деформування.

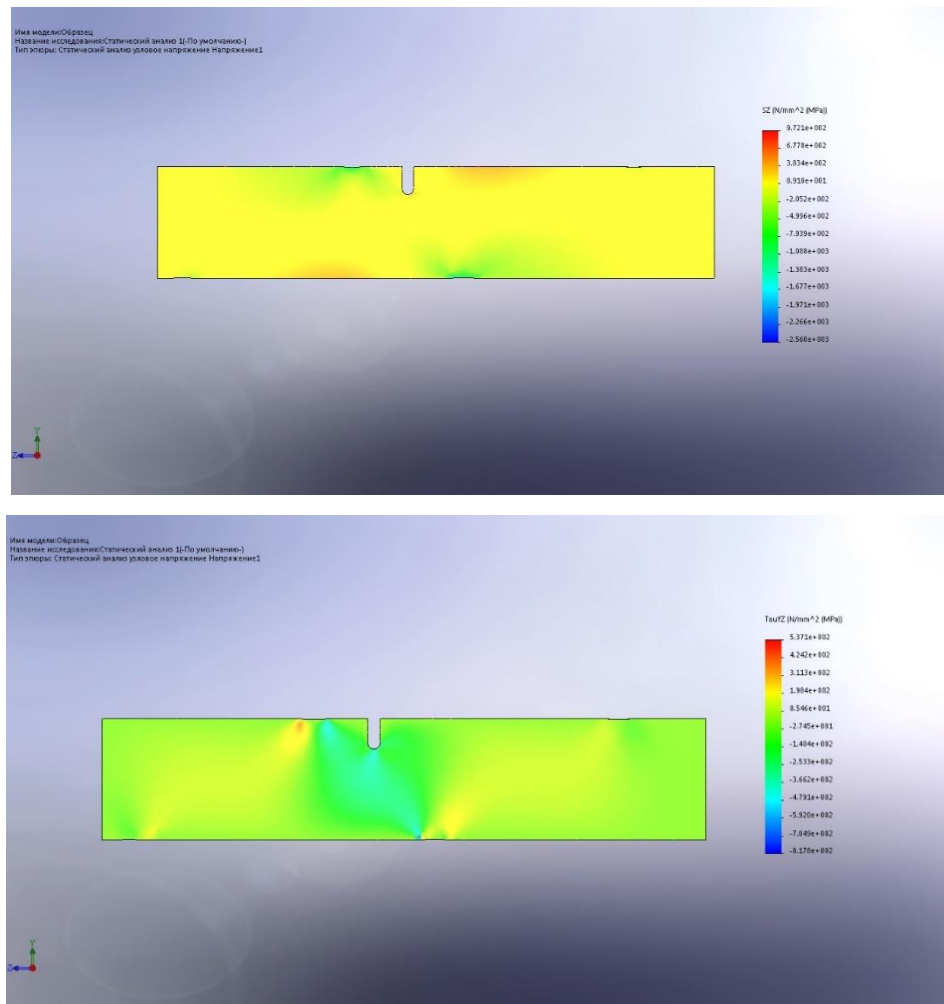


Рисунок 3.8 – Поля нормальних (верхнє зображення) і дотичних (нижнє зображення) напружень в зразку при 4РАВ-схемі деформування

На підставі аналізу за МСЕ разом із втомними випробуваннями розроблена схема розвитку руйнування зразка (рис. 3.9). Якщо коса тріщина зростає з надрізу, то пряма тріщина починається з протилежного боку зразка навпроти опори (I, рис. 3.9). Де максимальні напруження розтягнення (червоні зони, рис. 3.9). Зростання косих і прямих тріщин відбувається в протилежних напрямках.

Таким чином, при чотирьох точковому згині було отримано параметри руйнування для косої (змішане I+II руйнування) та прямої (I мода) тріщини.

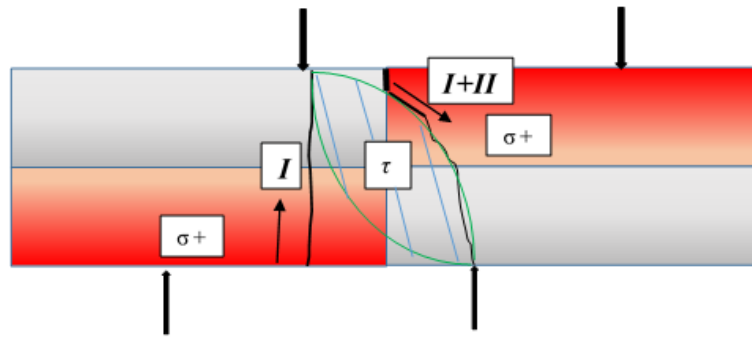


Рисунок 3.9 – Схеми розвитку тріщин в зразках при чотирьох точковому згині

Зміна траєкторії тріщини в зламі зразка позначається певними мітками. Особливо це стосується переходу від стабільної стадії зростання до катастрофічної. По довжині зони, що відповідає стабільній стадії, можна знаходити критичний КІН для циклічного навантаження K_{fc} . Такий спосіб можливий, якщо мітки чіткі (сталь 09Г2С, рис.3.10). В випадку із дослідженими сталями мітки, що обмежують відповідні зони не були чіткими (сталь Х12Ф1, рис.3.10).



Рисунок 3.10 – Злами гладких зразків сталей 09Г2С (ліворуч) і Х12Ф1 (праворуч), що отримані при три точковому циклічному згині.

Це свідчить, що досліджувані сталі мають розвинену зону С (по Біверсу) не тільки для змішаного руйнування, але і для чистої І моди. Така ситуація була відома для мартенситних сталей [108].

Внаслідок такої особливості ЗВТ визначені критичні КІНи K_{fc} мали великий розбіг. Тому за порівняльну характеристику обрано величину КІН для швидкості ЗВТ 10^{-7} м/цикл, яка позначена ΔK_i^* . Виявити сталий зв'язок між цими показниками не вдалося (протоколи, додаток А,Б).

3.4.2 Криві втоми

За результатами випробувань (протоколи, додаток А) за допомогою середовища Excel отримано рівняння регресії, котрі були трансформовані в криві витривалості з наступним рівнянням нахиленої ділянки (рис.3.11):

$$\Delta\sigma^{m_\sigma} \cdot N = 10^{C_\sigma} \quad (24)$$

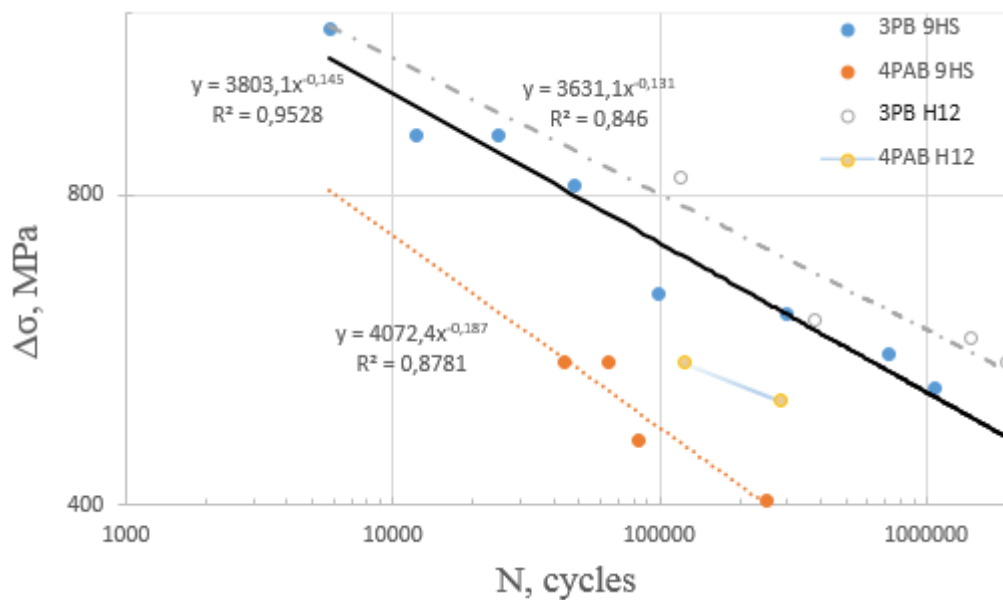


Рисунок 3.11 – Результати втомних випробувань до руйнування (точки) зразків сталі 9ХС (9HS) і Х12Ф1 (Н12) на три точковий (ЗРВ) і на чотирьох точковий згин (прямий злам, 4РАВ), а також криві втоми та їх рівняння сталей 9ХС (суцільна), Х12Ф (штрих – пунктир) в умовах три точкового і чотирьох точкового згину (пунктир, сталь 9ХС).

Ті ж самі результати можуть бути представлені, якщо аргументом виставити напруження зрізу, враховуючи зв'язок (3.6) (рис. 3.12). Тоді рівняння (3.24) буде виглядати так:

$$\Delta\tau^{m_r} \cdot N = 10^{C_r} \quad (3.25)$$

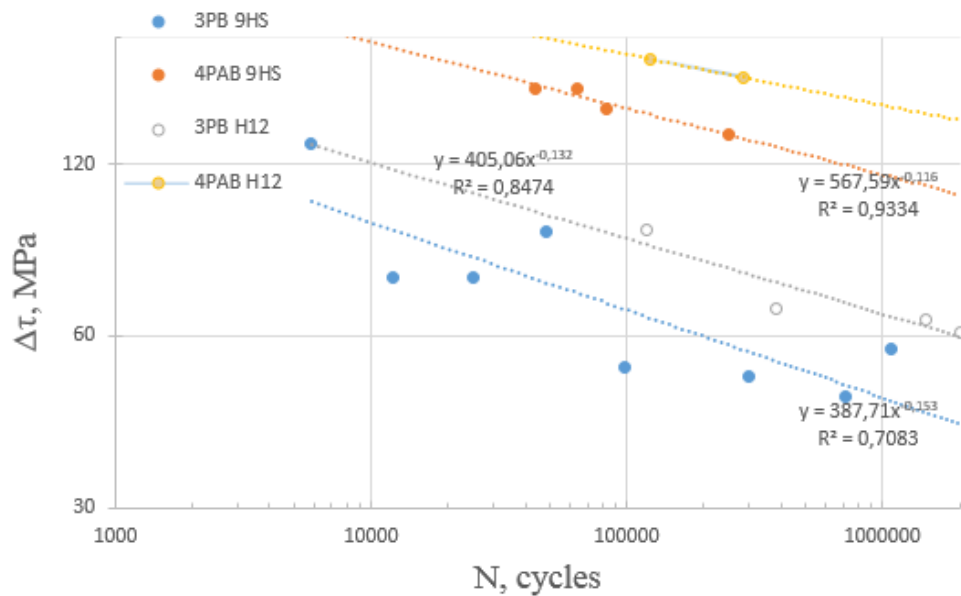


Рисунок 3.12 – Результати втомних випробувань до руйнування (точки) зразків сталі 9ХС (9HS) і Х12Ф (H12) на три точковий (ЗРВ) і на чотири точковий згин (прямий злам, 4РАВ), а також криві втоми для розмаху умовних напружень зрізу.

Повна довговічність у вигляді числа циклів до руйнування N враховує, як період зародження тріщини, так і період живучості $N_g = \alpha_g N$. Криві втоми отримано за умов відсутності концентрації напружень (гладкі зразки, без надрізу).

З результатів випробувань (рис.11,12, табл.3.3) видно, що циклічна міцність сталі Х12Ф1, подібно до статичної міцності, залишається вищою десь на 15% за циклічну міцність сталі 9ХС. Результати випробувань і криві втоми для нормальних напружень чітко показують більшу довговічність і вищу втомну міцність обох сталей при три точковому згині (ЗРВ), аніж при чотирьох точковому згині (4РАВ). Втомна міцність знижується понад в два рази, а довговічність зменшується майже на порядок при переході до деформування по 4РАВ-схемі. Схеми випробувань різняться коефіцієнтом плеча γ_{lb} , який для ЗРВ-схеми складає $\gamma_{lb}=2$, а для 4РАВ-схеми – $\gamma_{lb}=0,8$. Внаслідок цього в зразках змінюється співвідношення нормальних і дотичних напружень.

Таблиця 3.3 – Параметри рівняння кривих втоми.

№	Схема випробувань	Сталь	m_{σ}	C_{σ}	m_{τ}	C_{τ}	Границя витривалості $\Delta\sigma$ (МПа) на базі N циклів		Границя витривалості $\Delta\tau$ (МПа) на базі N циклів	
							10^6	$2 \cdot 10^6$	10^6	$2 \cdot 10^6$
1	ЗРВ	9ХС	6,9	24,7	6,5	16,8	513	464	46	42
2	ЗРВ	Х12Ф1	7,6	27,1	7,6	19,8	590	539	66	60
3	4РАВ	9ХС	5,3	19,3	8,6	23,7	323	284	114	105
4	4РАВ	Х12Ф1	7,6*	25,9	7,6	22,4	418	382	144	131

* - обрано по аналогії з №2.

Протилежна картина спостерігається, якщо за основний показник циклічного режиму прийняти розмах дотичних напружень $\Delta\tau$. Тоді, враховуючи взаємозалежність $\Delta\tau = \Delta\sigma / (\gamma_{ib} k_f)$, виходить, що при однакових величинах $\Delta\sigma$ для 4РАВ-схеми дотичні напруження будуть в 2,5 рази більшими, ніж по ЗРВ-схемі. В підсумку опір дотичним напруженням збільшується понад в два рази для 4РАВ-схеми. Сенс побудови кривих втоми І моди в дотичних напруженнях (рис.3.12) полягає в тому, що їх використовують в подальшому аналізі кривих живучості, де показником виступають саме величини $\Delta\tau$.

3.4.3 Кінетика зростання втомних тріщин

Первісні криві ЗВТ отримано експериментально у вигляді графіків довжина тріщини a – число циклів N_g .

В подальшому замість абсолютної довжини використана відносна довжина ε (гладкі зразки) або $\Delta\varepsilon = (a - a_0) / W$ (зразки з надрізом глибиною a_0) (рис. 3.13–3.16).

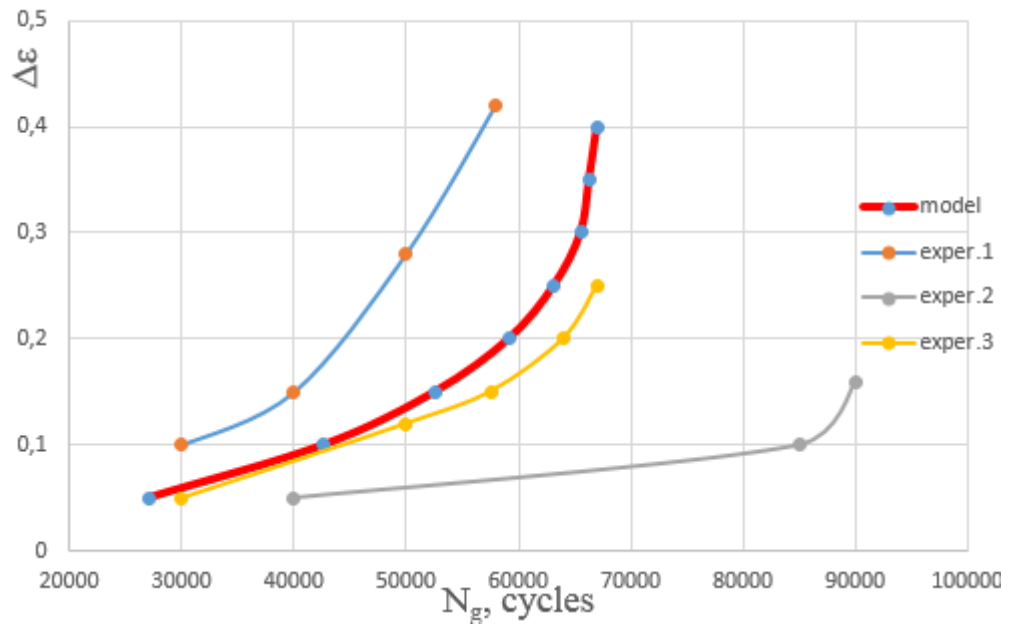


Рисунок 3.13 – Кінетика зростання косої тріщини в зразку сталі 9ХС для розмаху напружень зрізу $\Delta\tau=130$ МПа, яка отримана за моделлю (model) та експериментально (exper. 1,2,3)

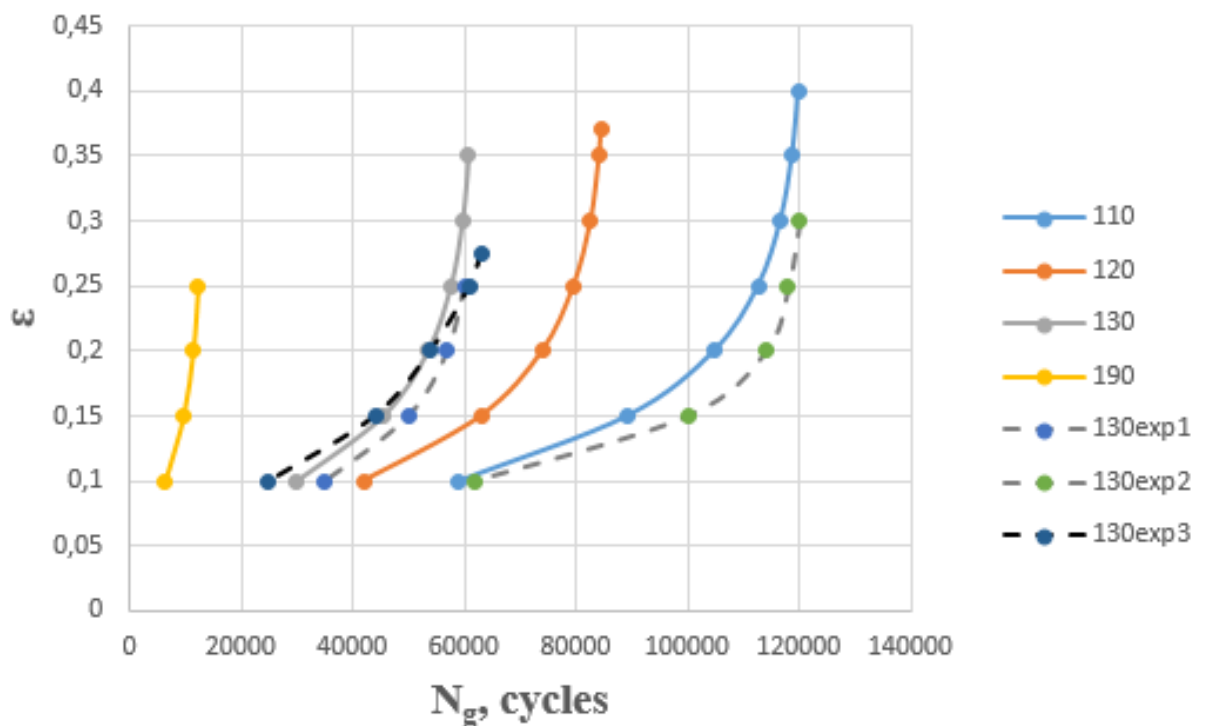


Рисунок 3.14 – Кінетика зростання прямих тріщин в зразках сталі 9ХС при чотирьох точковому згині для розмаху напружень зрізу $\Delta\tau=110, 120, 130, 190$ МПа (модельні криві – суцільні, експериментальні – пунктир)

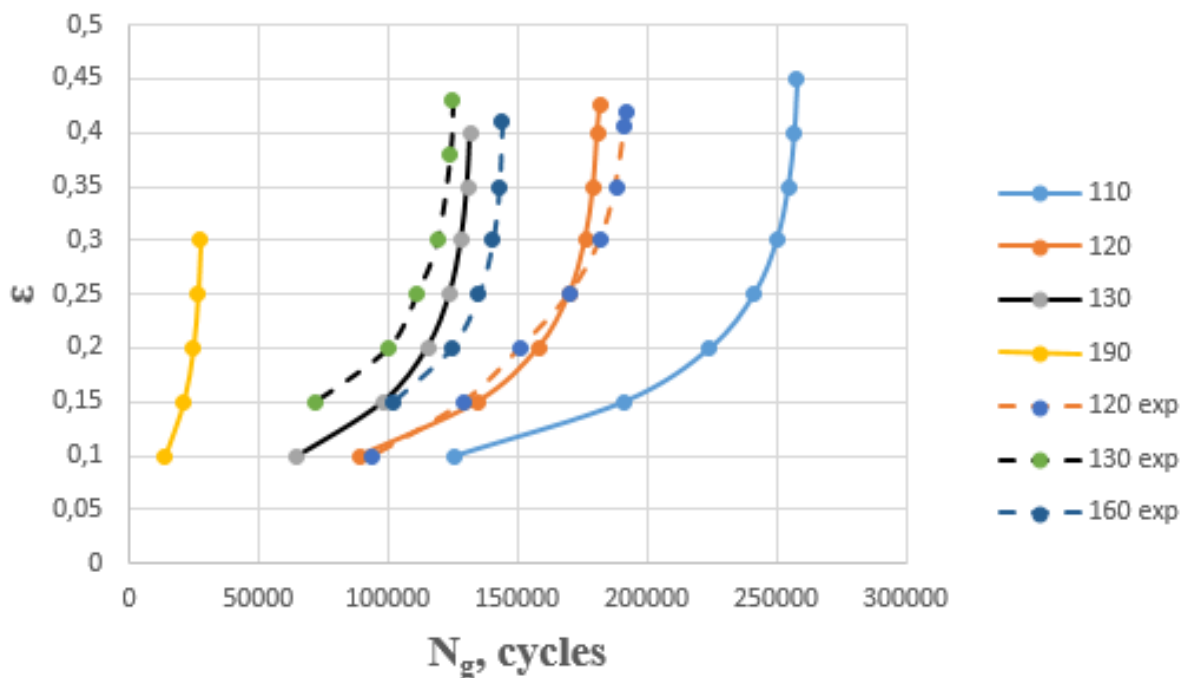


Рисунок 3.15 – Кінетика зростання прямих тріщин в зразках сталі X12Ф1 при чотирьох точковому згині для розмаху напружень зрізу $\Delta\tau=110, 120, 130, 190$ МПа (модельні криві – суцільні, експериментальні – пунктир).

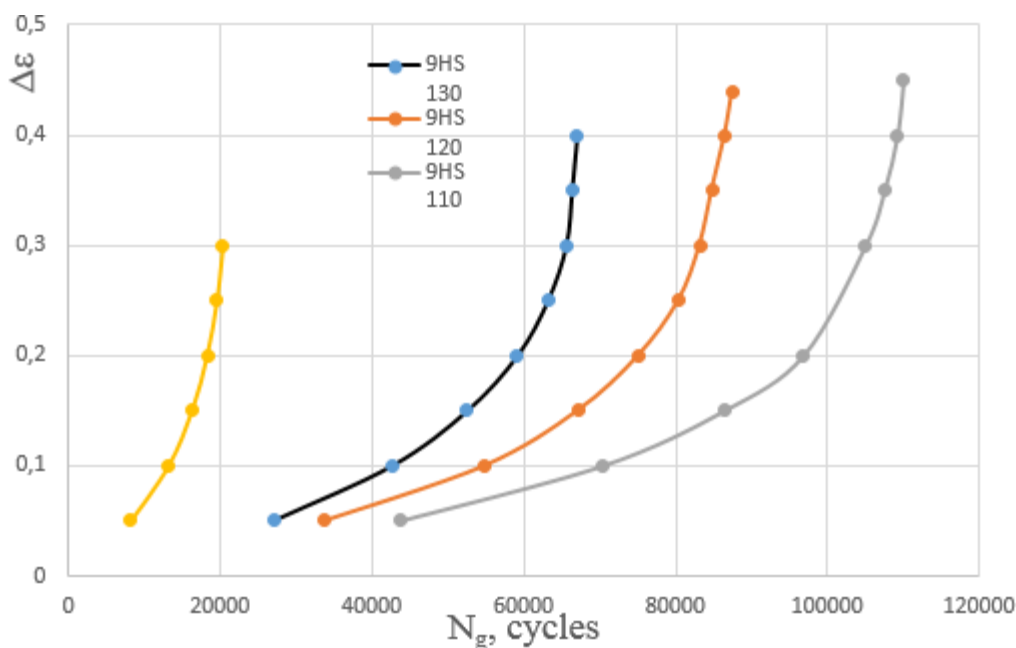


Рисунок 3.16 – Порівняльні графіки зростання косої тріщини в зразках сталі 9ХС, що отримані за моделями для розмаху напружень зрізу $\Delta\tau = 110, 120, 130, 190$ МПа.

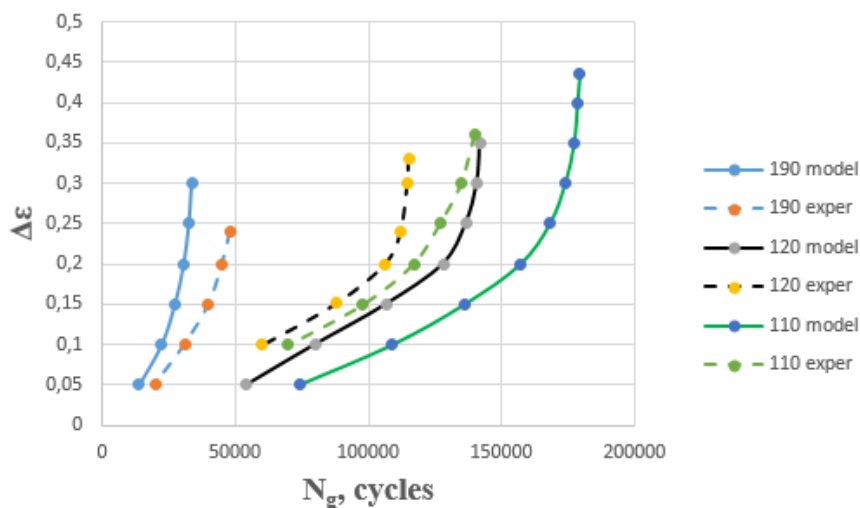


Рисунок 3.17 – Кінетика зростання косої тріщини в зразках сталі Х12Ф1 для розмаху напружень зрізу $\Delta\tau=110, 120, 190$ МПа, яка отримані за моделлю (model, суцільні) та експериментально (exper. 110, 120, 190, пунктир).

Разом із експериментальними кривими за розробленим алгоритмом було отримано модельні криві ЗВТ (рис. 3.13-3.17). В основі їх побудови лежить величина $\Delta K_{I(II)}$ *, отримання якої є основним результатом втомних випробувань (рис. 3.18, табл.4). Для змішаного руйнування I+II приведено значення ефективного КІН ΔK_{I+II} *, який отримано за критерієм Річарда (3.1). Він обраний як такий, що максимально «підсилює» дію II моди.

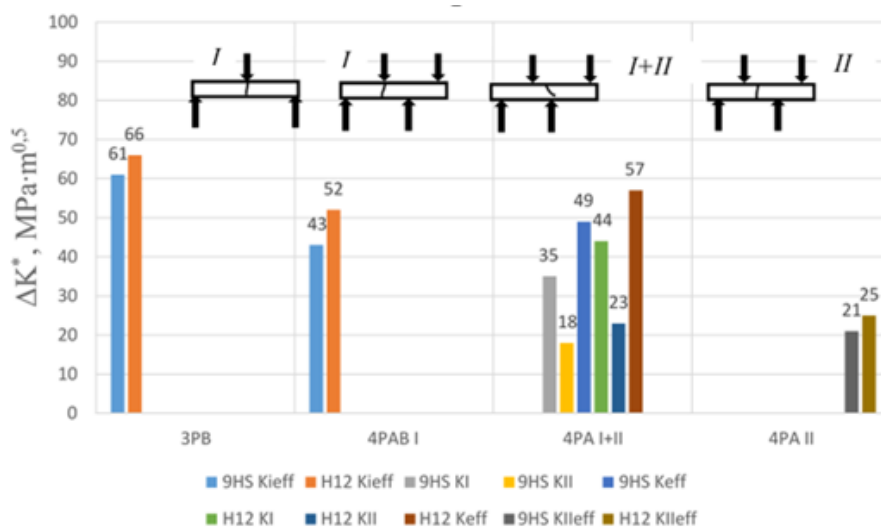


Рисунок 3.18 – Порівняльна діаграма циклічної в'язкості руйнування ΔK^* сталей 9ХС (9HS), Х12Ф (H12) при триточковому згині (3PB) і при чотириточковому згині для прямого (4PAB I і 4PAB II) і косої зламів (4PAB I+II).

Таблиця 3.4 – Експериментальні показники циклічної в'язкості руйнування

№	Схема	Форма траєкторії тріщини	Мода	Позначення показника, МПа $\sqrt{м}$	Сталь 9ХС	Сталь Х12Ф1
1	ЗРВ	пряма	I	ΔK_I^*	61	65
2	4РАВ	пряма	I	ΔK_I^*	43	52
3	4РАВ	коса	I+II	ΔK_{Im}^*	35	44
				ΔK_{Ilim}^*	18	23
				ΔK_{eff}^*	49	57

Показники циклічної в'язкості руйнування сталі Х12Ф1 на 10-20% є більшими від сталі 9ХС. Зберігається тенденція, знайдена для статичної і циклічної міцності цих сталей.

Також підтверджена тенденція погіршення опору руйнуванню при 4РАВ-схемі випробувань в умовах прямих тріщин. Для них величина ΔK^* на 25-45% менша від чистої ΔK_I^* , отриманої по ЗРВ-схемі. Це призводить до збільшення швидкості ЗВТ в 2,5-4,5 рази, що і дає зменшення довговічності і живучості.

Погіршення опору циклічному процесу в умовах I моди для 4РАВ-схеми у порівнянні зі схемою ЗРВ пояснюється збільшенням внеску дотичних напружень зрізу. При поперечному згині теоретично існує перетин, в якому відсутні зрізні деформації. Однак, в довколишніх зонах відбувається їхній різкий стрибок. Ця обставина впливає на інтенсивність ЗВТ.

Внесок дотичних напружень оцінюється через коефіцієнт плеча $\gamma_{lb} = \sigma / (\tau k_f)$, де коефіцієнт форми перетину k_f є незмінним для елемента конструкції. Зменшення коефіцієнту плеча γ_{lb} свідчить про збільшення внеску напружень зрізу і руйнувань II моди або збільшення відношення чинних K_{II}/K_I . Для ЗРВ-схеми випробувань коефіцієнт плеча є більшим, а відношення K_{II}/K_I в 2,5 рази стає меншим, ніж для 4РАВ-схеми (прямі тріщини, I мода).

Чинник γ_{lb} надає суперечливий вплив на опір матеріалів втомі. На стадії зародження тріщини його зменшення призводить до зростання циклічної міцності

і довговічності N [86,89]. На стадії зростання тріщини зменшення чинника γ_{Ib} призводить до збільшення швидкості ЗВТ і, як наслідок, зменшення величини ΔK_I^* . Такі неоднозначні впливи непоодинокі для умов комбінованого навантаження. Наприклад, крутний момент (III мода) зменшує циклічну міцність валів, що навантажені згином з обертанням (I мода). Але, коли тріщина досягає певної довжини поява III моди сприяє уповільненню її розвитку [122].

Умови змішаного руйнування для косої тріщини призводять до зменшення величини ΔK_{Im}^* відносно КІН ΔK_I^* , отриманих для чистої I моди (як для ЗРВ, так і для 4РАВ-схем). Те ж саме, як буде ясно з наступного підрозділу, можна сказати і про II моду, коли визначений при зростанні косої тріщини ΔK_{II}^* є меншим, ніж величина ΔK_{II}^* , яка вирахована для чистої моди. Але різниця між цими показниками, тобто $\Delta K_{Im}^* - \Delta K_{II}^*$, значно менша, ніж різниця між КІНами I моди $\Delta K_{Im}^* - \Delta K_{Im}^*$. Тобто: $|\Delta K_{Im}^* - \Delta K_{II}^*| < |\Delta K_{Im}^* - \Delta K_{Im}^*|$. Все це свідчить про збільшення швидкості ЗВТ для змішаного руйнування у порівнянні з чистими модами.

3.4.4 Визначення значення показника циклічної в'язкості руйнування для чистої II моди за результатами випробувань при змішаному руйнуванні

Запропонований алгоритм визначення періоду живучості передбачає знання параметрів кінетичної діаграми циклічного руйнування, які отримані для чистих умов відповідної моди. Такі умови в цих дослідженнях для I моди були промодельовані при три точковому згині. Для II моди зазвичай використовують випробування по схемі деформування чотирьох точкового асиметричного згину. Але, як було з'ясовано, обрані для досліджень сталі не руйнуються при чистій II моді. Зразок руйнується від косої тріщини змішаного типу. Тому розроблено розрахункову методу визначення параметрів II моди циклічного руйнування за результатами випробувань.

Вона ґрунтується на достовірній оцінці параметрів ΔK_I^* і n_I . З випробувань відомими є число циклів живучості (кінетика зростання) зразка при змішаній моді $N_{g(I+II)}$ і параметри ΔK_{Im}^* , ΔK_{II}^* , $a_{c(I+II)}$ (табл.3.4). Вони також відповідають

змішаному руйнуванню, але отримані за формулами (3.21-3.23), як при чистих модах. Зважаючи на залежність (1.39), яка витікає з правила об'єднання індексів безпеки, стосовно даного випадку можна записати:

$$N_{g(I+II)} = (N_{gI}^{-1} + N_{gII}^{-1})^{-1}, \quad (3.26)$$

де $N_{gI(II)}$ – живучість в умовах чистої моди I або II.

Якщо відомі величини ΔK_I^* і n_I , то за (3.21) можна отримати живучість N_{gI} для $a_0=5$ мм. При цьому приймається однаковий кінцевий розмір тріщини $a_{cI} = a_{c(I+II)} = a_{cII}$, який виконує роль критичного. Тоді для чистої II моди з (3.26) отримуємо:

$$N_{gII} = \frac{N_{g(I+II)}}{1 - \frac{N_{g(I+II)}}{N_{gI}}}. \quad (3.27)$$

Знаючи цей період живучості, з формули (3.23) знаходять розмах КІН при швидкості зростання тріщини 10^{-7} м/цикл для II моди:

$$\Delta K_{II}^* = \frac{3.3 \cdot \Delta \tau}{\sqrt{W}} \left(\frac{\frac{N_{gII} / 5 \cdot 10^6}{1}}{\frac{1}{(a_0 - 0.0005)^2} - \frac{1}{(a_c - 0.0005)^2}} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (3.28)$$

За результатами зростання косих тріщин при чотирьох точковому згині за допомогою зазначеного алгоритму отримано такі значення:

- сталь 9ХС: $\Delta K_{II}^* = 20; 19; 25 \text{ Мпа}\sqrt{\text{м}}$,
- сталь Х12Ф1: $\Delta K_{II}^* = 20; 31; 24 \text{ Мпа}\sqrt{\text{м}}$.

Середні значення для чистої II моди складають (рис.3.18):

- сталь 9ХС: $\Delta K_{II}^* = 21 \text{ Мпа}\sqrt{\text{м}}$,
- сталь Х12Ф1: $\Delta K_{II}^* = 25 \text{ Мпа}\sqrt{\text{м}}$.

Це в 2,6-2,9 разів є меншим, ніж величина ΔK_I^* для чистої I моди. Тобто, відношення показників $\Delta K_{IC}/\Delta K_{IIC}$ є меншим, ніж відношення $g_{III} = \Delta K_I^*/\Delta K_{II}^*$. Таким чином, повертаючись до 2 розділу, можна рекомендувати апіорно оцінювати величину відношення g_{III} для валкових сталей $g_{III}=2,5 - 3$.

Знайдені показники разом з раніше визначеними показниками $\Delta K_I^*=61 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, $\Delta K_{II}^*=66 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, $n_I=4$, $n_{II}=3$, $a_0=1\text{мм}$ (гладкі зразки) і $a_0=5\text{мм}$ (надрізані зразки) слугували первісними даними для визначення модельних кривих ЗВТ. Алгоритм для цього був наступний. Для поточної довжини тріщини a_{ci} (або ε_{ci}) за формулами (3.21)–(3.23) визначають поточні окремі періоди живучості $N_{gI(II)i}$. Після чого по (3.26) знаходиться поточна живучість $N_{g(I+II)i}$. За кінцевий розмір тріщини і був прийнятим повний період живучості, коли швидкість ЗВТ досягала $v=10^{-6} \text{ м/цикл}$.

Формули визначення живучості діють, коли напруження є незмінними. В (3.21) нормальні напруження $\Delta\sigma$ залежать від довжини тріщини. Щоб подолати цю суперечність вважалось, що $\Delta\sigma = \text{const}$ на відрізку $\Delta a_{ci} = a_{ci} - a_{c(i-1)} = 1\text{мм}$. Тому за (21) визначався період живучості на цьому відрізку ΔN_{gli} . А вже потім знаходилася поточна живучість N_{gli} як сума періодів ΔN_{gli} .

Незважаючи на відмінності в формах модельних і експериментальних графіків зростання тріщин, отримані за ними довговічності до появи критичної швидкості знаходяться в межах природнього розпорошення, притаманного втомному руйнуванню (рис.3.13-3.17). Це свідчить про дієвість розробленого алгоритму і коректність визначених показників опору руйнуванню.

3.4.5 Криві живучості

В якості параметра на діаграмах кінетики ЗВТ фігурує розмах напружень зрізу $\Delta\tau$, навіть для I моди. На відміну від нормальних напружень, ці напруження є незмінними на протязі всієї траєкторії косої тріщини. Маючи кінетику ЗВТ $\varepsilon(N_g)$ і число циклів до досягнення тріщиною критичного розміру, можна побудувати аналогічно кривим втомних криві живучості, які на відміну від перших, охоплюють

період після появи тріщини N_g (рис. 3.19). Їх не потрібно плутати з кривими пошкодженості, які охоплюють період від початку дії процесу навантаження.

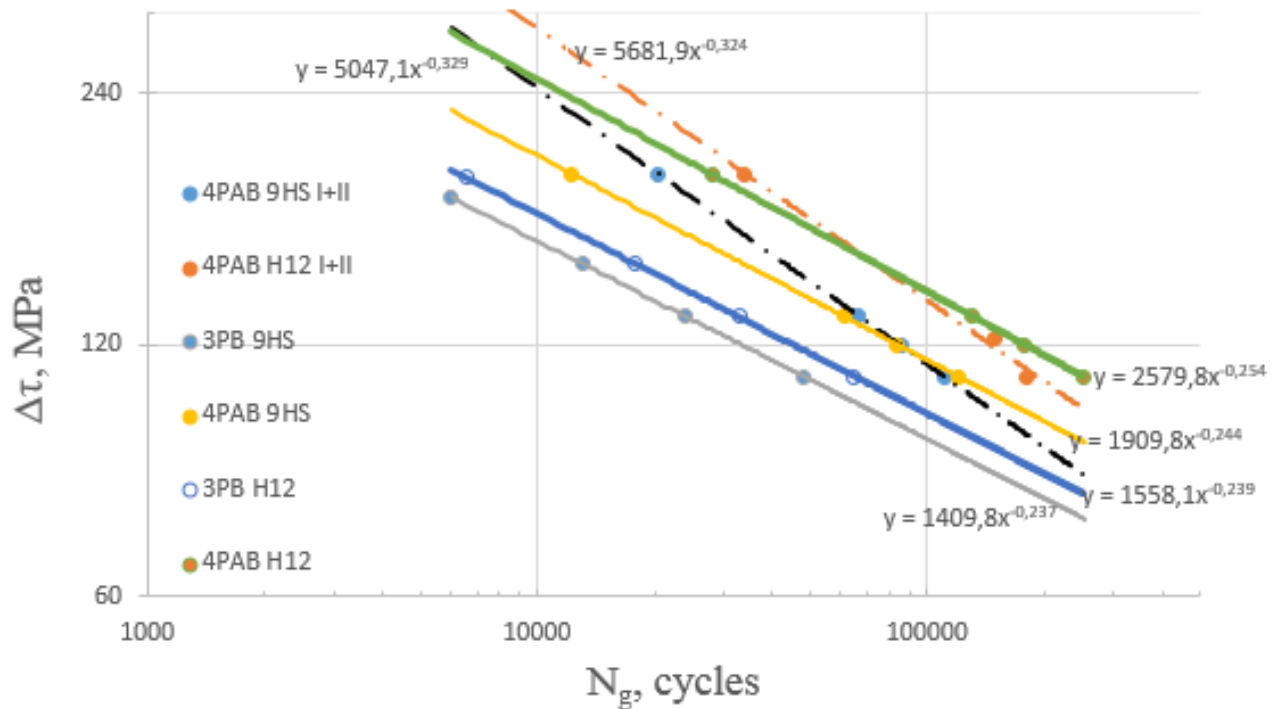


Рисунок 3.19 – Модельні криві живучості для I моди (прямі тріщини, суцільні) і для I+II моди (косі тріщини, штрих-пунктир)

Для кривих живучості використано рівняння (3.25), де замість довговічності N використано живучість N_g (табл. 3.5).

За однакових умов деформування живучість сталі Х12Ф1 завжди вище, ніж сталі 9ХС. Це є наслідком більшої довговічності цієї сталі, що призводить до вищої величини ΔK_i^* .

При використанні розмаху дотичних напружень $\Delta\tau$ у якості показника циклу живучість зразків за ЗРВ-схемою є меншою, ніж за 4РАВ-схемою: $N_{gIЗРВ}(\Delta\tau) < N_{gI4РАВ}(\Delta\tau)$. Кількісно цю різницю можна оцінити за параметром рівняння живучості S_τ , оскільки рівняння мають майже однаковий параметр m_τ . За аналогією з довговічністю при переході до показника циклу у вигляді $\Delta\sigma$ (при цьому $\Delta\tau$ стає параметром циклу) спостерігається своєрідна інверсія, яка формалізована нерівністю: $N_{gIЗРВ}(\Delta\sigma) > N_{gI4РАВ}(\Delta\sigma)$.

Таблиця 3.5 – Параметри рівняння кривих живучості для $\Delta\tau$ в МПа

№	Схема випробувань	Форма траєкторії тріщини	Мода	Сталь	m_τ	C_τ
1	ЗРВ	пряма	I	9ХС	4,2	13,23
2	ЗРВ	пряма	I	X12Ф1	4,2	13,34
3	4РАВ	пряма	I	9ХС	4,1	13,45
4	4РАВ	пряма	I	X12Ф1	4,1	13,99
5	4РАВ	коса	I+II	9ХС	3,0	11,11
6	4РАВ	коса	I+II	X12Ф1	3,1	11,64
7	4РАВ	пряма	II	9ХС	3,0	11,04
8	4РАВ	пряма	II	X12Ф1	3,1	11,62

Представляє інтерес поведінка параметру рівнянь (24), (25) m . При переході від кривих втоми до кривих живучості величина m зменшується. Це свідчить про зменшення чутливості живучості до діючих напружень. Їхній вплив на розвиток тріщини зменшується, а процес руйнування здебільшого стає контрольованим схемою деформування.

При переході від чистих мод руйнування до змішаних нахил кривих живучості збільшується (рис. 19). Це видно з того, що параметр m_τ зменшується від 4,2 до 3 (табл. 5). При чистих модах параметр кривих живучості m , як впливає з обробки дослідів, приблизно дорівнює параметру n , що фігурує в рівнянні Періса (3.13). Це витікає з того, що інтегровані рівняння Періса (3.21), (3.22) можна представити у вигляді:

$$N_{gI} \cdot \Delta\sigma^{n_I} = C_I(\varepsilon_c) , \quad (3.29)$$

$$N_{gII} \cdot \Delta\tau^{n_{II}} = C_{II}(a_c) . \quad (3.30)$$

Така форма подібна до рівнянь кривих живучості. На відміну від останніх в рівняннях (3.29), (3.30) права частина може бути змінною. Такою, що залежить від рівня напружень, якщо у якості кінцевого розміру тріщини ε_c або a_c приймати критичний розмір. Ця залежність відносно слабка, оскільки в критичній області швидкість ЗВТ велика, крива $\varepsilon(N)$ чи $a(N)$ наближається до вертикального положення, тому живучість незначно змінюється від кінцевого розміру. Але в практиці кінцевий розмір тріщини часто встановлюється однаковим, меншим від критичного. Тому права частина рівнянь (3.29), (3.30) стає незмінною і тоді:

$$C_I(\varepsilon_c) = 10^{C_\sigma}, \quad (3.31)$$

$$C_{II}(a_c) = 10^{C_\tau}. \quad (3.32)$$

В такому випадку для кривих живучості при чистих модах є точна відповідність:

$$n_I = m_\sigma, \quad n_{II} = m_\tau. \quad (3.33)$$

При змішаних модах нахил кривих живучості змінюється внаслідок того, що живучість $N_{g(I+II)}$ за (26) є меншою, ніж живучість при чистих модах: $N_{g(I+II)} < N_{gI}$, $N_{g(I+II)} < N_{gII}$. В даних дослідженнях в середньому $N_{g(I+II)} = 0,9 N_{gII}$. Тобто, можна вважати, що біля 90% зростання косої тріщини обумовлено внеском II моди. Тому нахил кривої живучості при II моді (на рис.3.19 не показано) співпадає з нахилом при змішаній моді.

Такі ж самі особливості кривих живучості були знайдені при дослідженні змішаного руйнування листопрокатних валків [86]. Там оцінювалась живучість при II+III моді. При чистих модах було знайдено параметри $m_{\tau II} = m_{\tau III} = n_{II} = n_{III} = 3$. При змішаній моді нахил кривої живучості збільшився і її параметр склав величину

$m_{mix}=m_{\tau(II+III)}=2$. Така ситуація є наслідком однакового внеску II і III моди в зростання тріщини. Це є найбільш небезпечний випадок при дії водночас двох мод. Тому можна вважати, що при змішаному руйнуванні, в якому діють дві моди, параметр кривої живучості m_{mix} буде замкнено у діапазоні:

$$(n_{II(III)} - 1) \leq m_{mix} \leq n_{II(III)} . \quad (3.34)$$

Враховуючи, що $n_{II}=n_{III}=3$, то рекомендовано встановлювати $m_{mix}=2...3$. В даному випадку зменшення чутливості до впливу рівня чинних напружень нівелюється і вплив фактору нестационарності режиму. Виявлена тенденція є передумовою висновка, який було зроблено при дослідженні живучості листопрокатних валків. Він полягає в тому, що еквівалентна швидкість ЗВТ при змішаному руйнуванні, практично, не залежить від рівня дотичних напружень.

Незважаючи на неможливість отримання руйнування чистої II моди при випробуванні обраних сталей за умов 4РАВ-схеми, отримані значення ΔK_{II}^* при змішаному руйнуванні від косої тріщини можуть слугувати вихідними даними для визначення «чистої» ΔK_{II}^* , минаючи розроблений для цього алгоритм. Завдяки виявленому домінуванню руйнувань II моди при розвитку косої тріщини, можна скористатися цим наступним чином:

$$\Delta K_{II}^* = 1,1 \cdot \Delta K_{II}^* . \quad (3.35)$$

Коефіцієнт 1,1 є наслідком того, що в середньому 90% внеску у розвиток тріщини на сталій стадії дає II мода. При доламуванні зразка починає домінувати I мода. Це також підтверджує положення висунуте при дослідженні валків, що остаточна руйнація відбувається по I моді.

3.5 Висновки

1. Знайшли підтвердження основні положення про побудову моделі живучості (схематизована діаграма втомного руйнування), які було висунуто при дослідженні роботоспроможності прокатних валків (розділ 2). Зокрема:

- з достатньою точністю для прогнозу живучості параметри рівняння сталої ділянки діаграми ЗВТ можна приймати як $n_I=4$, $n_{II}=3$,
- у якості параметра схематизації можливе використання показника ΔK^* , розмір якого для валкових сталей може складати $\Delta K^*_{I}=60-70 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$.

Разом з тим деякі висловлені положення підлягають коригуванню. Зокрема, коефіцієнт пропорційності між КІН I і II моди g_{III} може бути значно більшим, ніж раніше передбачалось. Для валкових сталей рекомендовано $g_{III}=2,5-3$. При розрахунках живучості листопрокатних валків (2 розділ) було прийнято $\Delta K^*_I = \Delta K^*_I = 40 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, що дещо є невірним. Однак, симетричні відхилення від фактичних значень не призводять до суттєвої зміни отриманих результатів розрахунку живучості.

2. Розроблена методика випробувань матеріалів на чотирьох точковий асиметричний згин, яка вміщує конструкцію зразків, схему їх встановлення відносно робочих органів випробувальної машини, визначення силових факторів, вимірювання довжини тріщини.

3. Під конструкцію зразків на підставі прийому пониження кількості змінних запропонована апроксимована форма визначення чинних КІН K_I і K_{II} . Завдяки цьому знайдено аналітичне рішення для інтегрування рівняння сталої ділянки діаграми ЗВТ, яке представляє собою рівняння живучості.

4. Підтверджено дійовість розробленого алгоритму прогнозування живучості при змішаному руйнуванні, який не потребує визначення ефективного КІН. В алгоритмі дія окремих пошкоджуючих процесів (мод руйнування) об'єднується на підставі правила об'єднання ресурсних індексів безпеки, яке запропоноване в 1 розділі.

5. Розроблено алгоритм знаходження параметру діаграми ЗВТ ΔK^* для чистої моди за результатами зростання тріщини при змішаному руйнуванні. Сталий процес поширення косої тріщини змішаної моди при чотирьох точковому згині приблизно на 90% обумовлений дією II моди. Тому за результатами випробувань косої тріщини можна спрощено визначати параметр ΔK^*_{II} , збільшивши визначений параметр ΔK^*_{III} на 10%.

6. Виявлено особливості руйнування валкових сталей в умовах циклічного деформування по схемі чотирьох точкового асиметричного згину. Хоча така схема випробувань призначена для отримання руйнування по II моді, в наявних дослідженнях цього досягти не вдалося. Тріщина з надрізу, практично, зразу уходила під кутом $\sim 45^\circ$ в бік зони розтягування, що свідчить про змішане I+II руйнування.

6.1. Незважаючи на змішаний характер руйнування зразка внаслідок косої тріщини, по її діаграмі зростання можна визначити параметри циклічної в'язкості руйнування для чистої II моди. Така можливість витікає з виявленого домінування II моди в змішаному руйнуванні на сталій стадії. Визначено, що величина КІН при швидкості ЗВТ 10^{-7} м/цикл для II моди буде на 10% більшою від КІН, знайденому як для II моди, але за діаграмою ЗВТ I+II змішаної моди.

6.2. Поряд з руйнуванням зразків від косої тріщини в 4РАВ-схемі спостерігаються руйнування від прямої тріщини I моди при поперечному згині. Знайдені величини ΔK_I^* для цього випадку на 20 – 30% є меншими від величин ΔK_I^* , отриманих за умов випробувань по ЗРВ-схемі. Вважається, що це є наслідком збільшення напружень зсуву в зоні розвитку прямої тріщини.

7. Встановлено впливовість коефіцієнта плеча $\gamma_{\text{л}}$ на поведінку матеріалів при циклічному деформуванні в умовах згину. Цей чинник регулює відношення діючих напружень згину (нормальних) і зсуву (дотичних) або відношення КІН I і II моди. На стадії зародження тріщини зменшення коефіцієнта плеча призводить до збільшення довговічності, а після появи тріщини, навпаки, його зменшення веде до зменшення живучості і зростання швидкості ЗВТ.

8. Експериментально підтверджено правомірність використання моделі схематизації кінетичної діаграми втомного руйнування, яка базується на взаємозв'язках між показниками всіх трьох мод. Для валкових сталей рекомендовано апріорно призначати основні показники при прогнозуванні живучості наступним чином: $\Delta K_I^* = 60 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, $\Delta K_{II}^* = 20 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, $n_I = 4$, $n_{II} = 3$.

9. Експериментально підтверджена модель втомного змішаного руйнування, яка витікає з правила об'єднання ресурсних індексів безпеки. Вона не потребує

знаходження ефективного КІН, а ґрунтується на побудові кривих живучості для чистих мод. Живучість при змішаному процесі визначається як результат об'єднання окремих процесів руйнування.

10. Для можливості аналітичного визначення періоду живучості шляхом інтегрування кінетичного рівняння ЗВТ вперше застосовано метод зниження числа його змінних. Це відбувається за рахунок апроксимації функції, що є добутком геометричної функції і функції розміру тріщини. В підсумку функція швидкості ЗВТ стає залежною від розміру тріщини і інтегрованою. Вигляд апроксимованої функції змінюється від розмірів зразка і схеми деформування.

11. Основні результати 3 розділу опубліковано в працях [86, 123]

РОЗДІЛ 4

ПЛАНУВАННЯ ПЕРІОДИЧНОСТІ КОНТРОЛІВ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ЗА ДОПОМОГОЮ ПАРАМЕТРИЧНИХ ДІАГНОСТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ

Проактивні стратегії технічного обслуговування та ремонту (ТОіР) відзначаються перерозподілом витрат в цій царині. Доля витрат на ремонти зменшується, а доля витрат на інспектування (діагностування) збільшується. Загальні питомі витрати на ТОіР при цьому зменшуються. Для проактивних стратегій розроблені економіко-статистичні моделі оптимізації режимів ТОіР [1].

Для відповідальних елементів технічних систем розглянуті вартісні критерії можуть відходити на другий план при призначенні режимів ТОіР. У главу кута при цьому ставляться критерії надійності та безпеки, які успішно реалізуються в нормативних експлуатаційних стратегіях. Але такий прямолінійний підхід не відповідає тенденціям застосування ефективних стратегій ТОіР, у яких, з одного боку, дотримується принцип «прогнозування і попередження» (the fitness for service) взамін принципу «виявив – усунув». З іншого боку, вони забезпечують досить повний виробіток технічного ресурсу до моменту заміни (відновлення) технічної системи.

Один зі шляхів досягнення компромісу між такими суперечливими вимогами до стратегії ТОіР пов'язаний з контролем за деградаційними процесами. Їхне моделювання, власно, і представляє імовірно-фізичний підхід у теорії технічного обслуговування. Цілком очевидно, що питання періодичності і частоти контролів для подібної технології догляду за устаткуванням мають важливе значення.

Крім того, подібний підхід дозволяє врахувати старіння механічних систем. Це відбувається шляхом контролю над фізико-технічними параметрами, що визначають експлуатаційну готовність системи [1]. Метою наданого розділу є аналіз і розробка алгоритму планування операцій інспектування при

обслуговуванні технічних систем за їх фактичним станом, а також дослідження швидкості деградаційних процесів ізносної природи.

4.1 Алгоритм пошуку функцій розподілу ресурсу для параметричних моделей

В I розділі запропоновано правило об'єднання показників надійності, у якості яких виступає ресурсний індекс безпеки. Цей комплексний показник дає змогу забезпечувати гарантований рівень безпеки при покроковому плануванні операцій діагностування (контролів). В основі визначення індексів безпеки лежить функція розподілу довговічностей. Алгоритми її знаходження добре розроблені для деградаційних процесів втомного характеру. Для деградаційних процесів ізносного характеру, які моделюються параметричними моделями, таких алгоритмів не існує.

Як відомо, кінетичні моделі для прогнозування показників технічного стану можна поділити на два різновиди: параметричні та ресурсні [2]. Вони відрізняються тим, що для перших спочатку встановлюється кінетика деградаційного процесу, після чого можна встановити ресурс (довговічність) об'єкта. Для ресурсних моделей спочатку визначається довговічність, а потім вже можна задати певну траєкторію накопичення пошкоджень. Для таких моделей притаманно знаходження функцій розподілу ресурсу (ФРР), алгоритми пошуку яких мають певні загальні ознаки. Для параметричних моделей первісно встановлюються граничні рівні діагностичних параметрів Y_0 та $[Y]$, а форма зміни у часі поточного значення параметрів $y(t)$ віднаходиться, як правило, в процесі експлуатації (рис.4.1). Оцінка технічного стану відбувається через порівняння значень $[Y]$ та y_j , а прогнозування ресурсу на практиці, в загалі, може не впроваджуватися. Хоча така можливість є. Вона використовується при встановленні упереджувальних допусків за параметром ΔY і за ресурсом Δt . Завдяки цьому можна визначати поміжінспекційний інтервал δ_j , який залежить від обраної імовірності безвідмовної роботи (ІБР), та від варіативності процесу $y(t)$, що оцінюється через

середньоквадратичне відхилення (СКВ) поточного параметру S_y . Фактично, застосовуючи такий алгоритм, можна побудувати ФРР, але така метода не вільна від суперечностей [2].

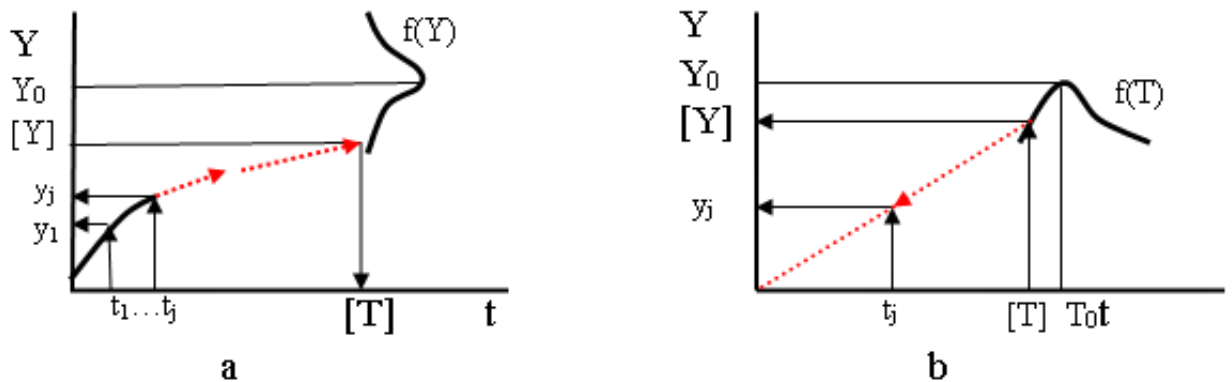


Рисунок 4.1 – Схема визначення параметрів технічного стану по параметричній (а) і ресурсній (б) моделях [2].

На практиці більш інформативно контролювати швидкість (інтенсивність) деградаційного процесу V_y та її коефіцієнт варіації v_V , який дорівнює коефіцієнту варіації діагностичного параметру v_y . Для обраної ІБР P (із квантилем $u_P > 0$), при відомих величинах граничних Y_0 і початкових y_0 параметрів, визначених значеннях середньої швидкості \bar{V} разом з її СКВ S_V ресурс складає:

$$T_P = \frac{Y_0 - y_0}{\bar{V} + u_P \cdot S_V}. \quad (4.1)$$

Якщо прийняти позначення $\alpha = \frac{Y_0 - y_0}{S_V}$, $\beta = \frac{1}{v_V}$, то можна отримати ФРР у неявній формі [2]:

$$T_P = \frac{\alpha}{u_P + \beta}. \quad (4.2)$$

На стадії прогнозування надійності, коли бракує інформації щодо початкового параметру y_0 , слід враховувати його стохастичність. Це здійснюється через відношення СКВ початкового параметру S_{y_0} до СКВ швидкості $\gamma = S_{y_0}/S_V$, яке має розмірність часу. В такому випадку ФРР має ще більш неявну форму [51]:

$$u_P = \frac{\alpha - \beta T_P}{\sqrt{\gamma^2 + T_P^2}}. \quad (4.3)$$

На стадії діагностування початковий параметр визначається з певною точністю і необхідність вирішення цього рівняння відпадає.

Щоб отримати ФРР в явній формі (мається на увазі, що буде відомий закон розподілу), як того потребує алгоритм визначення комплексного показник індексу безпеки, необхідно дослідити вплив факторів деградаційного процесу. В цьому аспекті слід зауважити, що параметричні моделі, які тут розглядаються, демонструють характер зміни параметрів механічної системи під час експлуатації t . Але в основі тренду діагностичних параметрів системи знаходиться деградаційний процес у вигляді втрати властивостей матеріалу, з якого виготовлені елементи системи. Так, кінетика параметричних моделей, частіше за все, пов'язана з деградаційним процесом у вигляді зношування контактуючих поверхонь. Натомість в основі ресурсних моделей лежить деградаційний процес у вигляді втоми металу.

Природа деградаційного процесу є вагомим фактором впливу на режими технічного обслуговування, попри наявність його математичної моделі. Саме складова від внутрішнього чинника, яка обумовлена природою втомної пошкоджуваності, займає більше половини загального СКВ довговічності. Ця складова збільшується з часом інтервалу відновлення і стримує ефект від моніторингу технічного стану [2].

При зношувальному процесі вузлів тертя, що змащуються, його інтенсивність V_S на стадії проектування може змінюватись на один-два порядки, оскільки вона

залежить від комплексів механіко-термічних факторів. Але як демонструють дослідження, наприклад, зносу деталей аксіально-плунжерних насосів під час їх випробувань, стала його швидкість на 50-годинних відрізках дуже слабо змінюється. Коефіцієнт варіації v_y не перевищує 10% . Про це ж свідчать багаточисельні випробування зразків на машинах тертя. Тобто швидкість зношування є доволі консервативною характеристикою при незмінних параметрах процесу $\{X_1, X_2, \dots, X_i\}$ (рис. 4.2). Кореляційна функція для таких процесів має високе значення, що говорить про їх мале перемішування і ефективність індивідуального прогнозування. Нестабільність фактичної швидкості зношування (про стадії приробітку та катастрофи зараз мова не йде) в реальних машинах пов'язана з мінливістю параметрів $\{X_1, X_2, \dots, X_i\}$. Тому реальній процес зносу y (ламана лінія, рис. 4.2), як правило, є нестационарним. Його можна промодельювати як послідовність стаціонарних субпроцесів, «усереднення» параметрів яких під час контролю (діагностування) дає зміну швидкості V_n «модельного» процесу y_m та збільшення її варіації та СКВ S_{V_n} . «Віяло» процесу, що характеризується добутком $u_p \cdot S_V$, розширюється, функція щільності розподілу довговічностей $f(T)$ стає явно несиметричною (рис. 4.2).

Задля з'ясування форми закону розподілення довговічностей, потрібно їх графіки побудувати у відносних безрозмірних координатах, скористувавшись формулою (4.2) (рис. 4.3). Прямолінійність графіка свідчить про можливість апроксимації ФРР нормальним законом. Такий факт спостерігається при параметрах $\beta > 4 \div 5$, що відповідає коефіцієнтам варіації швидкості деградаційного процесу $v_V < 0,2 \div 0,25$. Такі значення притаманні стаціонарним процесам. Явна форма ФРР для цієї ситуації буде така:

$$T_P = \bar{T} \pm S_T \cdot u_P. \quad (4.4)$$

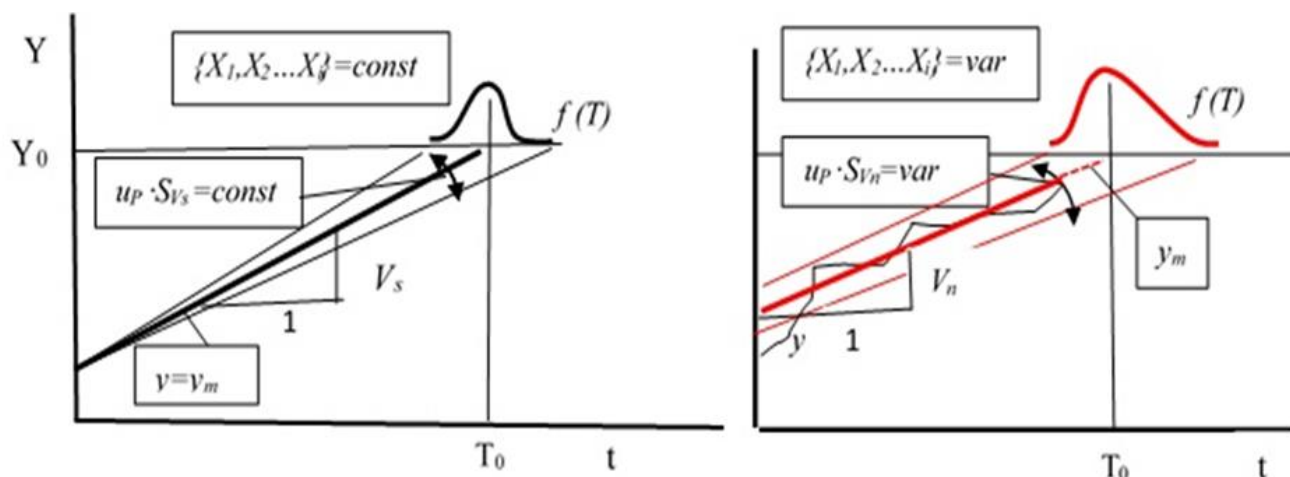


Рисунок 4.2 – Параметрична модель для стаціонарного (зліва, $\{X_1, X_2 \dots X_i\} = const$) і для нестаціонарного (справа, $\{X_1, X_2 \dots X_i\} = var$) лінійного деградаційного процесу

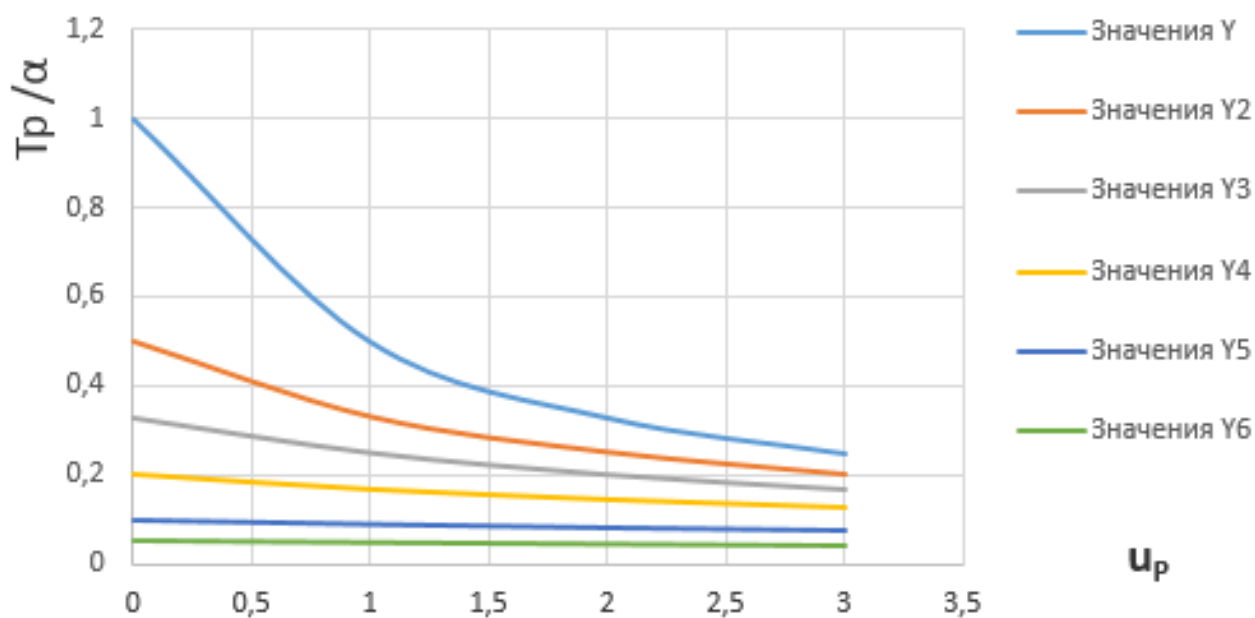


Рисунок 4.3 – Функції розподілу відносних ресурсів для $\beta = 1$ (Y , верхній ряд), $\beta = 2$ ($Y2$), $\beta = 3$ ($Y3$), $\beta = 5$ ($Y4$), $\beta = 10$ ($Y5$), $\beta = 20$ ($Y6$)

Таблиця 4.1 – Порівняння значень відносної довговічності T_P / α , отриманих по ФРР в неявній (чисельник) і в явній, апроксимованій формі (знаменник)

Показник розподілу	$\beta = 5$	$\beta = 10$	$\beta = 20$
$u_P = 0$	0,2	0,1	0,05
	0,2	0,1	0,05
$u_P = 1$	0,167	0,097	0,0476
	0,171	0,0917	0,0477
$u_P = 2$	0,143	0,083	0,0455
	0,143	0,083	0,0455
$u_P = 3$	0,125	0,077	0,0435
	0,114	0,075	0,0432

Враховуючи (4.2), маємо медіанну довговічність

$$\bar{T} = \alpha \cdot v_{V(y)}, \quad (4.5)$$

а СКВ довговічності з достатньою точністю (табл.2.1) можна призначати як середнє на ділянці ФРР $1 > u_P > 2$:

$$S_T = \frac{\alpha}{\beta(\beta + 2)}. \quad (4.6)$$

Для багаторежимних процесів ($v_V > 0,25$, $\beta < 4$) в зонах гарантованої безпеки ($u_P \geq 2$) ФРР можна апроксимувати логнормальними законами, які мають однакове СКВ, що втілюється на діаграмах однаковими нахилами (рис. 4.4). Така можливість витікає з того, що довговічність, отриману за формулою (4.5), можна – представити у вигляді добутку $T' \cdot 10^m$, де T' – число від 1 до 10, а m – ціле число:

$$\alpha \cdot v_V = \frac{\alpha}{\beta} = T'' \cdot 10^m. \quad (4.7)$$

Тоді медіанне значення ФРР буде:

$$\overline{\lg T} = \kappa \lg T' + m, \quad (4.8)$$

де κ – коефіцієнт багаторежимності, що враховує зв'язок між нормальним та логнормальним розподіленням.

Для $1 < \beta < 1,5$ можна призначати $\kappa = 0,7$ для $2,5 \geq \beta \geq 1,5$ – $\kappa = 0,85$; при $4,0 > \beta > 2,5$ – $\kappa = 1,0$.

В такому разі розподілення величини $\lg T'$ може мати незмінне СКВ $S_{\lg T'} = 0,1$, яке буде однаковим для багаторежимних процесів (рис. 4.4):

$$\lg T_P = \overline{\lg T} - 0,1u_P = m + (\kappa \lg T' - 0,1u_P). \quad (4.9)$$

Наприклад, для параметричної моделі з характеристиками $\alpha = 1000$ годин, $\beta = 2$ гарантований термін експлуатації при рівні безвідмовності $P = 0,98$ ($u_P = 2$) за методою (4.7)-(4.9) складе $T_{98} = 251$ годин.

Під час операцій діагностування шляхом контролю за параметрами процесу $y(t)$ відбувається ідентифікація моделей, що втілюється через зменшення СКВ швидкості зміни параметрів S_V , і як наслідок, зменшується СКВ довговічностей та збільшується гарантований термін служби [2]. Така можливість безумовна для параметричної моделі стаціонарного процесу (4.4), куди входить змінна з кількістю контролювань величина S_T .

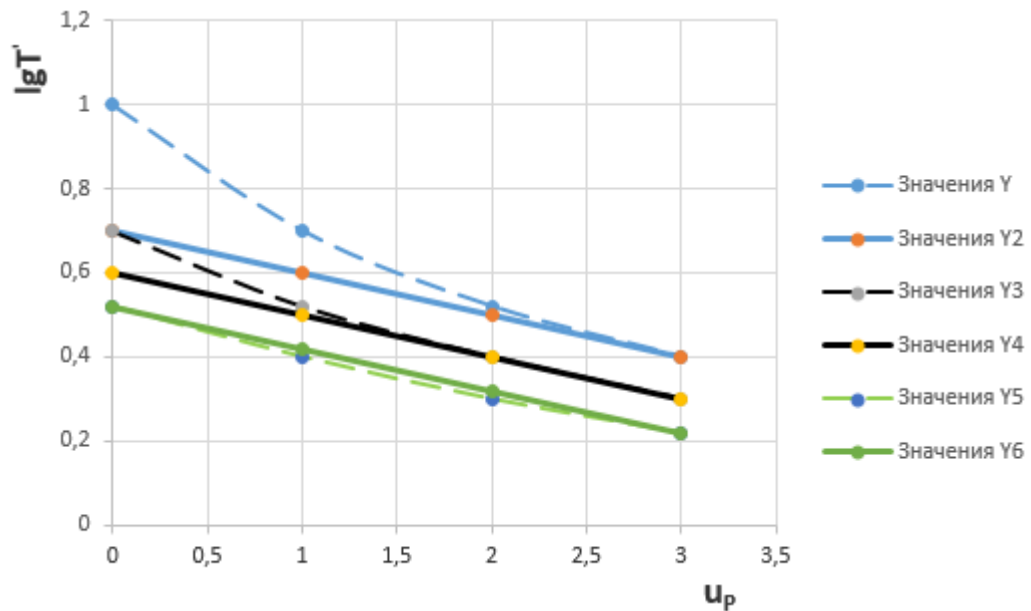


Рисунок 4.4 – Функції розподілу ресурсів для багаторежимних процесів при параметрах $\alpha = 10$, $\beta = 1$ (Y , $Y2$), $\beta = 2$ ($Y3$, $Y4$), $\beta = 3$ ($Y5$, $Y6$), отриманих по моделі у неявній формі (пунктир), а також по моделі однакового СКВ (суцільні).

Оскільки в модель багаторежимних процесів (4.9) входить фіксована величина СКВ $S_{lgT'}$, складається враження, що ця модель інваріантна до моніторингу деградаційного процесу. Але на самій справі, в данній ситуації ідентифікація проявляється через зростання коефіцієнта κ , що пов'язане із ідентифікацією коефіцієнта варіації ν_V . В подальшому суцільний моніторинг дає можливість зменшити випадкову складову в деградаційній моделі, переводячи її до детермінованої моделі, при якій ФРР описується рівнянням (4.4).

Отже, з вищенаведеного витікає, що тип ФРР залежить від величини варіативності інтенсивності пошкоджуючого процесу ν_y , який значною мірою впливає на СКВ довговічностей S_T або S_{lgT} . Вона визначається, як мінливістю зовнішнього чинника (зміна режимів та умов деформування), так і варіативністю внутрішнього чинника (природа пошкодження). Внесок в загальне СКВ довговічності від першого чинника позначається через СКВ S_y , а внесок другої

складової – через СКВ S_a . Для зношувальних пошкоджувальних процесів величина S_{aw} в декілька разів менше, ніж аналогічної величини S_{af} для втомних процесів. Пояснюється це тим, що розсіяні втомні пошкодження прогножуються, здебільшого, за ресурсними моделями, яким властиво високе розпорошення, оскільки вони побудовані на підставі феноменологічних критеріїв. Під час експлуатації немає змоги отримати параметричну втомну модель за контролем фізичної міри пошкодження. Використовується абстрактна міра у вигляді відносної довговічності.

Зношувальний процес має конкретну фізичну міру, тому його можна більш точно контролювати. Завдяки цьому при зношуванні розпорошення довговічностей може визначатися тільки величиною S_{aw} (роль зовнішнього чинника може бути знівельована діагностуванням, при якому величина S_a залежить від точності вимірювальних засобів). Оскільки величина S_{aw} , яка спостерігається, дає коефіцієнт варіації $v_V < 0,2 \div 0,25$, тому в ймовірнісному аспекті довговічність при зношуванні прогнозується нормальним законом. До виключення відносяться випадки неконтрольованих багаторежимних процесів, а також прирівнюваних до них випадків прогнозування надійності багатoelementних систем.

Наведені закономірності формування ФРР дають широкі можливості для вирішення зворотної задачі: по типу закону розподілення діагностувати причини відмов. Така процедура актуальна, оскільки силові агрегати випускаються серійно і експлуатуються за контролем надійності. Тому кожна дострокова відмова повинна бути розглянута. Це не завжди робиться, доки не сформується певна вибірка наробіток на відмову. Після цього вже немає можливості дефектувати кожну одиницю агрегатів. В такій ситуації мала б відіграти позитивну роль тип отриманої ФРР. Але фактичні ФР наробіток на відмову, що спостерігаються, мають значно ширше розпорошення, ніж розглянуті. Це є наслідком наступних причин.

1. Зношувальні процеси здебільшого призводять до несправності агрегату і він вибраковується не одразу після досягнення граничного стану. Тому поле зміни діагностичного параметру «плаває» за рахунок величини Y_0 .

2. До вибірки потрапляють факти відмов від зносу різних елементів.

3. Також до вибірки потрапляють відмови втомного типу, для яких розглянуті спрощені моделі ефективні.

По-перше, для таких процесів первісні ресурсні моделі, де розпорошення довговічностей $S_{lgT} > 1$. По-друге, при перебудові ресурсних моделей у параметричні необхідно враховувати збільшення коефіцієнта варіації ν_V з часом експлуатації (рис. 4.5).

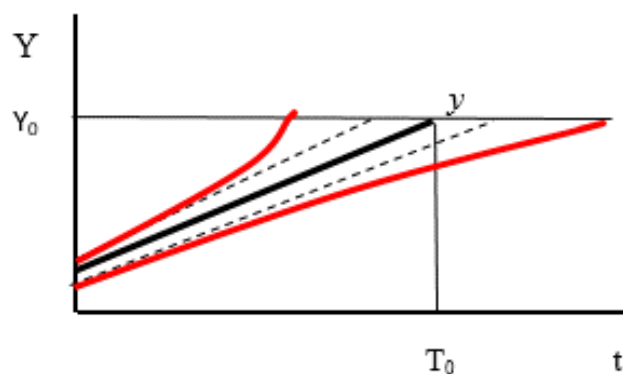


Рисунок 4.5 – Поле реалізацій деградаційного процесу $y(t)$ за параметричною моделлю з незмінною величиною ν_V (пунктир, зношування) та зі зростанням величини ν_V (суцільні, втома).

4.2 Встановлення залишкового ресурсу деталей

4.2.1. Прогнозування ресурсу для параметричної моделі з катастрофічною ділянкою

Для устаткування, у якого після відповідності технологічним потребам пріоритетом є безпечна його робота, алгоритм вибору режимів ТОіР повинен

прогнозувати залишковий ресурс як основний показник технічного стану. Інтервал інспектування δ не може бути більше, ніж залишковий термін служби t_{rem} . Тобто, проблема вибору міжінспекційного інтервалу розуміється як проблема пошуку залишкового ресурсу, який повинен бути передбачений достовірно, точно і на досить тривалий період. Дана вимога, під якою мається на увазі завчасність прогнозу, трохи умовна, її досить складно формалізувати. Найкраще зміст цієї умови видний на прикладі діагностування опорних вузлів тертя, стан яких оцінюється по температурі їх нагрівання і по показниках віброактивності. Особливість поведінки обох діагностичних показників полягає в тому, що до свого критичного значення Y_0 вони наближаються за дуже короткий час h , що не перевищує 10% від прогнозованої довговічності T_0 (рис. 4.6). У практичному плані ця обставина не дає можливості застосовувати іншу стратегію, крім як коригувальну. Діагностування в цій ситуації лише знижує вагу наслідків відмови.

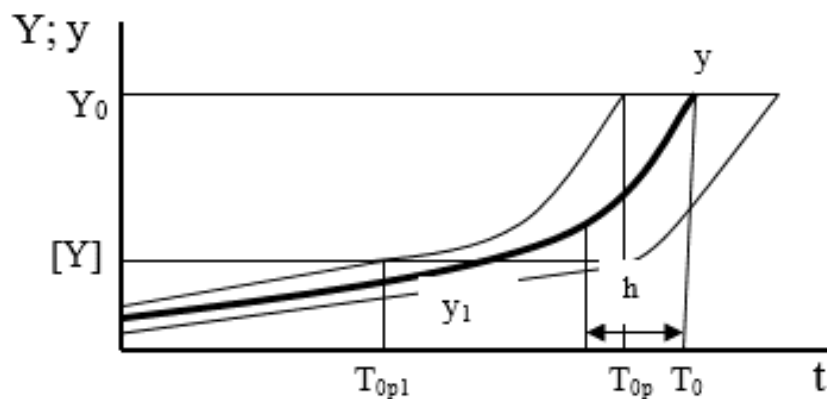


Рисунок 4.6 – Деградаційний процес із катастрофічним характером

Завчасне прогнозування можливе на середній ділянці, що встановилася, $y_1(t)$. Але тоді доводиться не виправдано низкою встановлювати припустиму величину $[Y]$. Це веде до низької точності прогнозу і заниженої гарантованої довговічності T_{0p1} у порівнянні з фактичною T_{0p} (рис. 4.6). Звичайно, сказане не відноситься до ситуації, коли нелінійне рівняння процесу $y(t)$ відомо заздалегідь. Але зазвичай тренд процесу визначають за допомогою контролів, а його інтенсивність на

катастрофічній ділянці важко вгадати. У результаті об'єкт доводиться знімати з експлуатації з не повністю виробленим ресурсом.

Короткочасне прогнозування веде до частішання контролів, що робить необхідним проведення вартісного аналізу. Додатковий критерій для імовірно-фізичних моделей ускладнює завдання вибору параметрів режиму. Таким чином, з одного боку, ефективне прогнозування дає можливість не прибігати до контролю, але, з іншого боку, таке прогнозування ґрунтується на глибокому контролі параметрів технічного стану аж до їхнього моніторингу, покликаного ідентифікувати діагностичну модель.

Ще один спосіб вирішення проблеми катастрофічної ділянки пов'язаний з порівнянням швидкостей деградаційного процесу. На сталій ділянці його швидкість (тренд) V_S в декілька разів є меншою від швидкості на катастрофічній ділянці V_C . До того ж ця швидкість має тенденцію до зростання при наближенні контрольованого параметру до свого критичного значення. Запас швидкості $n_V = V_C / V_S$ характеризує безпеку умов експлуатації. Його логарифм має зміст індексу безпеки, який було досліджено в 1 розділі.

Отже, за умов, коли гранична величина діагностичного параметра Y_0 , по-перше, фізично не обґрунтована, по-друге, є значно більшою, ніж робочі значення параметра y_i , прогнозування можливе шляхом контролю швидкості пошкоджуючого процесу. Система є роботоспроможною, коли поточна швидкість V_i не перевищує допустиму $[V_C]$. В свою чергу, остання призначається на базі сталої ділянки:

$$V_i \leq [V_C] = n_V V_S \quad . \quad (4.10)$$

Проблема полягає в обранні величини запасу n_V , оскільки тренд визначається при моніторингу системи. З'ясуванню цього проведені наступні дослідження.

4.2.2 Дослідження процесу зношування вкладишів універсальних шпинделів прокатних станів і визначення критичної швидкості зносу

Практика експлуатації універсальних шпинделів у приводах прокатних станів свідчить про недовговічність вкладишів шарнірів ковзання. Основною причиною частих періодичних поломок (або аварійних відмов) шпиндельних з'єднань є підвищений зазор у шарнірі через зношування бронзових вкладишів [124].

Недосконалість більшості застосовуваних конструкцій врівноважуючих пристроїв (пружинних, гідравлічних, із противагами) в основному забезпечують необхідні умови тільки при монтажі шпинделів і валкових муфт. Кутові зазори, залежно від пружно-масових параметрів механічної системи й характеру чинних навантажень, можуть приводити до значних динамічних навантажень у лініях приводу й аварійним поломкам, як самих шпинделів, так і іншого устаткування клітей (хвостовики робочих валків, шестеренні вали, муфти, редуктори) [124].

Варіантом розв'язку проблеми зносостійкості вкладишів шпинделів є не тільки розробка нової конструкції вкладишів сполучного вузла, що знижує биття головок і валкових муфт (рис.4.7-4.9), але й виконання своєчасних ремонтів існуючих конструкцій.

Завдання дослідження полягає в одержанні математичної моделі процесу зношування й устанавлення закону наробітку до відмови, за допомогою якого можливо було б розраховувати час початку ремонтних впливів по заміні вкладишів. Із цією метою провели математичну обробку даних отриманих у ході експлуатації бронзових вкладишів за період з 2008 по 2010 рік на стані 1680 ЦХП-1 ПАТ «Запоріжсталь», які в загальному випадку можна змодельовати на установці описаній в роботі [125].



Рисунок 4.7 – Вилка шпинделя разом із вкладишем

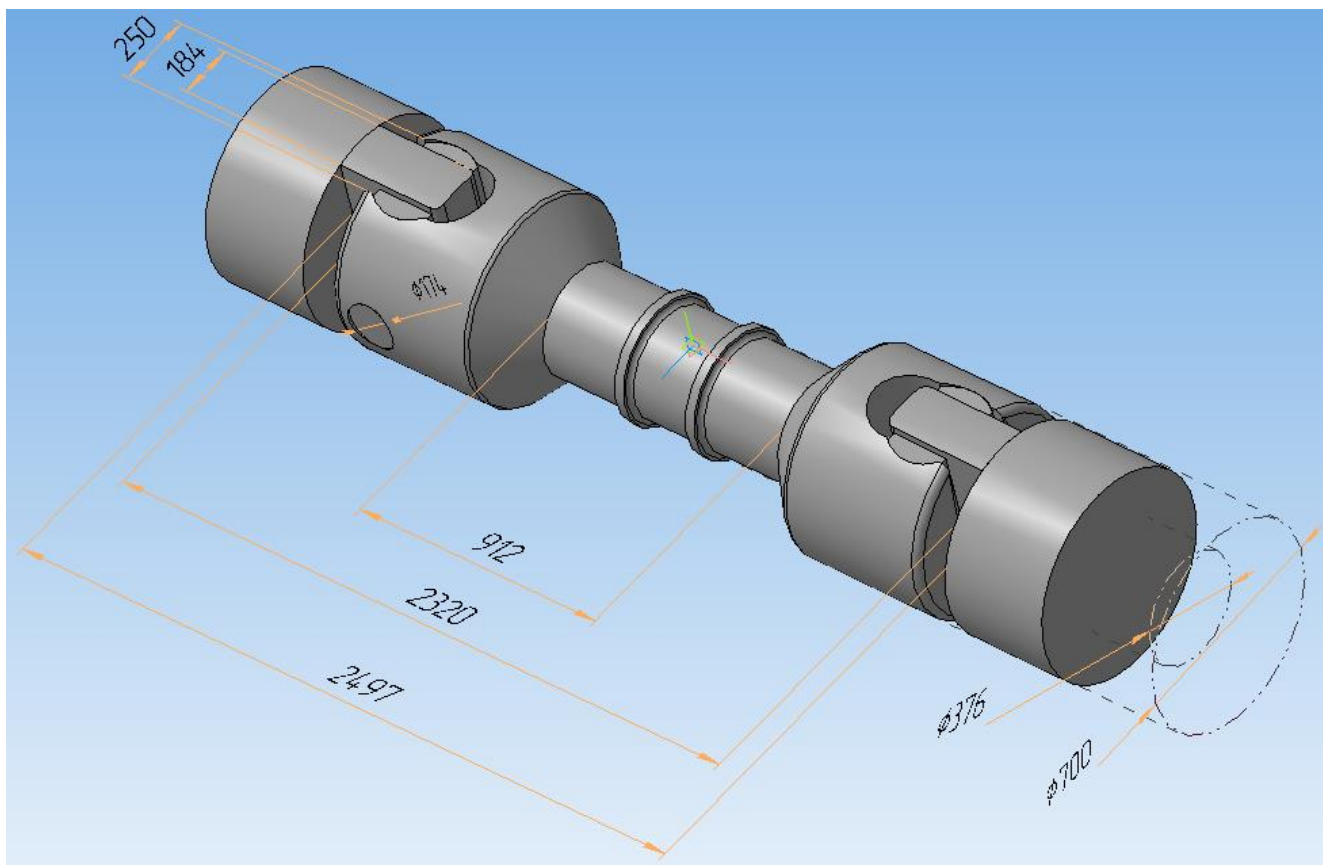


Рисунок 4.8 – 3D-модель шпиндельного з'єднання.

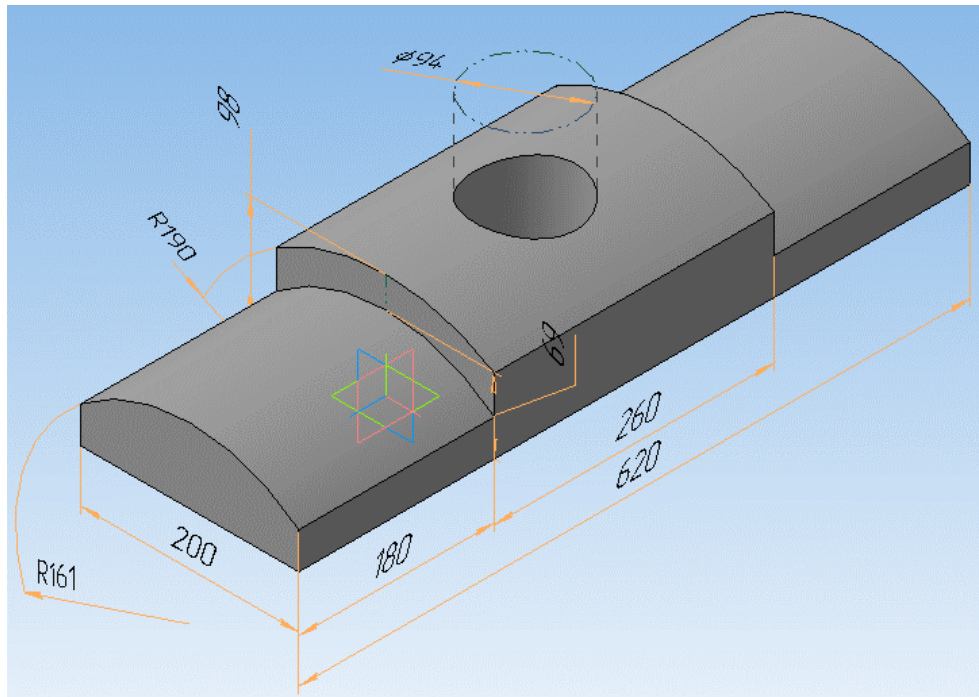


Рисунок 4.9 – 3D-модель вкладиша шпиндельного з'єднання

На підставі статистичних даних отриманих у ході експлуатації бронзових вкладишів за період з 2008 по 2010 рік визначаємо розрахункову щільність ймовірності відмов як [126]:

$$f(t)_{\text{розрах}} = \frac{n_{\Delta t}}{n \cdot \Delta t} \quad (4.11)$$

де $n_{\Delta t}$ – кількість замін вкладишів в інтервалі часу;

n – загальна кількість замін за три роки;

Δt – розрахунковий інтервал часу.

Ймовірність відмов розраховуємо по формулі:

$$F_i = \sum_{i=1}^n t_i \cdot \Delta t \quad (4.12)$$

та ймовірності безвідмовної роботи:

$$P_i = 1 - F_i \quad (4.13)$$

Дані про час експлуатації вкладишів, значення показників надійності, а також розрахунковий інтервал часу і зазначена кількість проведених замін розраховані по формулах (4.11-4.13) (табл.4.2, рис.4.11, 4.12).

Таблиця 4.2 – Результати розрахунків показників надійності за 2008 – 2010 роки

Інтервал часу, доба	t_i	$n_{\Delta t}$	$f_i = \frac{n_{\Delta t}}{n}$	$F_i = \sum f_i = \sum f_i \cdot \Delta t$	P_i	$f(t)_{\text{розр}}$
3	1,5	0	0	0	1,0000	0
6	4,5	0	0	0	1,0000	0
9	7,5	0	0	0	1,0000	0
12	10,5	0	0	0	1,0000	0
15	13,5	0	0	0	1,0000	0
18	16,5	0	0	0	1,0000	0
21	19,5	1	0,0278	0,0278	0,9722	0,009259
24	22,5	1	0,0278	0,0556	0,9444	0,009259
27	25,5	7	0,1944	0,2500	0,7500	0,064815
30	28,5	9	0,2500	0,5000	0,5000	0,083333
33	31,5	8	0,2222	0,7222	0,2778	0,074074
36	34,5	5	0,1389	0,8611	0,1389	0,046296
39	37,5	3	0,0833	0,9444	0,0556	0,027778
42	40,5	2	0,0556	1,0000	0,0000	0,018519

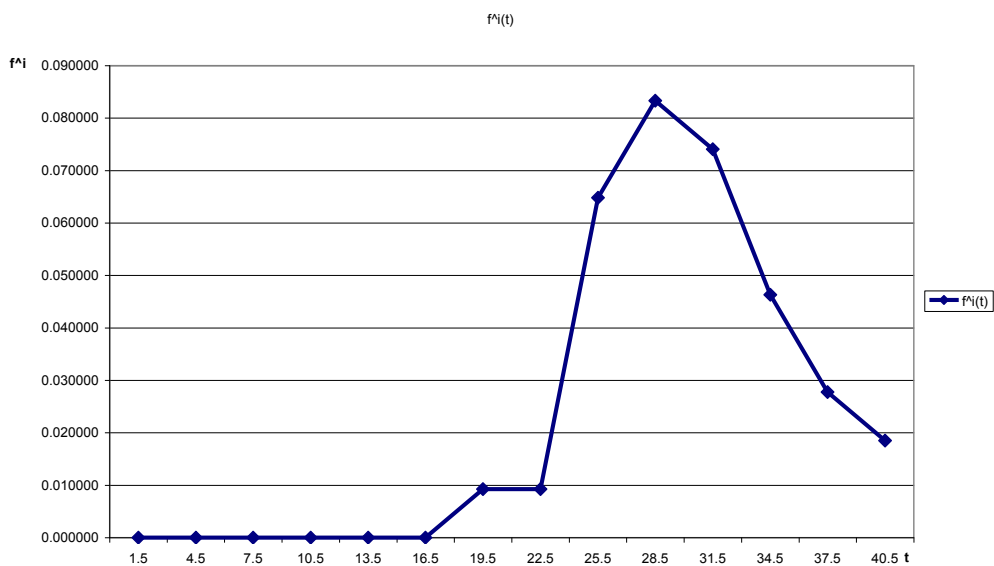


Рисунок 4.10 – Графік залежності розрахункової щільності ймовірності відмов від часу експлуатації вкладишів $f_i(t)$

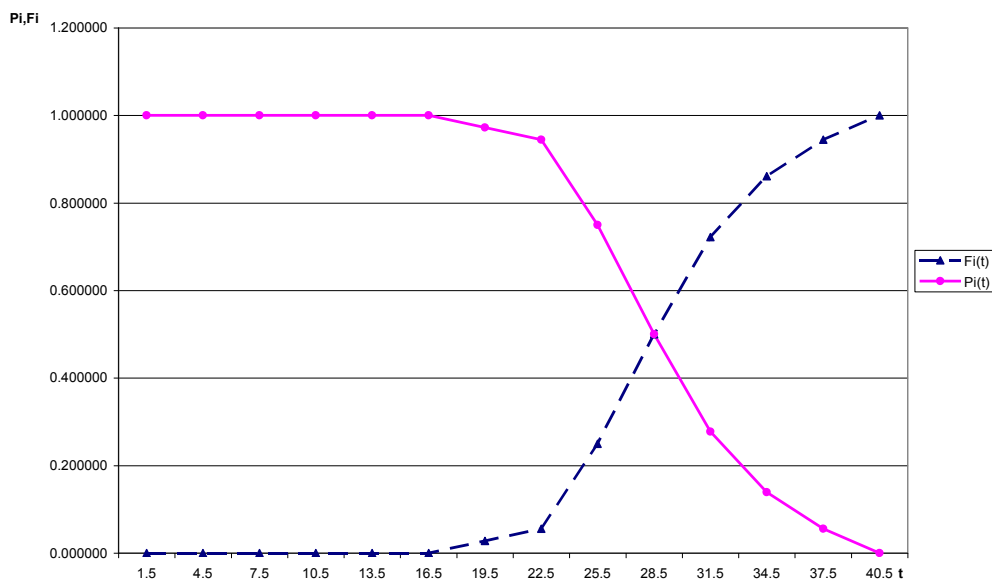


Рисунок 4.11 – Графік зміни ймовірності безвідмовної роботи (P_i) та ймовірності відмов (F_i) у часі

Візуальний аналіз графіка показує, що з більшою часткою ймовірності відмови можуть бути описані законом нормального розподілу, який характерний

для поступових відмов, викликаних зношуванням та старінням [127], але в зв'язку з тим, що робота шпинделів пов'язана з ударними навантаженнями, виникає необхідність підтвердження застосування саме закону нормального розподілу, а не закону Вейбулла, який добре описує втомні відмови, що виникають у результаті спільного впливу зношування й ударних навантажень [127].

При розрахунках за законом нормального розподілу встановлено, що щільність розподілу підкоряється залежності [127]:

$$f(t) = \frac{A}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(t_i - t_0)^2}{2\sigma^2}\right] = \frac{1}{4,8\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(t_i - 31)^2}{2 \cdot 4,8^2}} \quad (4.14)$$

де A – нормований множник, який визначається з умови, якщо площа під кривою розподілу дорівнює одиниці;

t_i – поточне значення часу;

t_0 – математичне очікування наробітку до відмови (часу безвідмовної роботи), приймається рівним середньому наробітку до відмови [127];

σ – середньоквадратичне відхилення випадкової величини.

Абсолютну величину можливих відхилень для прийнятої довірчої ймовірності $\beta=0,8$ і середнього часу наробітку до відмови $t=t_0=31$ доба, визначаємо з вираження [126]:

$$\varepsilon_\beta = \bar{\sigma}_{t_0} \arg \Phi^*\left(\frac{1+\beta}{2}\right) \quad (4.15)$$

Де $\bar{\sigma}_{t_0}$ – середньоквадратичне відхилення оцінки величини t_0 ;

$$\bar{\sigma}_{t_0} = \sqrt{\frac{\bar{\sigma}^2}{n}} = \sqrt{\frac{23}{36}} = 0,7993 \text{ доби} \quad (4.16)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{23} = 4,7958 \text{ доби} \quad (4.17)$$

$$\varepsilon\beta = 0,7993 \cdot 1,282 = 1,025 \text{ суток}$$

де $\arg \Phi^*(x)$ – функція зворотна функції Лапласа.

Значення $f(t)$ для всіх інтервалів наведено в таблиці 4.2.

Довірчі інтервали наробітку до відмови: $t_{он} t_{ов}$

$$t_{он} = t_0 - \varepsilon\beta = 31 - 1,025 = 29,975 \text{ доби.} \quad (4.18)$$

$$t_{ов} = t_0 + \varepsilon\beta = 31 + 1,025 = 32,025 \text{ доби.} \quad (4.19)$$

Отримані дані добре корелюються з даними наведеними в роботі [128].

Розподіл щільності ймовірності відмов за законом Вейбулла визначасмо з вираження [126]:

$$f(t) = \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right] \quad (4.20)$$

де a – параметр масштабу,

b – параметр форми.

Т.ч. одержали вираження:

$$f(t) = \frac{5,93}{33,54} \cdot \left(\frac{t}{33,54}\right)^{4,93} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t}{33,54}\right)^{5,93}\right], \quad (4.21)$$

Отримані дані по статистичним і теоретичним щільностям ймовірності відмов, по яких побудовані графіки розподілу щільності ймовірності відмов для різних законів розподілу випадкових величин (рис. 4.12), наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Статистичні й теоретичні значення щільності розподілу наробітку до відмови.

Наробіток до відмови, доби.	Щільність імовірності розподілу		
	$f(t)_{\text{розр}}$	$f(t)_{\text{норм}}$	$f(t)_{\text{Вейб}}$
1,5	0	6,26754E-10	3,8963E-08
4,5	0	2,36409E-08	8,79821E-06
7,5	0	6,02978E-07	0,000109337
10,5	0	1,03994E-05	0,000574469
13,5	0	0,00012128	0,001977787
16,5	0	0,000956397	0,005267646
19,5	0,009259	0,005099863	0,011710731
22,5	0,009259	0,018388625	0,022485595
25,5	0,064815	0,044834324	0,037607124
28,5	0,083333	0,073916707	0,054161716
31,5	0,074074	0,082403416	0,06517028
34,5	0,046296	0,06211814	0,062330958
37,5	0,027778	0,031663746	0,044114982
40,5	0,018519	0,010913819	0,020986196

Порівняння графіків (рис.4.13) показує, що дійсно переважає закон нормального розподілу.

Відомо [126], що діаграма зношування має три основні зони:

- зношування виникаючого під час припрацювання;
- робочого зношування;
- катастрофічного (аварійного) зношування.

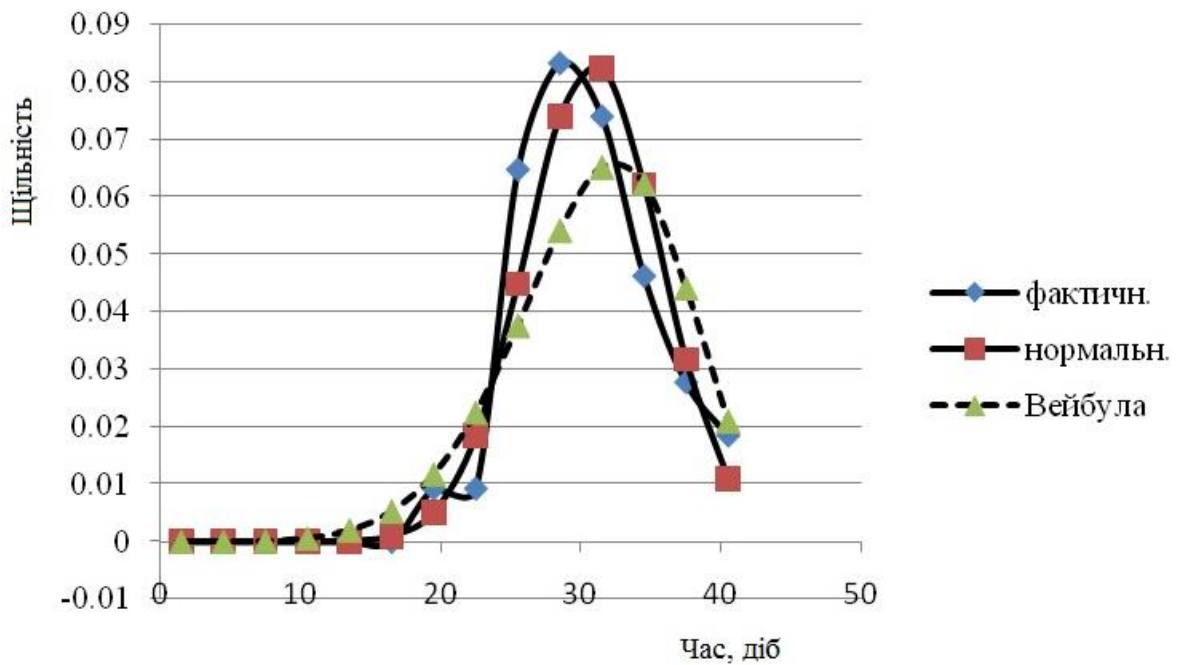


Рисунок 4.12 – Графіки розподілу щільності ймовірності відмов для різних законів розподілу випадкових величин

Згідно рекомендацій Волкова Д.П., у загальному випадку залежність зношування деталі, як випадкової функції наробітку, може бути представлена у вигляді [129]:

$$U(t)=a_i \cdot t^c+b_i, \quad (4.22)$$

де a_i – величина, що залежить від властивостей поверхонь деталей, умов роботи і визначає швидкість зношування,

t – час функціонування,

c – коефіцієнт рівняння динаміки зношування (детермінована величина для певного виду сполучення) [129],

b_i – величина зношування деталі по закінченню прироблення.

Таким чином, виконавши перетворення формули (4.22), прийнявши для зношування посадкових гнізд корпусних деталей $c=1$ [129], і величину зношування

вкладиша по закінченню прироблення рівну 0,095 кг, одержимо вираження для визначення лінійного (робочого) зношування вкладишів:

$$U=0,0018 \cdot t+0,095 \quad (4.23)$$

де U – величина зношування, кг.

Рівняння (4.23) представляє лінійну модель зношування, де стала швидкість складає $V_S=0,0018$ кг/год.

Згідно зі статистичними даними зона робочого зношування обмежено 700 годинами, після чого починається аварійне зношування, на підставі цього будемо графічну залежність лінійного (робочого) зношування вкладишів від часу експлуатації (рис. 4.14).

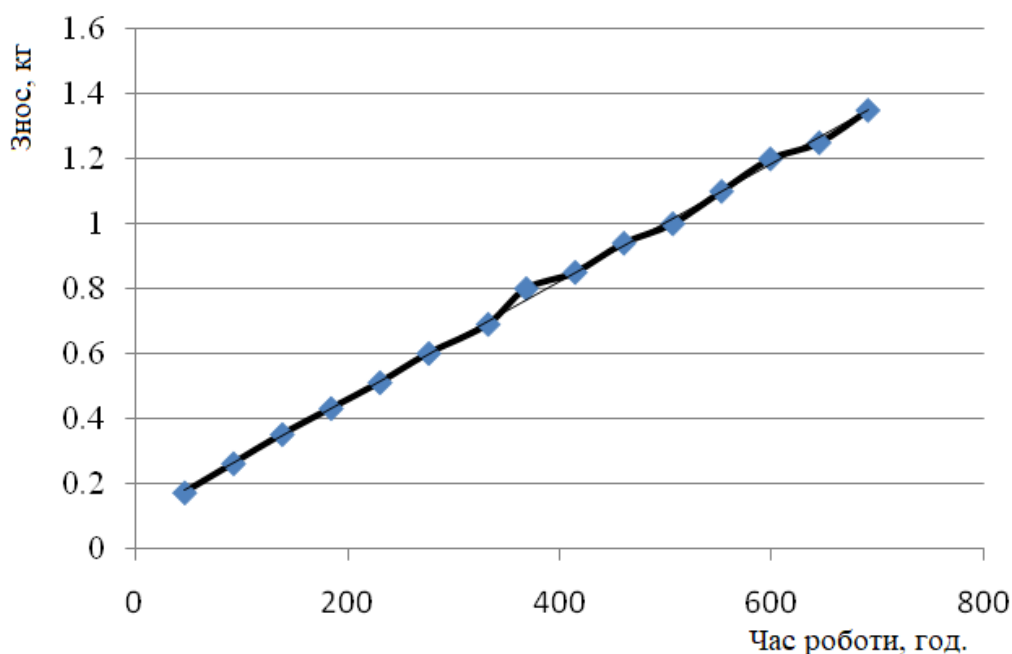


Рисунок 4.13 – Графік залежності зношування в робочій зоні

Досліджували зону аварійного зношування, що має нелінійний характер (рис.4.15). При цьому враховували, що гранична величина зношування вкладиша

до поломки становить 1,5 кг, а середній час наробітку вкладиша до поломки 720 годин. Отримана залежність величини зношування в інтервалі часу 700-720 годин має вид:

$$U=0,0007 \cdot t^2 - 0,976 \cdot t + 341,555 \quad (4.24)$$

при коефіцієнті $R=0,9999$

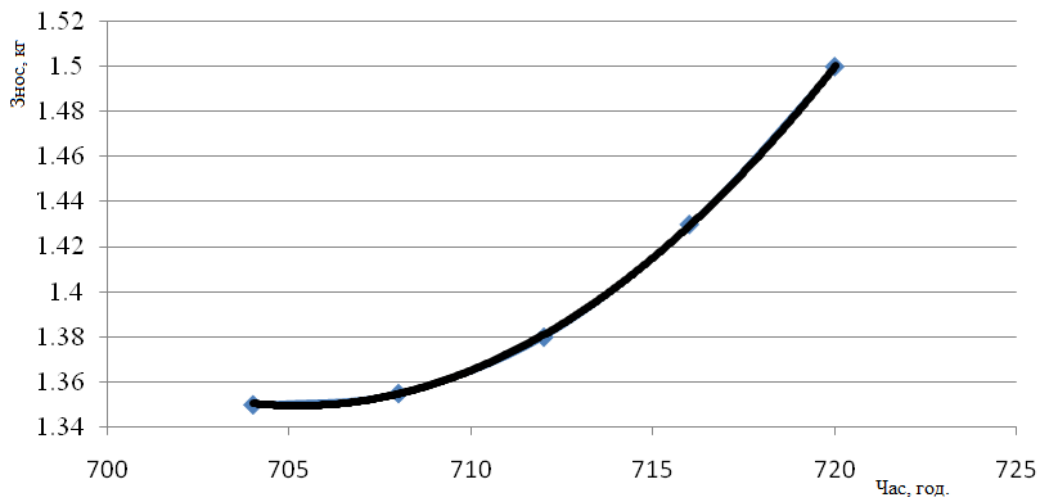


Рисунок 4.14 – Графік залежності величини зношування в часі в зоні аварійного зношування

Ділянку катастрофічного зношування можна також апроксимувати лінійним рівнянням. Тоді швидкість аварійного зношування визначиться, як $V_c=(1,5-1,38)кг/(720-712)год.=0,015 кг/год.$ (рис. 4.14). Це дає запас швидкості $n_V=0,015/0,0018=8,3$. Тобто, апіорно можна рекомендувати приймати $n_V=8-10$, оскільки цей результат співпадає з тим, що був отриманий в попередньому розділі для зростання тріщини. Там за критичну знайдена швидкість ЗВТ $V_c=10^{-6}м/цикл.$, яка має зміст швидкості деградаційного процесу і є діагностичним параметром. Найбільшою сталою швидкістю можна вважати $V_s=10^{-7}м/цикл.$ Отже, в данній ситуації маємо $n_V=10$.

4.3 Алгоритм планування періодичності контролів для моделі випадкового процесу

Зазвичай, у якості діагностичних параметрів обирають характеристики, які є чутливими до зміни технічного стану. За це явище відповідальні деградаційні процеси, що протікають в матеріалах, з яких виготовлена технічна система. Вже після цього погіршуються робочі показники самої технічної системи. Якщо діагностична ознака тісно пов'язана з деградаційним процесом в матеріалі конструкції, то вона вважається прямою ознакою. Однак, більшість діагностичних параметрів, що використовуються в практиці, не є прямими. Тому для нього важко встановити граничний рівень $[Y]$. Для інформативного діагностичного параметра з часом наробітку повинен спостерігатися тренд його середнього значення. В такому випадку слід використовувати модель з випадковими величинами параметрів експлуатаційного процесу. За її допомогою зручно прогнозувати поведінку технічної системи. Якщо тренду не спостерігається, то діагностам залишається скористатися моделлю діагностичних параметрів у вигляді випадкового процесу $y(t)$.

Як правило, у такому вигляді моделюються непрямі діагностичні ознаки, не пов'язані напряму з деградаційним процесом, але вплив яких сприяє пошкодженням елементів. Найчастіше модель випадкового процесу використовується для формалізації коливань робочих параметрів машин (швидкості, тиску, температури, потужності), навантажень і параметрів вібрації механічних систем. Подібна модель актуальна на початкових етапах освоєння діагностичної системи, коли ще не з'ясовано, який з параметрів може стати діагностичним. Наприклад, для діагностування підшипника віброактивним способом можна застосовувати, принаймні, 9 параметрів. Пройде певний час, поки буде побудована діагностична модель. Але на цьому відрізку часу варто планувати інспектування за означеною моделлю. Також модель випадкового процесу спостерігається на катастрофічній ділянці кінетики діагностичного параметра, який настає після сталої ділянки. Оскільки величина $[Y]$ значно більше, ніж

поточні значення y , то час експлуатації може бути досить великим, а система повинна бути контрольована переносними засобами діагностування.

Маючи параметри процесу можна скористатися теорією викидів, які утворюють нестационарний пуассоновський потік. Тоді параметр цього потоку $\lambda(t)$ є зворотною величиною міжконтрольного інтервалу: $\delta_j = 1/\lambda(t_j)$. Ідея методу заснована на оцінці імовірності того, що на відрізку часу експлуатації $\delta_j = t_j - t_{j-1}$ значення параметра y не перевищить припустимого значення $[Y]$ [130].

Одна з характеристик, що визначає період викидів, виглядає наступним чином:

$$\gamma = \frac{[Y] - y_m}{S_y}, \quad (4.25)$$

де y_m та S_y – відповідно, середнє значення та середньоквадратичне відхилення амплітуди коливань діагностичного параметра, представлені стаціонарним випадковим процесом.

Дану характеристику іноді називають статистичний запас, а по своїй структурі вона відповідає пік-факторові, який визначає величину (у цьому випадку – амплітуду) викиду. Середнє число викидів в одиницю часу за рівень $[Y]$ в один бік буде [131]:

$$\lambda = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{S_{v_t}^2}{S_y^2}} \cdot \exp\left(-\frac{\gamma^2}{2}\right), \quad (4.26)$$

де $S_{v_t}^2$ – дисперсія інтенсивності процесу $\frac{dy}{dt}$.

Для гармонійного випадкового процесу із циклічною частотою ω $y(t) = y_m \cos \omega t$ його дисперсія визначається дисперсією амплітуди:

$$S_{yt}^2 = S_y^2 (\cos \omega t)^2. \quad (4.27)$$

Тоді:

$$S_{Vt}^2 = S_y^2 (-\omega \sin \omega t)^2. \quad (4.28)$$

Вважається, що можна ухвалювати $\sqrt{\frac{S_{Vt}^2}{S_{yt}^2}} = \frac{S_{Vt}}{S_{yt}} = \omega$ [132]. Тоді:

$$\lambda = \delta^{-1} = f \cdot \exp\left(-\frac{\gamma^2}{2}\right), \quad (4.29)$$

де $f = \omega / 2 \cdot \pi$ – частота процесу, що відіграє роль масштабу.

Імовірність безвідмовної роботи в момент інспекції t_j становить:

$$\begin{aligned} P_j &= 1 - \exp(-\lambda t_j), \\ P_j &= 1 - \exp(-2\lambda t_j). \end{aligned} \quad (4.30)$$

Верхня формула відповідає односторонньому викиду, а нижня – двосторонньому викиду за межі допуску $[Y]$. Із цього випливає, що для підтримки безвідмовності на припустимому рівні з часом експлуатації період контролю повинен зменшуватися. Те ж саме можна сказати, якщо спостерігається зростаючий тренд параметра y_m : обумовлене цим зниження величини γ веде до росту величини λ . Це підтверджує концепцію неперіодичних інспекцій.

Модель викидів стосовно до призначення міжконтрольних періодів має сенс тоді, коли інспекція може значимо впливати на хід процесу $y(t)$. Це можливо для технічних систем, у яких переважають відмови з порівняно невисокими втратами (низький ризик). В інших випадках завдання перетворюється у визначення міжремонтних періодів або термінів служби. Модель потоку викидів (4.29) добре

працює для процесів, що повільно протікають, а також у порівняно вузькому діапазоні пік-фактора $3 > \gamma > 5,25$. Тому з урахуванням цього слід встановлювати величину $[Y]$. Якщо значення пік-фактора буде велике, то модель (4.29) (на основі розподілу Райса) описується іншим законом розподілу [133].

Незручність методу викидів пов'язана зі складністю об'єктивного встановлення початку дії процесу $y(t)$ на відновлювану технічну систему, що обслуговується. При заміні частини елементів механічної системи можуть мінятися параметри процесу, що впливає на інші її елементи. Це впливає на призначення упереджуючих допусків. Один зі шляхів подолання подібних протиріч для «шок-процесів», що звичайно вважаються причиною раптових відмов, пов'язаний із застосуванням накопичувальної моделі ушкоджень $D(t) = \sum_1^{N_e} \exp(-\lambda t)$ для експлуатаційних циклів N_e [134]. Тоді з'являється можливість для прогнозування раптових відмов, переводячи їх у розряд поступових.

Є кілька варіантів подальшого використання моделі викидів [130]. Метод на основі загальної кореляційної теорії припускає попереднє одержання необхідної кількості реалізацій n_y всього процесу $y(t)$ (рис. 4.15, а).

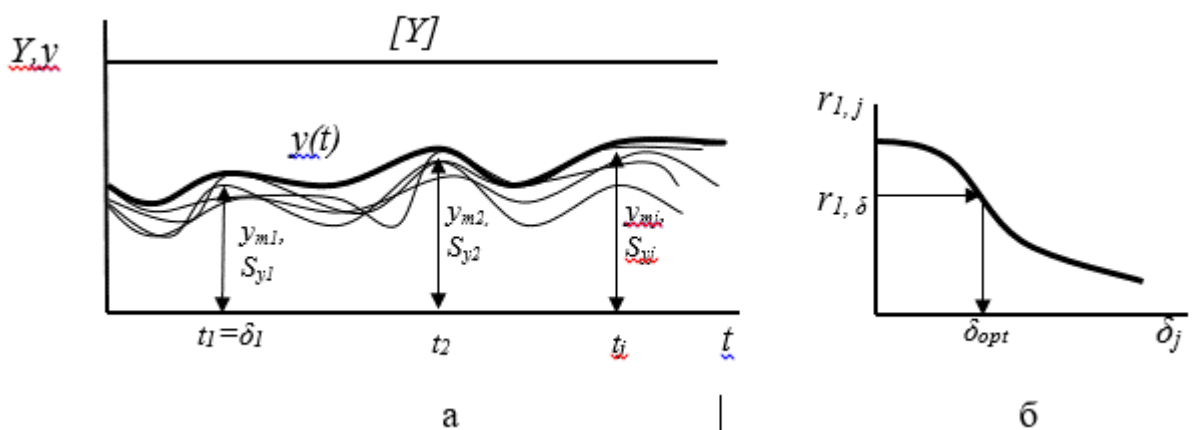


Рисунок 4.15 – До визначення кореляційних коефіцієнтів по реалізаціях процесу $y(t)$ (а), а також схема визначення інтервалу контролю на основі загальної кореляційної теорії (б)

Ця процедура не є безпроблемною (необхідний алгоритм побудови процесу, наприклад, статистичним моделюванням), але одержавши по максимумах

огиноючу процесу, уже по ній можна визначати міжконтрольні інтервали δ_j . Далі необхідно знайти значення парних коефіцієнтів кореляції для першого та наступних інтервалів δ_j :

$$r_{i,j} = \frac{1}{n_y \cdot S_{y1} \cdot S_{yj}} \sum_{i=1}^{n_y} (y_{i1} - y_{m1})(y_{ij} - y_{mj}), \quad (4.31)$$

де $i=1 \dots n_y$ – номер реалізації процесу;

y_{ij} – поточне значення діагностичного параметра в момент контролю j ;

S_{yj} та y_{mj} – середньоквадратичне відхилення та середнє значення в момент контролю j .

З одного боку, дана операція обґрунтовує імовірність виходу максимуму y_j за межі допуску. З іншого боку, побудувавши графік кореляційної функції $r_{i,j}(\delta_j)$ (рис.4.15,б), одержують характеристику можливості індивідуального прогнозування. Воно можливо, якщо $r_{i,j} \rightarrow 1$ і неможливо при $r_{i,j} \rightarrow 0$ (сильне перемішування реалізацій процесу). Далі слід визначити необхідне значення (нормоване) парного коефіцієнта кореляції, що забезпечує невихід y_j вище значення $[Y]$ (однобічний викид):

$$r_{1,\delta} = \sin \left[\frac{\pi}{2} (1 - k_R) \right]. \quad (4.32)$$

Він враховується за допомогою коефіцієнта запасу $k_r = 3 \dots 10$ [130]. При цьому величина $r_{1,\delta} > 0,9$ і прагне до одиниці. Зрівнявши діюче $r_{1,j}$ і необхідне $r_{1,\delta}$ значення парних коефіцієнтів кореляції, одержують достатнє значення інтервалу, який за аналогією позначений δ_{opt} (рис.4.15, б). На цьому відрізку експлуатації гарантується ситуація, коли $y(t) < [Y]$.

4.4 Висновки

1. Розроблено алгоритм пошуку функції розподілу ресурсу для параметричних діагностичних моделей. За його допомогою отримуються ресурсні індекси безпеки, які комплексно оцінюють технічний стан механічних систем. Більшість параметричних моделей мають у своєму підґрунті деградаційний процес зносу. Для однорежимних процесів зносу властивий нормальний закон розподілу ресурсу. Для багаторежимних процесів нормальність розподілу ресурсу порушується і становиться ближчим до логнормального. Запропоновано коефіцієнт багаторежимності, який формалізує приналежність деградаційного процесу до певного типу. Встановлено, функції розподілу ресурсу при багаторежимних процесах в практично важливій області надійності (понад 90%) можуть мати однаковий параметр у вигляді середньоквадратичного відхилення, величина якого знайдена як $S_{iGT}'=0,1$.

2. Розроблена математична модель величини зношування бронзових вкладишів стану 1680, яка дозволяє прогнозувати їхній технічний стан протягом усього часу експлуатації.

3. Розраховані довірчі інтервали для математичного очікування поломки вкладиша з надійністю $\gamma=0,95$, що складають 28,78 – 32,01 доби і вказують на початок виконання ремонтних робіт по заміні вкладишів на 29 добу їх роботи.

4. Досліджена зона катастрофічного зношування й показано, що в цій зоні використання вкладишів можливо протягом не більш 20 годин.

5. Вирішена задача прогнозування ресурсу при дії деградаційних процесів з катастрофічною ділянкою. Визначення технічного стану в цьому випадку здійснюється на підставі параметричних моделей, де контролюється швидкість зміни діагностичного параметра. Критичне значення швидкості визначається на підставі сталого тренду, який множиться на число запасу, що дорівнює $n_V=8-10$.

6. Запропоновано алгоритм планування періодичності контролів, якщо діагностичний параметр змінюється у вигляді випадкового процесу. Для ефективного діагностування варто намагатися від моделей діагностичних параметрів типу чисто випадковий процес переходити до кінетичних моделей з випадковими значеннями параметрів. Це відповідає принципу покрокового

ідентифікування діагностичних моделей. З практичної точки зору найбільш прийнятним виглядає алгоритм на підставі моделі (4.29). Але доцільно вирішувати тут обернену задачу. Спочатку призначити сприйнятливий період контролів, а вже після цього по (4.25) знайти граничне значення непрямого діагностичного параметра $[Y]$.

7. Основні результати розділу наведено у роботах [133, 135-146]

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача оцінки технічного стану вузлів, які потерпають від дії комбінації пошкоджуючих процесів, що в кінцевому результаті забезпечило підвищення надійності прокатних валків та елементів їхнього приводу.

Основні наукові і практичні результати полягають у наступному:

1. Знайдена структура об'єднаних формул, які позбавлені зайвого консерватизму при розрахунках надійності елементів, які потерпають від системи деградаційних процесів. Отримано нові правила об'єднання індивідуальних показників на підставі показнику ризику, які модифіковані на підставі розподілення Ліндлі. Рекомендовано його застосовувати при великій кількості критичних елементів системи та для мультіджерельного пошкодження. За рахунок використання запропонованих алгоритмів можна збільшити гарантовані ресурси (міжінспекційні періоди) відповідальних вузлів в 4-5 разів.

2. Алгоритм об'єднання індивідуальних індексів безпеки в загальний індекс безпеки для системи пошкоджуючих процесів є певною альтернативою процедури підсумовування пошкоджень при визначенні довговічності. Остання є актуальною на ранішніх етапах проектування, коли невизначеність навантаження примушує обирати спектри з широкою варіативністю. Після етапів відпрацювання міцності, ресурсу, надійності, а тим більш на етапі експлуатації, коли відслідковується процес навантаженості, її варіація суттєво зменшується. Створюється можливість не підсумовуючи пошкодження безпосередньо контролювати виробіток ресурсу.

3. Зменшення витрат валків можливо шляхом застосування до них принципів обслуговування по технічному стану, де істотну роль відіграють діагностичні кількісні моделі. Оскільки валки зазнають комплексу деградаційних процесів, що приводять до багатоосередкових (мультіджерельних) ушкоджень, для кількісної оцінки їх технічного стану доцільно застосовувати правило підсумовування ризиків, на якому засновано обчислення загального індексу безпеки по

індивідуальних індексах безпеки для деградаційних процесів у небезпечних зонах валка.

4. Розроблено алгоритм визначення ресурсу прокатних валків для заключних періодів живучості, коли тріщина «уходить» із зони впливу контактних і/або термічних напружень і вже не може збільшуватися під їхньою дією. Вперше звернена увага на циклічність зміни напружень зрізу від зусилля прокатки щодо поперечної кругової тріщини, що приводить до виникнення механізму руйнування II моди. У цих умовах швидкість росту дефекту, практично, не залежить від його розташування усередині валка. На відміну від I і III механізмів руйнування, які традиційно враховуються, даний механізм пояснює розвиток дефектів, що перебувають не в поверхні, а поблизу осі валка.

5. У безперервних штабових станах валки обертаються з різною частотою, яка збільшується від чорнових клітей до чистових. Валки в клітях, маючи однакові номінальні розміри, настраюються на сприйняття зусиль прокатки одного порядку. Але оскільки вплив цього чинника на швидкість росту тріщини невеликий, період живучості, виражений через час експлуатації валків, буде меншим в чистових клітях, ніж у чорнових. У них же валки інтенсивніше «здобувають» поверхневі тріщини від екстремальних умов експлуатації. Тому дуже важливо повністю їх видаляти в процесі відновлення. Отримані в чорнових клітях і не прибрані під час перешліфовки ушкодження валків інтенсивніше будуть розвиватися, якщо їх встановити після цього в чистові кліті. Тому такий маршрут перестановки являється не раціональним.

6. Експериментально підтверджено правомірність використання моделі схематизації кінетичної діаграми втомного руйнування, яка базується на взаємозв'язках між показниками всіх трьох мод. Для валкових сталей рекомендовано апріорно призначати основні показники при прогнозуванні живучості наступним чином: $\Delta K_I^* = 60 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, $\Delta K_{II}^* = 20 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, $n_I = 4$, $n_{II} = 3$.

7. Експериментально підтверджена модель втомного змішаного руйнування, яка витікає з правила об'єднання ресурсних індексів безпеки. Вона не потребує знаходження ефективного КІН, а ґрунтується на побудові кривих живучості для

чистих мод. Живучість при змішаному процесі визначається як результат об'єднання окремих процесів руйнування.

8. Розроблено алгоритм пошуку функції розподілу ресурсу для параметричних діагностичних моделей. За його допомогою отримуються ресурсні індекси безпеки, які комплексно оцінюють технічний стан механічних систем. Більшість параметричних моделей мають у своєму підґрунті деградаційний процес зносу. Для однорежимних процесів зносу властивий нормальний закон розподілу ресурсу. Для багаторежимних процесів нормальність розподілу ресурсу порушується і становиться ближчим до логнормального. Запропоновано коефіцієнт багаторежимності, який формалізує приналежність деградаційного процесу до певного типу. Встановлено, функції розподілу ресурсу при багаторежимних процесах в практично важливій області надійності (понад 90%) можуть мати однаковий параметр у вигляді середньоквадратичного відхилення, величина якого знайдена як $S_{\text{гТ}}'=0,1$.

9. Розроблена математична модель зношування бронзових вкладишів стану 1680, яка дозволяє прогнозувати їхній технічний стан протягом усього часу експлуатації. Критичне значення швидкості визначається на підставі сталого тренду, який множиться на число запасу, що дорівнює $n_v=8-10$. Знайдено міжінспекційний період для вкладишів, який складає 29 діб. За рахунок залишення вкладишів в експлуатації на стадії їх прискореного зносу можна збільшити міжремонтний період гарантовано на 20 годин.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. New Approaches for Reliability Assessment of Mechanical Systems and Parts / Fischer, K., Asmolovkiy, N., Custer R., Schubert M., Keil D., Braun B. and Faber M.H. – Submitted to ECSSMET, 2016. – 15 p. // [Electronic resource]. — Mode of access: <https://www.researchgate.net/publication/308898708>.
2. Белодеденко С.В., Ибрагимов М.С. Вопросы периодичности контролей технического состояния механических систем в металлургии. – Днепр: ЛизуновПресс, 2017. – 80 с.
3. Algin V. and Paddubka S. Lifetime mechanics of vehicle transmissions, Belaruskaya Navuka, Minsk, Belarus, 2019. – 549 p. ISBN 978-985-08-2395-3 (in Russian).
4. Альгин В. Б. Ресурсная механика как основа прогнозирования и обеспечения износо-усталостной надежности машин //Трибофатика: тр. 4 Междунар. симпоз. – Тернополь, 2002. – с. 55-60.
5. Альгин В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. – Минск: Навука і тэхніка, 1995. – 256 с.
6. Альгин В.Б. Ресурсная механика и трибофатика / В.Б. Альгин // Трибофатика: тр. V Междунар. симпоз. – Иркутск: ИрГУПС, 2005. – Т. 1. – С. 66-73.
7. Альгин В. Б. Расчет реальной надежности машин. Подходы ресурсной механики // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011, №1(14). – С.10-20.
8. Белодеденко С.В. Ресурсная механика-направление повышения качества машин и эффективности их использования// Системные технологии. Регионал. межвуз. сб. научн.тр. – Вып.3(56). – т.1. – Днепропетровск, 2008. – с. 39-46.
9. Dhillon B. S. Mining equipment reliability, maintainability and safety. – London: Springer. – 2008.– 201p.

10. Wang H., Pham H. Reliability and optimal maintenance. – Springer: Verlag London Ltd, 2006. – 352 p.
11. Christer A. H. and Waller W. M. Delay Time Models of Industrial Inspection Maintenance Problems// Journal of the Operational Research Society. – 1984. – Vol. 35. – pp. 401-406.
12. Valdebenito M.A., Schuëller G.I.: Design of Maintenance Schedules for Fatigue-prone Metallic Components using Reliability-based Optimization// Appl. Mech. & Eng. (2010Comput. Meth.).
13. Frangopol, D.M. (2011). “Life-cycle performance, management, and optimization of structural systems under uncertainty: accomplishments and challenges.” Structure and Infrastructure Engineering, Taylor & Francis, 7(6), 389-41.
14. Dong, Y. and Frangopol, D. M. 2016. Incorporation of risk and updating in inspection of fatigue-sensitive details of ship structures. International Journal of Fatigue 82: 676-688
15. Zou G., Banisoleiman K., González A. Reliability-based inspection planning in view of both crack initiation and propagation. Cepin, M., Bris, R. (eds.). Safety and Reliability. Theory and Applications (2017).
16. T. Van Danga, Q. Anh Maia, P.G. Moratoa, P. Rig: Updating the Failure Probability of Miter Gates Based on Observation of Water Levels // Proceedings of the 19th International Colloquium on Mechanical Fatigue of Metals. Book of Abstracts. – 2018, Universidade do Porto – Faculdade de Engenharia. – P.53–55. – http://icmfm19.com/wp-content/uploads/2018/09/BookOfAbstracts_ICMFM-XIX.pdf
17. Yueming Wang. A Simple Analysis Method of Products Lifetime Distribution // Modern Applied Science.-2009.-V.3.-pp.38-43.
18. Strelnikov V.P., Fedukhin A. V. Estimation and prediction of reliability of electronic components and systems. - Kiyv: Logos.- 2002. - 486 p. (in Russian).
19. P. Gao and L. Xi. Reliability-Based Analytic Models for Fatigue Lifetime Distribution Estimation of Series Mechanical Systems under Random Load considering Strength Degradation Path Dependence// Mathematical Problems in

- Engineering.- V. 2017, Article ID 5291086, 15 pages - DOI:<https://doi.org/10.1155/2017/5291086>.
20. J.-L. Le, Bažant Z.P. Finite weakest-link model of lifetime distribution of quasibrittle structures under fatigue loading // *Mathematics and Mechanics of Solids*.- 2014,- V. 19(1).-P.56–70.
 21. Bažant, ZP. *Scaling of Structural Strength*.- London: Elsevier.- 2005.-336 p.
 22. Bažant, Zdenk P., Jia-Liang Le, and Martin Z. Bazant. Scaling of strength and lifetime probability distributions of quasibrittle structures based on atomistic fracture mechanics//*Proceedings of the National Academy of Sciences* 106.28 (2009).-P.11484- 11489.
 23. Birnbaum Z. W., Saunders S. C. A new family of life distributions// *Journal of Applied Probability*.-1969.- V.6 (2).-P. 319–329.
 24. Schredinger E. Zur theorie der fallund streigver suche an teilchen mit brounscher bewegung // *Physicalische teitshrift*.-1915.-No.16.- P.189-195.
 25. Lindley D. V. Fiducial Distributions and Bayes' Theorem// *Journal of the Royal Statistical Society*.-,Series B.-1958.- Vol. 20.- P. 102-107.
 26. Granzotto D. C. T., Mazucheli J.& Louzada F. Statistical Study of Monthly Rainfall Trends by Using the Transmuted Power Lindley Distribution// *International Journal of Statistics and Probability*.-2017.-V. 6(No. 1).-P.111-125.
 27. Espirito Santo A.P.J., Mazucheli J. The composed zero truncadet Lindley-Poisson distribution // *Pesqui. Oper*.- 2016.- V.36 (No.3).- http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0101-74382016000300547
 28. Mansour M. M., Hamed S. M. A new generalization of power Lindley distribution: with application to lifetime data // *Journal of Statistics: Advances in Theory and Applications*.-2015.- V.13 (No. 1).P.33-65.
 29. F. Merovci, I. Elbatal, A. Ahmed. The Transmuted Generalized Inverse Weibull Distribution// *Austrian Journal of Statistics*.- 2014.- V.43.-P.119-131.
 30. Mirzaei Rafsanjani H.; Sorensen J.D. Reliability Analysis of Fatigue Failure of Cast Components for Wind Turbines// *Energies*.- 2015.-Vol. 8.- P. 2908-2923.

31. Belodedenko S.V., Bilichenko G.N. Quantitative risk-analysis methods and mechanical systems safety // Metallurgical and mining industry.- 2015.-Vol.12.- P. 272-279.
32. Решетов Д. Н. Надежность машин / Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В. З. Фадеев. – М.: Высш. шк., 1988. – 238 с.
33. Cornell C. A. Bounds on the reliability of structural systems / C. A. Cornell. // Journal of Structural Division, ASCE. – 1967. – №93(1). – P. 171–200.
34. Ditlevsen O. Narrow reliability bounds for structural systems / O. Ditlevsen. // Journal of Structural Mechanics, ASCE. – 1979. – №7(4). – С. 453–472.
35. Снесарев Г. А. Расчет редукторов на надежность / Г. А. Снесарев. // Вестн. машиностроения. – 1988. – №8. – С. 45–47.
36. Кузнецов А. А. Надежность конструкции баллистических ракет / А. А. Кузнецов. – М.: Машиностроение, 1986. – 256 с.
37. Переверзев Е. С. Испытания и надежность технических систем / Е. С. Переверзев, Ю. Ф. Даниев. – Днепропетровск: НАН, НКА Украины, Институт технической механики, 1999. – 223 с.
38. Анцелиович Л. Л. Надежность, безопасность и живучесть самолета / Л. Л. Анцелиович. – М.: Машиностроение, 1985. – 296 с.
39. ГОСТ 27.301-83. Надежность в технике. Прогнозирование надежности изделий при проектировании. Общие требования.. // М.: Изд-во стандартов.. – 1983. – С. 39.
40. Белодеденко С.В. Развитие методов расчета и исследований прочности металлургического оборудования //Металлург. и горноруд. промышленность. – 2009. - №4. – С.94 – 98.
41. Белодеденко С.В. К истории развития методов расчета и исследований прочности металлургического оборудования / С.В.Белодеденко, Б.Н.Поляков // Машиностроитель.- 2012.- № 1. – С.36-40.
42. Rostekhnadzor: The act of technical investigation into the causes of accident, occurred on august 17, 2009 in the branch of the open joint-stock company "RusHydro" - "Sayano-Shushenskaya GES P. S. Neporozneg". Tech. rep. (2009). Available online: // http://www.gosnadzor.ru/news/aktSSG___bak.doc.

43. J. Hodges and S. Curry. "Blast furnace No. 5 incident, Corus, Port Talbot, 8th November, 2001." 22nd Institution of Chemical Engineers Symposium on Hazards 2011 (HAZARDS XXII): Process Safety and Environmental Protection. Curran Associates, Inc. (2013). 593-599.
44. Маклинток Ф. Деформация и разрушение материалов / Ф. Маклинток, А. Аргон. – М: Мир, 1970. – 443 с.
45. Study and Development of Amalgamating Rules for the Reliability Indicators of Power train System Elements / S. V. Belodedenko, V. I. Hanush, O. M. Hrechanyi, M. S. Ibragimov. // International Journal of Modern Studies in Mechanical Engineering. – 2019. – №5. – С. 18–29. DOI: <http://dx.doi.org/10.20431/2454-9711.0502003>
46. Application of risk-analysis methods in the maintenance of industrial equipment / S. V. Belodedenko, G. M. Bilichenko, O. M. Hrechanyi, M. S. Ibragimov. // Procedia Structural Integrity. – 2019. – №22. – С. 51–58. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2020.01.007>
47. Fatigue Resistance Models of Structural for Risk Based Inspection / S. Belodedenko, V. Hanush, A. Baglay, O. Hrechanyi. // Civil Engineering Journal. – 2020. – №6. – С. 375–383. DOI: <http://dx.doi.org/10.28991/cej-2020-03091477>
48. Білодієнко С. В. Дослідження правил об'єднання показників надійності елементів технічної системи / С. В. Білодієнко, Г. М. Біліченко, О. М. Гречаний. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2018. – №7. – С. 10–16.
49. Fatigue of backup rolls, length of campaign dressing amount / D. Hajduk, P. Simecek, M.A. Rabellato, G.T. Cornelio // Southern African roll users conf. (SARUC 2011).- Vanderbijparc, South Africa.- 2011.- P.84-86.
50. Лебідь В. Вплив фретинг-процесу на працездатність великогабаритних складених деталей / В. Лебідь. // *Машинознавство*. – 2003. – №6. – С. 36–38.

51. Гусев А. С. Расчет усталостной долговечности конструкций с учетом снижения пределов выносливости / А. С. Гусев, Р. К. Вафин, А. А. Мальцев. // Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 2004. – №5. – С. 35–40.
52. Прогнозирование технического состояния и обеспечение безопасности при эксплуатации механических систем в металлургии / С. В. Белодеденко, В. И. Гануш, С. В. Филипченков, А. В. Попов. // Вибрации машин: измерение, снижение, защита. – 2011. – №1. – С. 15–22.
53. Мониторинг состояния технологического оборудования и ресурсные подходы к диагностическим моделям / С. В. Белодеденко, В. Ю. Богдан, Е. И. Хребто, А. В. Ларионцев. // Металлург. и горноруд. пром-сть. – 2007. – №6. – С. 94–98.
54. Белодеденко С. В. Диагностирование усталостных повреждений и прогнозирование остаточного ресурса технологического оборудования с соблюдением требуемой безопасности / С. В. Белодеденко, А. В. Яцуба. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2013. – №1. – С. 80–87.
55. Надежность и эффективность в технике: Т.7.: Качество и надежность в производстве / под. ред. И.В.Апполонова. – М.: Машиностроение. – 1989. – 280с.
56. Анцупов А. В. Прогнозирование долговечности опорных валков и оценка эффективности способов продления их ресурса / А. В. Анцупов, М. Г. Слободянский. // Вестн. МГТУ им. Г.И.Носова. – 2011. – №3. – С. 74–79.
57. Третьяков А. В. Расчет и исследования валков холодной прокатки / А. В. Третьяков, Э. А. Гарбер. – М.: Машиностроение, 1966. – 180 с.
58. Shroeder К. Н. A basic understanding of the mechanics of rolling mill rolls [Электронный ресурс] / К. Н. Shroeder. – 2003. – Режим доступа до ресурсу: www.esw.co.at.
59. Исследования скоростного режима и прочности валков блюминга 1250 / Ю.Д. Макаров, П.Б.Соколов, И.Ф.Волегов, Г.А.Цыбульский. // Сталь. – №9. – 1999. – С. 42–45.

60. Analytical modeling of thermo-mechanically induced residual stresses of work rolls during hot rolling / M. Duncelmeyer, C. Kremaszky, E. Werner, K. Schorkhuber and G. Hein // *Steel research int., Metal forming.* – 2010. – 4 p.
61. Stevens P. G. Increasing work-roll life by improved roll-cooling practice / P. G. Stevens, K. P. Ivens, P. Harper. // *Iron and Steel Inst.* – 1971. – №1. – P. 1–11.
62. Механика разрушения и прочность материалов: Т.4.: Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / [О. Н. Романив, С. Я. Ярема, Г. И. Никифорчин та ін.]. – К.: Наук. Думка, 1990. – 680 с.
63. Fedorciuc-Onisa C. Investigations into roll thermal fatigue in hot roll [Электронный ресурс] / С. Fedorciuc-Onisa, D. С. Farrugia – Режим доступа до ресурсу: www.corusgroup.com.
64. Бочектуева Е.Б. Разработка расчетных методов оценки живучести рабочих и опорных прокатных валков. Автореф. Дис. ...канд.техн.наук.-Москва,2010.-18с.
65. Evaluation of rolling contact fatigue crack path of high strength steel with artificial defects/ T. Makino, Y. Neishi, D. Shiozawa and al. // *Int. J. of fatigue.* - №5(68). – 2014. – P.168–177.
66. Frolish M. F. Design criteria for rolling contact fatigue resistance in back-up rolls / M. F. Frolish, J. H. Beynon. // *Ironmaking and Steelmaking.* – 2004. – №4(31). – P. 300–304.
67. Datsyshyn O. P. Modelling of fatigue contact damages formation in rolling bodies and assessment of their durability / O. P. Datsyshyn, V. V. Panasyuk, A. Y. Glazov. // *Wear.* – 2011. – №271. – С. 186–194.
68. Cause and prevention of spalling of back-up rolls for hot strip mill/ Y. Ohkomori, I. Kitagawa, K. Shinozuka, R. Miyamoto, S. Yazaki and M. Inoue // *Transactions ISIJ*, vol.28. – 1988. – P.68–74.
69. Murakami Y. Mechanism of rolling contact fatigue and measurement of ΔK_{Ith} for steels / Y. Murakami, C. Sakae, S. Hamada. // *Engineering against fatigue.* – 1999. – С. 473–485.

70. New high speed steel rolls for hot strip mills / T. Hattori, A. Noda, E. Matsunaga, H. Sorano and Y. Sano // Proc. 7th int. conf. on steel rolling. – China, Japan, ISIJ. – 1998. – P.411–416.
71. Mechanisms of surface deterioration of roll for hot strip rolling / O. Kato, H. Yamamoto, M. Ataka, K. Nakajima // ISIJ Int.-1992.-№11.-P.1216-1220.
72. Investigation of thermomechanical behavior of work roll and roll life in hot strip rolling / C.G.Sun, C.S.Yun, J.S.Chung and S.M/Hwang // Metallurgical and materials transactions A. – 1998. – №9 – P.2407-2424.
73. Матвиенко В. Н. Повышение работоспособности шеек и галтелей валков прокатных станов наплавкой слоя металла / В. Н. Матвиенко. // Збірник наукових прац. Захист металургійних машин від поломок.. – 2006. – №9. – С. 153–158.
74. Murakami Y. Metal fatigue: effects of small defects and nonmetallic inclusions / Y. Murakami. – Oxford: Elsevier, 2002. – 384 p.
75. Kapadia B. M. Safe minimum operating diameter of duplex cast roll with shell/core interface separation / B. M. Kapadia, K. W. Marsden. // 37th MWSP conf. proc.-ISS. – 1996. – №33. – С. 221–242.
76. Усталость металлов. Состояние поверхности и контактные взаимодействия / В. Т. Трощенко, Г. В. Цыбанев, Б. А. Грязнов, Ю. С. Налимов. – К.: Ин-т пробл. прочности им Г.С.Писаренко НАН Украины, 2009. – 664 с.
77. Desimone H. A model for influence of inclusions in high cycle contact fatigue / H. Desimone, J. K. Gonzalez, S. Beretta. // Tenaris. – 2004. – №3. – P. 9
78. Near-threshold propagation of Mode II and Mode III cracks/ L.Holan, R. Pippan, J. Pokluda, J. Hornikova, A. Hohenwarter, K. Slamechka // Crack paths (CP 2009). – Vicenza, Italy. – 2009. – pp.585-592.
79. Cause and prevention of spalling of back-up rolls for hot strip mill / Y. Ohkomori, I. Kitagawa, K. Shinozuka, R. Miyamoto, S. Yazaki and M. Inoue // Transactions ISIJ. – vol.28. – 1988. – pp.68-74.
80. Sekimoto Y. Analysis of hot strip work roll damage due to cobble // Transactions ISIJ. – vol.10. – 1970. – pp.341-349.

- 81.Characteristics of high-speed tool steel as material of work roll in hot rolling / H. Yamamoto, S. Uchida, S. Araya, K. Nakajima, M. Hashimoto and K.Kimura// 6th Int. rolling conf. proc. – Vol.2. – Dusseldorf, 1994. – pp.59-64.
- 82.Gasiak G. Fatigue life of constructional materials under bending with torsion for crack propagation / G. Gasiak, G. Rabak. // Mechanical fatigue of metals: Proceeding of the 13-th Int. Colloquim.Ternopil, TSTU.. – 2006. – P. 270–276.
- 83.In Soo Son. Effects of moving mass on the dynamic behavior of cantilever beams with double cracks / In Soo Son, Jeong-Rae Cho, Han-ik Yoon. // Int. J. of Precision engineering and manufacturing. – 2008. – №3. – С. 33–39.
- 84.Goryany V. Verfahren zur Herstellung gegossener Walzen für Warmwalzwerke / V. Goryany, P. J. Mauk. // Giesserei. – 2007. – №2. – С. 60–63.
- 85.Goryany V. Warmwalzwerke – Moderne Werkstoffe für gegossene Walzen / V. Goryany, P. J. Mauk. // Giesserei. – 2007. – №7. – С. 32–51.
- 86.Belodedenko S. Prediction of operability of the plate rolling rolls based on the mixed fracture mechanism / S. Belodedenko, A. Grechany, A. Yatsuba. // Eastern-european journal of enterprise technologies. – 2018. – №1. – С. 4–11. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.122818
- 87.Білодіденко С.В., Гречаний А.Н., Яцуба А.В. Методи ресурсної механіки машин для підвищення їх надійності і безпеки. *Механіка машин – основна складова прикладної механіки* : матеріали Всеукр. наук.-техн. конф. Дніпро : НМетАУ, 2017. С. 35–38.
- 88.Білодіденко С.В., Баглай А.В., Гречаний О.М. Пошук функцій розподілу довговічностей для параметричних моделей. *Modern methods, innovations, and experience of practical application in the field of technical sciences* : international research and practice conference Radom, Republic of Poland : Book of Abstracts. Radom Academy of Economics, 2017. P. 102–106
- 89.Прогнозирование работоспособности листопрокатных валков/ С. В. Белодеденко, В.М. Горяной, И. Бух,А.В. Яцуба // Проблемы прочности. – 2014. – №5. – с. 89–95.
- 90.Белодеденко С. В. Оценка технического состояния и прогнозирование живучести прокатных валков / С. В. Белодеденко, А. В. Яцуба, Ю. М.

- Клименко. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2015. – №3. – С. 87–94.
91. Belodedenko S. V. Rules for Amalgamating the Reliability of Elements of Powertrain Systems at Maintenance / S. V. Belodedenko, V. I. Hanush, O. M. Hrechanyi. // *Journal of Mechanics Engineering and Automation*. – 2019. – №1. – P. 24–32. DOI: 10.17265/2159-5275/2019.01.003
92. Aliha M.R.M. Mode II Brittle Fracture Assessment Using ASFPB Specimen / Aliha M.R.M., M. R. Ayatollahi, B. Kharazai. // *Int. J. Fract.*. – 2009. – №159. – P. 241–246.
93. Aliha M.R.M. Mixed Mode I/II Fracture Evaluation of Marble Using SCB Specimen / Aliha M.R.M., M. R. Ayatollahi. // *Procedia Engineering*. – 2011. – №10. – P. 311–318
94. Atkinson C. Combined Mode Fracture via The Cracked Brazilian Disk Test / C. Atkinson, R. E. Smelser, J. Sanchez. // *Int. J. Frac.*. – 1982. – №4. – P. 279 – 291.
95. Richard H. A. A new compact shear specimen / H. A. Richard. // *Int. J. Fract.*. – 1981. – №17. – P. 105–107.
96. Pereira S. A.G. Mixed mode fracture: numerical evaluation and experimental validation using PMMA specimens / Pereira S. A.G., Tavares S. M.O., Castro P. M.S.T.. // *Frattura ed Integrità Strutturale*. – 2019. – №49. – С. 412–428. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.49.40.
97. O. Demir et alii. Investigation of mixed mode - I/II fracture problems -Part 1: computational and experimental analyses / O. Demir et alii. // *Frattura ed Integrità Strutturale*. – 2016. – №35. – С. 330–339. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.35.38
98. Либовиц Г. Некоторые недавние теоретические и экспериментальные исследования по механике разрушения / Г. Либовиц, Д. Эфтис, Д. Джонс. // *Механика разрушения. Разрушение конструкций*. – М.: Мир. – 1980. – С. С.168–202.

99. Шлющенко А. П. Механика разрушения и расчеты на прочность и долговечность элементов машин и конструкций с трещинами / А. П. Шлющенко. – Брянск: БГТУ, 1996. – 232 с.
100. Datsyshyn O. Structural Integrity Assessment of Engineering Components Under Cyclic Contact / O. Datsyshyn, V. Panasyuk. – Berlin: Springer, 2020. – 325 с.
101. Murakami Y. A new method for measurement of Mode II fatigue threshold stress intensity factor range K_{th} / Y. Murakami, S. Hamada. // *FFEMS*. – 1997. – №20. – P. 863–870.
102. Хоцяновский А.О. Прогнозирование долговечности титановых и алюминиевых сплавов при фреттинг-усталости по различным критериям роста трещины. Сообщ.1. Экспериментальные и расчетные методики // *Пробл. прочности*. – 2010. – №6. – С. 76–104.
103. Investigations of crack growth behavior under mixed mode loading / V. Pokrovsky, V. Yezhov, V. Sydiachenko, Yu. Koval // *Mechanical fatigue of metals: Proceeding of the 13 Int. Colloquim*. – Ternopil: TSTU. – 2006. – P.259–265.
104. Richard H. A. 3D-mixed-mode-loading: material characteristic values and criteria's validity / H. A. Richard, A. Eberlein. // *Frattura ed Integrità Strutturale*. – 2016. – №37. – P. 80–86. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.37.11
105. Demir O. Investigation of mixed mode-I/II fracture problems -Part 2: evaluation and development of mixed mode-I/II fracture criteria / O. Demir, A. O. Ayhan. // *Frattura ed Integrità Strutturale*. – 2016. – №35. – P. 340–349. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.35.39
106. O. Demir et alii. Mode II brittle fracture: recent developments / O. Demir et alii. // *Frattura ed Integrità Strutturale*. – 2017. – №42. – P. 181–188. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.42.19
107. Pokrovsky V. Experiment-calculated Investigation of the fracture toughness of reactor pressure vessel steels under different modes of warm prestressing / V. Pokrovsky, V. Sydiachenko, V. Yezhov. // *Scientific journal of the Ternopil national technical university*. – 2011. – №1. – P. 66–73.

108. Биверс К. Некоторые особенности роста усталостных трещин в металлах и сплавах / К. Биверс. // *Механика разрушения. Разрушение конструкций.* – М.: Мир.. – 1980. – С. 51–80.
109. Finite Element Model of Crack Growth under Mixed Mode Loading / Souiyah Miloud 1, A. Muchtar 2, A. K. Ariffin та ін.]. // *International Journal of Materials Engineering.* – 2012. – №5. – P. 67–74.
110. Broek D. Elementary engineering fracture mechanics / D. Broek. – Leyden: Noordhoff Int. Publ., 1974. – 408 p.
111. Ferreira S. E. A model to quantify fatigue crack growth by cyclic damage accumulation calculated by strip-yield procedures / S. E. Ferreira, J. T. Pinho de Castro, M. A. Meggiolaro. // *Frattura ed Integrità Strutturale.* – 2017. – №41. – С. 129–138. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.41.18
112. Ravichandaran R. Mixed-Mode Fracture Analysis of Aluminum Alloy 5083 Subjected to Four Point Bending / R. Ravichandaran, G. Thanigaiyarasu. // *Journal of Applied Sciences.* – 2011. – №11. – P. 2214–2219. DOI: 10.3923/jas.2011.2214.2219
113. Zimmermann E. A. The significance of crack-resistance curves to the mixed-mode fracture toughness of human cortical bone / E. A. Zimmermann, M. E. Launey, R. O. Ritchie. // *Biomaterials.* – 2010. – №31. – С. 5297–5308.
114. Off-set crack propagation analysis under mixed mode loadings / A. E. Ismail, A. K. Ariffin, S. Abdullah, M. J. Ghazali. // *International Journal of Automotive Technology.* – 2011. – №12. – P. 225–232. DOI: 10.1007/s12239-011-0027-7
115. Murakami Y. Stress Intensity Factors Handbook / Y. Murakami. – Oxford: Pergamon Press, 1987. – 1464 p.
116. ГОСТ 25.506-85. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. // М.: Изд-во стандартов. – 1985. – С. 61.
117. Панько І. М. Теоретичні основи інженерних методів для оцінки тріщиностійкості матеріалів і елементів конструкцій / І. М. Панько. – Львів: НАН України, ФМІ, 2000. – 280 с.

118. He M. Y. Asymmetric four-point crack specimen / M. Y. He, J. W. Hutchinson. // *Journal of Applied Mechanics*. – 2000. – №67(1). – P. 207–209. <https://doi.org/10.1115/1.321168>
119. Fett T. Stress intensity factors and weight functions for special crack problems / T. Fett. – Karlsruhe: Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, 1998. – 36 с.
120. Yoshihara H. Mode II critical stress intensity factor of medium-density fiberboard measured by asymmetric four-point bending tests and analyses of kink crack formation / H. Yoshihara. // *BioResources*. – 2013. – №8(2). – P. 1771–1789.
121. Білодіденко С. В. Деградація металу кожуху доменної печі під впливом експлуатації / С. В. Білодіденко, В. І. Гануш, М. С. Ібрагимов. // *Теорія і практика металургії*. – 2019. – №5. – С. 5–9.
122. M. da Fonte. The effect of steady torsion on fatigue crack growth under rotating bending loading on aluminium alloy 7075-T6 / M. da Fonte, L. Reis, M. de Freitas. // *Frattura ed Integrità Strutturale*. – 2014. – №30. – С. 360–368.
123. Belodedenko S. V. Experimental verification of the survivability model under mixed I+II mode fracture for steels of rolling rolls / S. V. Belodedenko, V. I. Hanush, O. M. Hrechanyi. // *Proceedings of the First Virtual Conference on Mechanical Fatigue: Book of Abstracts*. Universidade do Porto – Faculdade de Engenharia. – 2020. – С. 63–64.
124. Руденко В. И. Обоснование рационального выбора конструкции шпиндельного соединения / В. И. Руденко, Е. В. Ошовская, Н. В. Нижник. // *Металлургические процессы и оборудование*. – 2006. – №1. – С. 28–32.
125. Стенд для дослідження матеріалів на тертя та знос: АС 131442 UA : МПК G01N 3/56 (2006.01) / Шевченко І.А., Васильченко Т.А., Кобрін Ю.Г., Гречаний О.М. – № u201805516, заявл.06.08.2018; опубл.10.01.2019, Бюл. №1, 5 с.
126. *Техническая диагностика. Контроль и прогнозирование. Монография.* / А. Я. Жук, Г. П. Малышев, Н. К. Желябина, О. М. Клевцов. – Запорожье: Издательство государственной инженерной академии, 2008. – 500 с.

127. Плахтин В. Д. Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин / В. Д. Плахтин. – М.: Металлургия, 1983. – 415 с.
128. Динамические процессы в клетях широкополосного стана 1680. Монография. / [В. В. Веренев, В. И. Большаков, А. Ю. Путники та ін.]. – Днепропетровск: ИМА-пресс, 2011. – 184 с.
129. Волков Д. П. Надежность строительных машин и оборудования: Учеб. Пособие для студентов вузов / Д. П. Волков, С. Н. Николаев. – М.: Высш. Школа, 1979. – 400 с.
130. Надежность и эффективность в технике: Справочник. В 10 т. Т. 7. Качество и надежность в производстве. / Под общ. ред. И. В. Аполлонова. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
131. Вентцель Е. С. Прикладные задачи теории вероятностей / Е. С. Вентцель, Л. А. Овчаров. – М.: Радио и связь, 1983. – 416 с.
132. Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. / В. В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
133. Belodedenko S. Risk indicators and diagnostic models for sudden failures / S. Belodedenko, A. Grechany, M. Ibragimov. // Scientific journal of the Ternopil national technical university. – 2017. – №4. – С. 111–118.
134. Li W., Pham H. A Condition – based inspection – Maintenance Model based on geometric Sequences for Systems With a degradation process and Random Shocks // Life Cycle Reliability and Safety Engineering. – 2012. – Vol.1, Issue 1. – pp. 26 – 34.
135. Гречаний О.М. Дослідження проблеми виконання своєчасних ремонтних робіт шпіндельних пристроїв прокатних станів. *Сучасні технології промислового комплексу* : матеріали міжнар. наук.-техн. конф. Херсон : ХНТУ, 2017. С.115
136. Белодеденко С.В., Гречаний А.Н., Ибрагимов М.С. Показатели риска и диагностические модели при внезапных отказах. *Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування та прогнозування* : Праці V Міжнар. наук.-техн. конф. Тернопіль : ТНТУ, 2017. С. 118–122.

137. S. Belodedenko, G. Bilichenko, A. Baglay, A. Grechany Fatigue resistance models of structural for RBI-maintenance. *Proceedings of the 19th International Colloquium on Mechanical Fatigue of Metals* : Book of Abstracts. Universidade do Porto – Faculdade de Engenharia. Porto, 2018. P. 77–78.
138. Belodedenko S.V., Bilichenko G.M., Hrechanyi O.M., Ibragimov M.S. Application of risk-analysis methods in the maintenance of industrial equipment. *Proceedings of the First International Symposium on Risk Analysis and Safety of Complex Structures and Components* : Book of Abstracts. Universidade do Porto – Faculdade de Engenharia. Porto, 2019. P. 340–342.
139. Використання частотних моделей під час технічної діагностики несправностей металургійного обладнання / [О. М. Гречаний, Ю. Г. Кобрін, І. А. Шевченко та ін.]. // Збірник наукових праць інженерного інституту Запорізького національного університету «Металургія». – 2019. – №1. – С. 95–100.
140. Гречаний О. М. Встановлення закону розподілу поломок елементів прокатного стану з метою їх запобігання / І. А. Шевченко, Т. А. Васильченко, Ю. Г. Кобрін. // Региональный межвузовский сборник научных работ. Системные технологии.. – 2018. – №4. – С. 122–127.
141. Belodedenko S. V. Rules for Amalgamating the Reliability of Elements of Powertrain Systems at Maintenance / S. V. Belodedenko, V. I. Hanush, O. M. Hrechanyi. // *Journal of Mechanics Engineering and Automation*. – 2019. – №1. – С. 24–32. DOI: 10.17265/2159-5275/2019.01.003
142. Малышев Г. П. Исследования надежности вкладышей шпиндельных устройств стана 1680 ЦХП-1 / Г. П. Малышев, А. Н. Гречаний. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2016. – №5. – С. 118–122.
143. Белодеденко С. В. Планирование режимов технического обслуживания металлургического оборудования на основании моделей «отложенного ремонта» / С. В. Белодеденко, А. Н. Гречаний, В. А. Чеченев. // Збірник наукових праць ЗДІА «Металургія». – 2018. – №1. – С. 119–125.

144. Применение моделей диагностических параметров в виде случайного процесса для контроля состояния технических систем / С. В. Белодеденко, В. И. Гануш, А. Н. Гречаный, М. С. Ибрагимов. // Збірник наукових праць ЗДІА «Металургія». – 2018. – №2. – С. 115–119.
145. Белодеденко С. В. Модели «отложеного ремонта» для обслуживания механических систем / С. В. Белодеденко, А. Н. Гречаный, М. С. Ибрагимов. // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2017. – №3. – С. 6–14.
146. Планування періодичності контролю технічних систем на підставі моделей діагностичних параметрів у вигляді випадкового процесу / С. В. Білодіденко, В. І. Гануш, О. М. Гречаний, М. С. Ібрагімов. // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2018. – №4. – С. 21–26

Зведений протокол втомних випробувань №1 від 26.03.2020

Об'єкт випробувань: призматичні зразки сталі 9ХС, Х12Ф1

Напрямок волокон: поздовжній

Тип заготовки: пруток в стані поставки

Тип деформації: три точковий згин

Частота циклічних напружень: 10-15 Гц

Коефіцієнт асиметрії циклу: 0,10 – 0,30

Навколишнє середовище: повітря, нормальна температура

База випробувань: $2 \cdot 10^6$ циклів

Критерій припинення випробувань: руйнування зразка

Зразки: висота 20 мм (номінал), товщина 5-7 мм, відстань між опорами 60 мм

стан поверхні – шліфовані бічні грані.

Випробувальна машина: ЕУС - 20, № 990.55

Дата випробувань: 01.10. 2018 – 26.12. 2019

№	Марка сталі	Шифр зразка	Розмах напружень циклу $\Delta\sigma$, МПа	Пройдена кількість циклів	Відмітка про руйнування	КІН, МПа · м ^{0,5}	
						ΔK_{fc}	ΔK_I^*
1	9ХС	9	1160	5800	так	139	57
2	9ХС	6	913	12200	так	64	60
3	9ХС	10	913	25000	так	-	-
4	9ХС	6-1	816	48000	так	110	68
5	9ХС	8	640	98300	так	75	58
6	9ХС	8-1	612	301000	так	-	-
7	9ХС	8-2	560	720000	так	115	64
8	9ХС	11	520	1080000	ні	-	-
9	Х12Ф1	1	605	380000	так	97	71
10	Х12Ф1	2	830	120000	так	93	59
11	Х12Ф1	3	580	1470000	так	95	68
12	Х12Ф1	4	550	2000000	ні	-	-

Зведений протокол втомних випробувань №2 від 26.03.2020

Об'єкт випробувань: призматичні зразки сталі 9ХС, Х12Ф1

Напрямок волокон: поздовжній

Тип заготовки: пруток в стані поставки

Тип деформації: чотирьох точковий асиметричний згин

Частота циклічних напружень: 10-15 Гц

Коефіцієнт асиметрії циклу: 0,10 – 0,30

Навколишнє середовище: повітря, нормальна температура

База випробувань: $2 \cdot 10^6$ циклів

Критерій припинення випробувань: руйнування зразка

Зразки: висота 20 мм (номінал), товщина 5-7 мм, надріз 5 мм, відстань між опорами 50 мм, зміщення від середини – 10 мм.
стан поверхні – шліфовані бічні грані.

Випробувальна машина: ЕУС - 20, № 990.55

Дата випробувань: 01.10. 2018 – 26.12. 2019

№	Марка сталі	Шифр зразка	Розмах напружень циклу нормальних $\Delta\sigma$ (прямі) або дотичних $\Delta\tau$ (косі), МПа	Пройдена кількість циклів (загальна)	Тип тріщини	КІН , МПа \cdot м ^{0,5}			
						ΔK_{Ifc}	ΔK_I^*	ΔK_{IIc}	ΔK_{II}^*
1	9ХС	1	550	64000	пряма	47	41	7	4
2	9ХС	2	462	83000	пряма	64	42	10	5
3	9ХС	3	405	250000	пряма	57	42	14	6
4	9ХС	4	550	44000	пряма	17	44	12	6
5	9ХС	1-1	130	116000	коса	128	38	39	20
6	9ХС	5	130	177000	коса	21	23	23	27
7	9ХС	5-1	130	132000	коса	69	48	19	16
8	9ХС	4-1	190	24000	коса	-	-	-	-
9	Х12Ф1	2	505	283000	пряма	97	51	15	7
10	Х12Ф1	2-1	550	123000	пряма	106	52	13	6
11	Х12Ф1	1	190	48000	коса	75	46	41	29
12	Х12Ф1	3	120	284000	коса	62	39	29	23
13	Х12Ф1	4	110	314000	коса	107	48	30	18

ДОДАТОК В

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор ЗНУ з науково-педагогічної роботи

та технічної освіти



В.А.Банах

АКТ

використання дисертаційної роботи Гречаного О.М.

Ми, що нижче підписалися, завідувач кафедри металургійного обладнання, старший науковий співробітник, доктор технічних наук Огінський Й.К. та директор інженерного навчально-наукового інституту ЗНУ, кандидат технічних наук, доцент, Федченко О.І., склали чинний акт у тому, що основні результати та методи, які були використано при написанні дисертаційної роботи здобувача кафедри машин та агрегатів металургійного виробництва НМетАУ Гречаного Олексія Миколайовича, заснованій на експериментальному дослідженню процесів циклічного руйнування при II моді та оцінці ресурсу при змішаному руйнуванню, на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування», викладено ним в навчально-методичному посібнику «Опір матеріалів» та використовуються при викладанні студентам спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» дисциплін «Опір матеріалів» та «Монтаж, експлуатація і ремонт металургійного обладнання», а також при написанні ними випускних кваліфікаційних робіт бакалавра та магістра.

Директор інженерного
навчально-наукового



Федченко О.І.

«03» вересня 2020 р.

Завідувач кафедри
металургійного обладнання



Огінський Й.К.

«03» вересня 2020 р.

Затверджую:

Механік ЦГПТЛ

ПАТ «Запоріжсталь»

 А.Л. Онищенко

16 вересня 2020 року

АКТ

**про використання результатів дисертаційної роботи
Гречаного О.М. у виробництві**

Дійсний акт складено про те, що в цеху гарячої прокатки тонкого листа підприємства використовуються рекомендації щодо діагностування технічного стану і залишкового ресурсу вкладишів універсальних шпинделів прокатних станів, які розроблені за участю Гречаного О.М. у 2018 році. Одним із варіантів розв'язку проблеми зносостійкості вкладишів шпинделів є виконання їх своєчасних ремонтів. При виконанні теоретичних досліджень, за наявності, статистичної інформації по виходу з ладу вкладишів універсальних шпинделів була розроблена математична модель процесу зношування котра дозволяє виконувати розрахунок часу початку ремонтних впливів по заміні вкладишів. Завдяки встановленого закону розподілу випадкових величин, для поломки вкладишів шпиндельних пристроїв, розраховані довірчі інтервали для математичного сподівання поломки вкладиша з надійністю $\gamma=0,95$, що складають 28,78 – 32,01 доби і вказують на початок виконання ремонтних робіт по заміні вкладишів на 29 добу їх роботи.

У випадку роботи на ділянці аварійного зношування за діагностичний параметр приймається швидкість зростання втомної тріщини, котра встановлена на рівні $V_c = 10^{-6}$ м/цикл.

Рекомендації є результатом виконання Гречаним О.М. дисертаційної роботи в Національній металургійній академії України.

МАСТЕР ПО РЕМОНТУ МЕХАНООБОРУДОВАНИЯ СТАНА И ПЕЧЕЙ

 Долбунов І.С.