

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**МАРИСЮК БОГДАН ОЛЕКСАНДРОВИЧ**

УДК 621.165.62-192

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**РЕСУРСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВИХ ТУРБІН**

**ВІД ДІЇ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ**

Спеціальність – 144 «Теплоенергетика»

Галузь знань – 14 «Електрична 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

\_\_\_\_\_ Б.О. МАРИСЮК

Науковий керівник ЧЕРНОУСЕНКО Ольга Юріївна,  
доктор технічних наук, професор

Київ – 2024

## АННОТАЦІЯ

*Марисюк Б.О.*. Ресурсні характеристики парових турбін від дії крутильних коливань. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 – Теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2024.

Дисертаційну роботу присвячено дослідженню впливу крутильних коливань валопроводу, що виникають внаслідок нештатних режимів роботи турбогенератора, на ресурсні характеристики парових турбін.

У **вступі** здобувачем обґрунтовано стан задачі дослідження, що розглядається в роботі, її актуальність та значимість. Сформульовано мету та завдання наукового дослідження. Вказано наукову новизну та практичну значимість отриманих результатів. Надано відомості щодо публікацій та апробації результатів досліджень, вказано особистий внесок здобувача. Зазначено структуру та обсяг дисертаційної роботи.

**Перший розділ** дисертаційної роботи присвячено аналізу літературних джерел та розкриттю сучасного стану досліджень, що стосуються теми дисертаційної роботи. Проаналізовано основні фактори, що впливають на втомну пошкоджуваність металу валопроводів турбоагрегатів при їх різних режимах роботи.

При експлуатації енергетичного обладнання, в його матеріалі виникають напруження, які постійно змінюються в часі як за інтенсивністю так і за напрямком. При багатократному повторенні цих змінних напружень в матеріалі обладнання може накопичуються пошкодження. Внаслідок цього відбувається зародження та розвиток тріщин втоми, які в кінцевому результаті призводять до руйнування деталі.

Виділено основні причини появи крутильних коливань валопроводів турбоагрегатів. До них відносяться всі перехідні режими роботи

турбоустановки, короткі замикання в лініях електромереж, включення електрогенератора в мережу з недостатньою (грубою) синхронізацією, задівання обертовими частинами статора, всі можливі впливи електромагнітного характеру з боку енергосистеми на турбогенератор, що призводять до зміни реактивного крутного моменту на роторі останнього.

Обґрунтовано необхідність розробки та впровадження засобів безперервного моніторингу пошкоджуваності металу роторів парових турбоагрегатів, для точної оцінки залишкового ресурсу та можливості подовження термінів експлуатації.

Проведений аналіз літературних джерел свідчить про недостатність даних, щодо визначення ресурсних характеристик втомної пошкоджуваності парових турбін внаслідок крутильних коливань

У **другому розділі** дисертації проведено аналіз пошкоджуваності металу роторів турбоагрегату внаслідок дії крутильних коливань валопроводу, що виникають при нештатному режимі роботи електрогенератора.

При штатному режимі роботи турбоагрегату загальний крутний момент, що діє на його валопроводі визначається сумою моментів, що створюються потоком пару в кожному робочому циліндрі. Крутний момент підсумовується та досягає максимального значення на ділянці валопроводу між паровою турбіною та генератором:

$$M_{\Sigma} = M_1 + M_2 + \dots + M_n \quad (1)$$

де  $M_1, M_2, \dots, M_n$  – крутні моменти, що виникають на роторі кожного робочого циліндра.

Таким чином, статичний крутний момент спричиняє максимальні значення дотичних напружень в області з'єднувальної муфти між паровою турбіною та турбогенератором. Відповідно величина дотичних напружень

зменшується по довжині валопроводу в напрямку від електрогенератора до валоповоротного пристрою (першого опорного підшипника).

При роботі електрогенератора на ньому часто виникають перехідні процеси. Вони з'являються внаслідок різкої зміни навантаження, коротких замикань в електромережах, замикання та розмикання електричних кіл обмоток, а також асинхронних підключень до мережі. Це призводить до виникнення крутильних коливань валопроводу турбіни, які за певних умов можуть спричинити його втомну пошкоджуваність.

Циклічне пошкодження матеріалу виникає при перевищенні його границі витривалості. Це максимальне напруження, яке він здатен витримати при необмеженій кількості циклів навантаження, і при цьому в його структурі не відбувається пошкоджень за механізмом багатоциклової втоми.

Сумарна пошкоджуваність, накопичена в основному металі валопроводу турбоустановки, визначається як сума статичної, циклічної пошкоджуваності та пошкоджуваності внаслідок крутильних коливань:

$$P' = P'_{ст} + P'_{ц} + P'_{кр.к} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_j}{T'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}} + \sum_{j=1}^{s'} \frac{r'_j}{R'_{pi}} \quad (2)$$

де  $P'_{ст}$  – статична пошкоджуваність металу;

$P'_{ц}$  – циклічна пошкоджуваність металу;

$P'_{кр.к}$  – пошкоджуваність металу через дію крутильних коливань валопроводу, накопичена в металі ротору на момент оцінки залишкового терміну експлуатації;

$t'_j$  – тривалість роботи на  $j$ -му сталому режимі при температурі металу  $T'_j$  та еквівалентних місцевих напружень повзучості  $(\sigma'_{\sigma j})_{max}$  ;

$T'_{pj}$  – час до настання граничного стану металу під дією еквівалентних напружень  $(\sigma'_{sj})_{\max}$  при температурах  $T'_j$  згідно із діаграмою тривалої міцності матеріалу;

$q'$  – число різних типів сталих режимів на момент оцінки з температурою  $T'_j$  й сталими еквівалентними місцевими напруженнями повзучості  $(\sigma'_{sj})_{\max}$ ;

$n'_l$  – кількість циклів  $l$ -го типу;

$N'_{pl}$  – кількість циклів до появи утомних тріщин внаслідок дії тільки циклічних навантажень  $l$ -го типу;

$k'$  – кількість різних типів циклів на момент оцінки з різними розмахами наведених напружень  $\Delta\sigma'_l$  або амплітуд деформацій  $\varepsilon'_{dl}$ ;

$r'_i$  – кількість циклів навантаження з амплітудою напружень  $\tau_{ai}$  ( $\tau_{ai}$  – амплітуда  $i$ -го циклу затухаючого процесу);

$R'_{pi}$  – кількість циклів до руйнування при дії циклічного навантаження з амплітудою напружень  $(\tau_{ai})_{\max}$  від крутильних коливань;

$s'$  – кількість рівнів (блоків) навантаження.

**Третій розділ** дисертаційної роботи присвячено дослідженню напружено-деформованого стану валопроводу парової турбіни К-200-130 при короткому замиканні на турбогенераторі.

З метою раціоналізації розрахункових ресурсів при комп'ютерному моделюванні вперше запропоновано варіант заміни робочих лопаток та бандажних кріплень на диски еквівалентної довжини та маси (**перший пункт наукової новизни**).

Крутильні коливання валопроводу турбіни, що виникають внаслідок трьохфазного короткого замикання, моделювалися шляхом прикладання додаткового реактивного крутного моменту бігармонійної форми на бочку ротора електрогенератора. Величина та тривалість його дії є випадковими

величинами. Було проведено розрахунок дотичних напружень при тривалості сплеску 0,02 с. Сформульовано **другий пункт наукової новизни**.

Реактивний сплеск на роторі турбогенератора спричинив появу крутильних коливань по всій довжині валопроводу. Але інтенсивність максимальних дотичних напружень не перевищила границю втоми роторної сталі 25X1M1ФА, тим самим не призвівши до пошкодження металу.

В **четвертому розділі** досліджено напружено-деформований стан валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000 при нештатних режимах роботи електрогенератора. На основі отриманого напружено-деформованого стану валопроводу оцінено вплив крутильних коливань валопроводу турбоагрегату на його ресурсні характеристики.

При нештатних режимах роботи турбогенератора на його роторі виникають реактивні крутні моменти. Моделювання методом кінцево-елементного аналізу показало, що внаслідок даних сплесків, по всій довжині валопроводу виникають крутильні коливання. Після припинення дії реактивного моменту, вільні коливання поступово згасають. В першу чергу це забезпечується завдяки демпфуючим властивостям системи. Високий рівень демпфування призводить до швидшого згасання вільних коливань.

Сформульовано **третій пункт наукової новизни** – удосконалено розрахункову модель напружено-деформованого стану та оцінки залишкового ресурсу валопроводу турбоустановки К-1000-60/3000 для дослідження впливу крутильних коливань.

Розрахунки циклічного пошкодження при короткому замиканні та асинхронному включенні турбогенератора показали, що найбільший рівень пошкодження при крутильних коливаннях виникає на ділянці валопроводу між паровою турбіною та електрогенератором. Віддаляючись від джерела збудження зменшуються дотичні напруження і відповідно зменшується рівень пошкодження металу.

Будь яка зміна крутного моменту між турбогенератором та паровою турбіною викликає появу крутильних коливань всього валопроводу. Але при

цьому не завжди виникають дотичні напруження, що призводять до втомного пошкодження металу.

Інтенсивність крутильних коливань валопроводів турбоагрегатів не виявилась достатньою для миттєвого крихкого руйнування валопроводу. Проте багатократне повторення нештатних режимів роботи турбогенератора призводить до суттєвого рівня пошкодження металу.

Сформульовано **четвертий пункт наукової новизни** – вперше проведено порівняльну оцінку пошкодження металу валопроводу внаслідок крутильних коливань, що виникають при підключенні турбогенератора до енергосистеми з грубою синхронізацією, для проєктного валопроводу та валопроводу після відновлення (без одного робочого ступеня).

В **п'ятому розділі** дисертації наведено результати дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора циліндру високого тиску після пошкодження, для номінального та пускових режимів роботи енергоблоку, які були виконані на кафедрі теплової та альтернативної енергетики за участі здобувача.

На номінальному режимі роботи турбоагрегату найбільша температура металу спостерігається на диску першого ступеня та становить 264,5 °С. Температура металу на ділянках кінцевих ущільнень становить від 151,1 до 115,3 °С.

Найбільший градієнт температур ( $\text{grad}T = 952 \text{ К/м}$ ) при пуску турбіни з холодного стану спостерігається в області діафрагмового ущільнення 4-го ступеня, в момент синхронізації турбогенератора з енергосистемою (4400 с).

Максимальний градієнт температур при пуску з гарячого стану металу становить  $\text{grad}T = 958 \text{ К/м}$ . Він також зосереджений в області діафрагмового ущільнення 4-го ступеня тиску, але в момент часу 3300 с, що відповідає роботі на електричній потужності 400 МВт.

Визначено найбільш напружені ділянки ротора. Ними виявилися області розвантажувальних отворів 3-го та 4-го робочого ступеня, а також осьовий канал під цими ж ступенями.

При пуску з холодного стану металу найбільше розтягуюче напруження в роторі ЦВТ становить  $\sigma_{max}^{XC} = 296,4$  МПа, а найбільше стискаюче –  $\sigma_{min}^{XC} = -190,2$  МПа. При пуску з гарячого стану металу найбільше розтягуюче –  $\sigma_{max}^{GC} = 298,9$  МПа, а найбільше стискаюче –  $\sigma_{min}^{GC} = -205,9$  МПа.

На основі результатів розрахунку напружено-деформованого стану при номінальному та пускових режимах експлуатації визначено статичну та циклічну пошкоджуваність ротора, які відповідно становлять 51,66 % та 5,38 %.

Сумарне пошкодження металу валопроводу внаслідок 156-ти асинхронних підключень турбогенератора до мережі становить 10,06 %, що є співставною величиною з циклічними пошкодженнями металу ротора циліндру високого тиску, що відбулися за весь час експлуатації енергоблоку.

**Ключові слова:** теплоенергетика, ядерні енергоустановки, теплова електростанція, атомна електростанція, енергоблок, турбіна, парова турбіна, валопровід, ротор, крутильні коливання, режимні параметри, режими експлуатації, моделювання, математичне моделювання, чисельне дослідження, оптимізація, теплообмін, тепловий стан, напружено-деформований стан, міцність, надійність, пошкодження, індивідуальний ресурс, залишковий ресурс.

**Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:**

1. Черноусенко, О. Ю., Пешко, В. А., & Марисюк, Б. О. (2019). Рационалізація підходів числового моделювання геометрично-складного обертового обладнання електричних станцій. *Енергетика: економіка, технології, екологія*, 3(57), 30-36. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2019.196372> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

2. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2023). Верифікація геометричних моделей ротора ЦНТ турбоагрегату К-1000-60/3000 на базі власних та критичних частот. *Енергетика: економіка, технології, екологія: науковий журнал*, 2 (73), 62-67. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2023.289670> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

3. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2023). Дослідження напружено-деформованого стану валопроводу ТА К-1000-60/3000 при крутильних коливаннях. *Вісник національного технічного університету «ХП»*, (3), 26-33. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.03.04> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

4. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2023). Ресурсні характеристики валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000 після часткового відновлення ротора. *Вісник національного технічного університету «ХП»*, (4), 38-44. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.04.05> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

#### **Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:**

5. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2019). Investigation of natural oscillations of high pressure rotor of cylinder turbine К-200-130 with ansys software. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* : матеріали XVII Міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та студ. (с. 313). Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського».

6. Chernousenko, O., Peshko, V., Marisyuk, B., & Bovsunovsky, A. (2020). Estimation of Steam Turbine Shafts Fatigue Damage Caused by Torsional Vibrations. In *Fracture, Fatigue and Wear* (pp. 533-541). Singapore: Springer Singapore. [https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7\\_39](https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7_39)

7. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2020). Дослідження напружено-деформованого стану валопроводу турбоагрегату К-200-130 при короткому замиканні. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* :

матеріали XVIII Міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та студ. (с. 224). Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського».

8. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2021). НДС ділянки валопроводу ТА К-200-130 між ротором низького тиску та ротором електрогенератора при короткому замиканні. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* : матеріали XIX Міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та студ. (с. 334). Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського».

9. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2023). НДС валопроводу ТА К-1000-60/3000 при короткому замиканні. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* : матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та студ. (с. 256). Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського».

10. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2023). Розрахункова оцінка пошкодження валопроводу ТА К-1000-60/3000 внаслідок асинхронного включення. *Енергетичні та теплоенергетичні процеси й устаткування* : матеріали XIX Міжнар. наук.-техн. конф. Національний технічний університет «ХПІ».

## ABSTRACT

*Marisyuk B.O.*. Resource characteristics of steam turbines from the action of torsional vibrations. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the specialty 144 – Thermal Power Engineering. – National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute named after Igor Sikorsky" Ministry of Education and Science of Ukraine, Kyiv, 2024.

The dissertation is dedicated to the investigation of the influence of torsional vibrations of the shaft arising from abnormal operation modes of the turbogenerator on the resource characteristics of steam turbines.

In **the introduction**, the researcher justifies the state of the research problem under consideration, its relevance, and significance. The purpose and objectives of the scientific investigation are formulated. The scientific novelty and practical significance of the obtained results are indicated. Information regarding the publications and validation of research results is provided, along with the researcher's personal contribution. The structure and scope of the dissertation work are outlined.

**The first chapter** of the dissertation work is dedicated to analyzing literary sources and revealing the current state of research related to the topic of the dissertation. The main factors influencing the fatigue damage of the metal in turbo unit shaft under various operating conditions are analyzed.

During the operation of power equipment, stresses occur in its material that constantly change over time both in intensity and direction. With repeated application of these variable stresses, damage can accumulate in the equipment's material. As a result, fatigue cracks initiate and propagate, ultimately leading to the failure of the part.

The main reasons for the occurrence of torsional vibrations in turbo unit shaft are identified. These include all transient operating modes of the turboset, short circuits in power lines, generator synchronization with insufficient (rough)

synchronization, rubbing of rotating parts against stator, and all possible electromagnetic influences from the power system on the turbo-generator, leading to changes in the reactive torque on its rotor.

The necessity for the development and implementation of continuous monitoring tools for metal damage in the rotors of steam turbine units is justified to accurately assess the remaining resource and the possibility of extending the service life.

The analysis of literary sources indicates a lack of sufficient data regarding the determination of resource characteristics related to fatigue damage in steam turbines due to torsional vibrations.

In the **second chapter** of the dissertation, an analysis is carried out on the metal damage of the turbine unit rotors resulting from the torsional vibrations of the shaft, which occur during the abnormal mode of operation of the electric generator.

During normal operation of the turbo unit, the total torque acting on its shaft is determined by the sum of the moments created by the flow of steam in each working cylinder. The torque is summed up and reaches its maximum value in the section of the shaft between the steam turbine and the generator:

$$M_{\Sigma} = M_1 + M_2 + \dots + M_n \quad (1)$$

$M_1, M_2, \dots, M_n$  – torques occurring on the rotor of each working cylinder.

Thus, the static torque causes the maximum values of the tangential stresses in the area of the coupling between the steam turbine and the turbogenerator. Accordingly, the magnitude of the tangential stresses decreases along the length of the shaft in the direction from the electric generator to the shaft turning device (the first support bearing).

Transient processes often occur on the generator during its operation. They appear as a result of a sudden change in load, short circuits in electrical networks, closing and opening of electrical circuits of windings, as well as asynchronous

connections to the network. This leads to the occurrence of torsional vibrations of the turbine shaft, which under certain conditions can cause its fatigue damage.

Cyclic damage to the material occurs when its endurance limit is exceeded. This is the maximum stress that it can withstand with an unlimited number of load cycles, and at the same time, its structure is not damaged by the mechanism of multicycle fatigue.

The total damage accumulated in the main metal of the turbo installation shaft is defined as the sum of static, cyclic damage and damage due to torsional vibrations:

$$\Pi' = \Pi'_{st} + \Pi'_c + \Pi'_{t.o} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_j}{T'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}} + \sum_{i=1}^{s'} \frac{r'_i}{R'_{pi}}, \quad (2)$$

$\Pi'_{st}$  – static damage of metal;

$\Pi'_c$  – cyclic damage of metal;

$\Pi'_{t.o}$  – metal damage due to torsional vibrations of the shafting accumulated in the rotor metal at the time of assessing the remaining service life;

$t'_j$  – duration of operation on  $j$ -th steady mode at the temperature of the metal  $T'_j$  and equivalent local creep stresses  $(\sigma'_{\sigma j})_{\max}$  ;

$T'_{pj}$  – time to the onset of the limit state of the metal under the action of equivalent stresses  $(\sigma'_{\sigma j})_{\max}$  at temperatures  $T'_j$  according to the diagram of long-term strength of the material;

$q'$  – the number of different types of stable modes at the time of evaluation with temperature  $T'_j$  and constant equivalent local creep stresses  $(\sigma'_{\sigma j})_{\max}$  ;

$n'_l$  – the number of  $l$ -type cycles;

$N'_{pl}$  – the number of cycles before the appearance of fatigue cracks due to the action of  $l$ -type cyclic loads;

$k'$  – the number of different types of cycles at the time of evaluation with different magnitudes of the given stresses  $\Delta\sigma'_i$  or amplitude of deformations  $\varepsilon'_{ai}$ ;

$r'_i$  – number of load cycles with stress amplitude  $\tau_{ai}$  ( $\tau_{ai}$  – amplitude of the  $i$ -th cycle of the decaying process);

$R'_{pi}$  – number of cycles to failure under cyclic loading with stress amplitude  $(\tau_{ai})_{\max}$  from torsional vibrations;

$s'$  – number of load levels (load blocks).

The **third chapter** of the dissertation is devoted to the study of the stress-strain state of the K-200-130 steam turbine shaft during short-circuiting on the turbogenerator.

In order to rationalize calculation resources in computer modeling, for the first time, the option of replacing working blades and band fasteners with disks of equivalent length and mass was proposed (the **first point of scientific novelty**).

Torsional vibrations of the turbine shaft resulting from a three-phase short circuit were simulated by applying an additional reactive torque of biharmonic form to the generator rotor.. The magnitude and duration of its action are random variables. The tangential stresses were calculated with a surge duration of 0,02 s. The **second point of scientific novelty** is formulated.

Reactive torque on the rotor of the turbogenerator caused the appearance of torsional vibrations along the entire length of the shaft. But the intensity of the maximum tangential stresses did not exceed the fatigue limit of rotor steel 25X1M1FA, thus not leading to metal damage.

In the **fourth chapter**, the stress-strain state of the shaft of the K-1000-60/3000 turbo unit is investigated under abnormal operating conditions of the electric generator. Based on the obtained stress-strain state of the shaft, the impact of torsional vibrations of the turbo unit shaft on its resource characteristics has been assessed.

Reactive torques occur on the rotor of the turbogenerator during its abnormal operating modes. Finite element analysis modeling showed that as a result of these

surges, torsional vibrations occur along the entire length of the shaft. After the termination of the reactive moment, the free vibrations gradually disappear. First of all, this is ensured thanks to the damping properties of the system. A high level of damping leads to a faster decay of free vibrations.

The **third point of scientific novelty** has been formulated: the stress-strain state calculation model and residual resource estimation for the turbine shaft of the K-1000-60/3000 turbo installation have been enhanced to investigate the impact of torsional vibrations.

Calculations of cyclic damage during short-circuiting and asynchronous start-up of the turbogenerator showed that the greatest level of damage during torsional vibrations occurs in the section of the shaft between the steam turbine and the electric generator. Moving away from the excitation source, tangential stresses decrease and, accordingly, the level of metal damage decreases.

Any change in the torque between the turbogenerator and the steam turbine causes torsional vibrations of the entire shaft line. However, it is not always the case that tangential stresses arise, leading to fatigue damage of the metal.

The intensity of the torsional vibrations of the shafts of the turbine units was not sufficient for the instantaneous brittle destruction of the shafts. However, multiple repetitions of abnormal modes of operation of the turbogenerator lead to a significant level of metal damage.

The **fourth point of scientific novelty** was formulated: for the first time, a comparative assessment of shaft metal damage due to torsional vibrations occurring when the turbogenerator is connected to the power system with rough synchronization was carried out for a project shaft and a shaft after restoration (without one operating stage).

In the **fifth chapter** of the dissertation, the results of the investigation into the thermal and stress-strain state of the high-pressure cylinder rotor after damage are presented for both nominal and startup modes of power unit operation. This research was performed at the Department of Thermal and Alternative Energy by the applicant in co-authorship.

Under nominal operating conditions of the turbo unit, the highest metal temperature is observed on the first-stage disk, reaching 264,5 °C. The metal temperature at the end seals ranges from 151,1 to 115,3 °C.

The greatest temperature gradient ( $\text{grad}T = 952 \text{ K/m}$ ) during startup of the turbine from cold conditions is observed in the region of the fourth-stage diaphragm seal, at the moment of turbine-generator synchronization with the power system (4400 seconds).

The maximum temperature gradient during startup from a hot metal state is  $\text{grad}T = 958 \text{ K/m}$ . It is also concentrated in the area of the fourth-stage diaphragm seal, but at a time moment of 3300 seconds, corresponding to operation at an electrical power of 400 MW.

The most stressed areas of the rotor have been determined. These are found to be the regions around the relief holes of the 3rd and 4th stages, as well as the axial channel beneath these stages.

During startup from a cold metal state, the maximum tensile stress in the turbine rotor is  $\sigma_{max}^{CS} = 296,4 \text{ MPa}$ , and the maximum compressive stress is  $\sigma_{min}^{CS} = -190,2 \text{ MPa}$ . During startup from a hot metal state, the maximum tensile stress is  $\sigma_{max}^{HS} = 298,9 \text{ MPa}$ , and the maximum compressive stress is  $\sigma_{min}^{HS} = -205,9 \text{ MPa}$ .

Based on the results of the calculation of the stress-strain state at the nominal and start-up modes of operation, the static and cyclic damage of the rotor was determined, which are 51,66% and 5,38%, respectively.

The total damage to the shaft metal as a result of 156 asynchronous connections of the turbogenerator to the network is 10,06%, which is comparable to the cyclic damage to the metal of the rotor of the high-pressure cylinder that occurred during the entire operation of the power unit.

**Key words:** thermal power engineering, nuclear power plants, thermal power plant, power unit, turbine, steam turbine, shaft, rotor, torsional vibrations, mode parameters, operating modes, simulation, mathematical modeling, numerical

study, optimization, heat exchange, thermal state, stress-strain state, strength, reliability, damage, individual resource, residual life.

**List of publications of the applicant on the topic of the dissertation:**

1. Chernousenko, O., Peshko, V., & Marisyuk, B. (2019). Rationalization of the approaches of numerical simulation of the geometrically complex rotating equipment of electrical stations. *Power engineering: economics, technique, ecology*, 3(57), 30-36. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2019.196372> (Register of scientific and professional publications of Ukraine, category "B")

2. Chernousenko, O., & Marisyuk, B. (2023). Verification of geometric models of the LPC rotor of the K-1000-60/3000 turbine unit based on natural and critical frequencies in the ansys software complex. *Power engineering: economics, technique, ecology*, 2 (73), 62-67. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2023.289670> (Register of scientific and professional publications of Ukraine, category "B")

3. Chernousenko, O., & Marisyuk, B. (2023). Study of the stress-strain state of the shaft duct of the K-1000-60/3000 turbine unit during torsional oscillations. *Visnik of the National Technical University "KhPI"*, (3), 26-33. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.03.04> (Register of scientific and professional publications of Ukraine, category "B")

4. Chernousenko, O., & Marisyuk, B. (2023). Resource characteristics of the shafting of the K-1000-60/3000 turbine unit after partial restoration of the rotor. *Visnik of the National Technical University "KhPI"*, (4), 38-44. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.04.05> (Register of scientific and professional publications of Ukraine, category "B")

**Published works of approbation nature:**

5. Chernousenko, O., & Marisyuk, B. (2019). Investigation of natural oscillations of high pressure rotor of cylinder turbine K-200-130 with ansys software. *Modern problems of scientific support of energy industry : materials of*

XVII International. science and practice conf. young scientists and students. (p. 313). National Technical University of Ukraine "KPI named after Igor Sikorsky".

6. Chernousenko, O., Peshko, V., Marisyuk, B., & Bovsunovsky, A. (2020). Estimation of Steam Turbine Shafts Fatigue Damage Caused by Torsional Vibrations. In *Fracture, Fatigue and Wear* (pp. 533-541). Singapore: Springer Singapore. [https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7\\_39](https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7_39)

7. Chernousenko, O., & Marisyuk, B. (2020). Study of the stress-strain state of the shaft conduit of the K-200-130 turbo unit during short circuit. *Modern problems of scientific support of energy industry* : materials of the XVIII International. science and practice conf. young scientists and students. (p. 224). National Technical University of Ukraine "KPI named after Igor Sikorsky".

8. Chernousenko, O., & Marisyuk, B. (2021). Stress-strain state of the K-200-130 turbine shaft section between the low-pressure rotor and the rotor of the electric generator during a short circuit. *Modern problems of scientific support of energy engineering* : materials of the XIX International science and practice conf. young scientists and students. (p. 334). National Technical University of Ukraine "KPI named after Igor Sikorsky".

9. Chernousenko, O., & Marisyuk, B. (2023). Stress-strain state of shaft conduit turbine K-1000-60/3000 in case of short circuit. *Modern problems of scientific support of energy engineering* : materials XX International. science and practice conf. young scientists and students. (p. 256). National Technical University of Ukraine "KPI named after Igor Sikorsky".

10. Chernousenko, O., & Marisyuk, B. (2023). Estimated damage to the TA K 1000 60/3000 shaft due to asynchronous connection. *Energy and thermal energy processes and equipment* : materials of the XIX International science and technology conf. National Technical University "KhPI".

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ .....	22
ВСТУП .....	23
РОЗДІЛ 1. Огляд літератури та постановка задачі дослідження .....	29
1.1. Стан та залишковий ресурс паротурбінного обладнання електричних станцій .....	29
1.2. Вплив циклічного навантаження на втомну пошкоджуваність матеріалів .....	32
1.2.1. Вплив малоциклової втоми на довговічність матеріалів.....	34
1.2.2. Вплив багатоциклової втоми на втомну пошкоджуваність матеріалів.....	38
1.3. Моніторинг пошкоджуваності металу роторів парових турбін.....	43
1.4. Висновки до розділу .....	47
РОЗДІЛ 2. Пошкоджуваність металу турбоагрегату внаслідок дії крутильних коливань .....	48
2.1. Визначення крутного моменту на валопроводі турбіни .....	48
2.2. Визначення крутного моменту на електрогенераторі при перехідних режимах роботи турбоагрегату.....	51
2.3. Втома матеріалу .....	56
2.4. Оцінка залишкового ресурсу валопроводу турбоагрегату .....	61
2.5. Висновки до розділу .....	64
РОЗДІЛ 3. Дослідження напружено-деформованого стану валопроводу турбоагрегату К-200-130 при короткому замиканні.....	66
3.1. Характеристика турбоагрегату К-200-130.....	66
3.2. Раціоналізація підходів до числового моделювання валопроводу турбоагрегату К-200-130 на основі моделі ротора ЦСТ .....	68
3.3. Розрахункова скінченно-елементна модель валопроводу ТА К-200-130 .....	75
3.4. Дослідження НДС валопроводу ТА К-200-130 при КЗ .....	77

	20
3.5. Висновки до розділу .....	82
РОЗДІЛ 4. Оцінка впливу крутильних коливань валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000 на його залишковий ресурс.....	83
4.1. Характеристика турбоагрегату К-1000-60/3000 .....	83
4.2. Верифікація моделі ротора ЦНТ турбоагрегату К-1000-60/3000 .....	85
4.3. Розрахункова скінченно-елементна модель валопроводу ТА К-1000-60/3000 .....	90
4.4. Дослідження НДС валопроводу ТА К-1000-60/3000 при короткому замиканні.....	91
4.5. Дослідження НДС валопроводу ТА К-1000-60/3000 при асинхронному включенні турбогенератора .....	97
4.6. Дослідження НДС валопроводу ТА К-1000-60/3000 при асинхронному включенні після відновлення ротору.....	101
4.7. Розрахункова оцінка пошкодження валопроводу ТА К-1000-60/3000 внаслідок крутильних коливань .....	105
4.8. Висновки до розділу .....	109
РОЗДІЛ 5. Ресурсні показники ротора високого тиску турбоагрегату К-1000-60/3000 .....	111
5.1. Режими роботи та графіки пусків парової турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку АЕС .....	112
5.2. Математична модель розрахунку теплового стану, напружено- деформованого стану та оцінки залишкового ресурсу ротора ЦВТ ТА К-1000-60/3000 .....	115
5.3. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора циліндра високого тиску ТА К-1000-60/3000 .....	122
5.4. Розрахункова оцінка пошкодження та залишкового ресурсу ротора циліндра високого тиску .....	129
5.5. Висновки до розділу .....	132
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	134
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	136

ДОДАТОК А. Список публікацій здобувача за темою дисертації .....	149
ДОДАТОК Б. Документи про впровадження результатів дослідження .....	151

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ**

АВ	-	асинхронне включення
АЕС	-	атомна електростанція
ГС	-	гарячий стан
ГУ	-	граничні умови
ЕГ	-	електрогенератор
ЕРС	-	електрорушійна сила
КЗ	-	коротке замикання
КК	-	крутильні коливання
ЛЕП	-	лінії електропередач
ЛМЗ	-	Ленінградський металевий завод
НДС	-	напружено-деформований стан
РВТ	-	ротор високого тиску
РГ	-	ротор генератора
РКМ	-	реактивний крутний момент
РНТ	-	ротор низького тиску
РСТ	-	ротор середнього тиску
ТА	-	турбоагрегат
ТГ	-	турбогенератор
ТЕС	-	теплоелектростанція
ХС	-	холодний стан
ХТГЗ	-	Харківський турбогенераторний завод
ЦНТ	-	циліндр низького тиску
ЦСТ	-	циліндр середнього тиску

## ВСТУП

Енергетична галузь є стратегічно важливим сектором господарства, будь якої, країни. Вона забезпечує стабільне та ефективне функціонування економіки всієї країни, її економічну та енергетичну незалежність від інших держав. Разом з економічним зростанням також зростає попит на енергетичні ресурси. Саме тому, для задоволення потреб усіх споживачів неодмінно збільшують джерела власної енергогенерації.

До складу об'єднаної енергосистеми входять джерела генерації енергії різного типу та енергомережі, які призначені для передачі теплової та електричної енергії промисловим і побутовим споживачам.

На сайті Міністерства енергетики України можна ознайомитись з річним звітом про стан енергетичного сектору. Так за 2021 рік в об'єднаній енергосистемі було вироблено 156,6 млрд. кВт·год електроенергії, що на 5,2 % більше в порівнянні з минулим роком.

За 2021 рік найбільше електроенергії було вироблено на АЕС – 55 %, трохи менше на ТЕС та ТЕЦ – 29,3 %, на ГЕС та ГАЕС – 6,7 %, на електростанціях за допомогою відновлювальних джерела понад 8 %.

**Актуальність теми.** Напрацьований ресурс більшості турбоагрегатів (ТА), потужністю 100-800 МВт, що встановлені на українських ТЕС та ТЕЦ перевищив паркове значення. Також 12 з 15 турбоустановок АЕС вже вичерпали свій парковий ресурс, і лише 3 агрегати, одиничною потужністю 1000 МВт ще не напрацювали парковий ресурс.

Впродовж експлуатації в металі агрегатів накопичується пошкодження від втоми. Довготривале накопичення пошкодження призводить до руйнування валопроводів турбоагрегатів. Багаторічний досвід експлуатації парових турбоустановок вказує, що серед причин, які спричиняють зародження та розвиток тріщин, можуть бути динамічні крутні моменти з боку електрогенератора. Вони виникають внаслідок сильної зміни електромагнітного моменту на його роторі. Найчастішою причиною цього є

включення генератора в електромережу з грубою синхронізацією (асинхронне включення), або коротке замикання.

Короткотермінові, потужні сплески реактивного крутного моменту (РКМ) на роторі електрогенератора призводять до появи крутильних коливань (КК) усього валопроводу ТА. Тим самим це призводить до зростання інтенсивності напружень, особливо на найбільш навантажених ділянках. При багаторазовому повторенні пошкоджуючих циклів навантаження відбувається зародження та розвиток тріщин, що в кінцевому результаті призводить до руйнування від втоми.

На даний момент, дослідження пошкодження металу парових турбін, що відбувається внаслідок крутильних коливань валопроводу, пов'язані зі значними технологічними та математичними складнощами. Це зумовлює актуальність подальшого розвитку розрахунково-експериментальних методів визначення втомного пошкодження металу, що відбувається при дії змінних динамічних крутних моментів роторів. Дана задача становить значний практичний та науковий інтерес. Застосування результатів дослідження дозволить більш точно оцінювати залишковий ресурс турбоустановок.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, темами, планами.** Дисертаційну роботу виконано на кафедрі Теплової та альтернативної енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» в межах комплексних науково-дослідних робіт № 4629-ВЭ-ЛуТЭС «Розрахунок ресурсу роторів та корпусних деталей ЦВТ і ЦСТ блоку ст. №15 для ДТЕК Луганська ТЕС» та № 37-124-08-22-17927 «Оцінка можливості подовження безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ХАЕС після пошкодження ротора ЦВТ».

**Мета і завдання дослідження.** Метою дисертаційної роботи є удосконалення методів розрахунку пошкодження металу валопроводу парових турбін та розширення даних щодо впливу крутильних коливань валопроводу, які виникають в результаті дії реактивного крутного моменту

при нештатних умовах експлуатації турбогенератора, на ресурсні характеристики турбоагрегатів.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні *завдання*:

- узагальнити основні причини, що призводять до появи крутильних коливань валопроводів турбоагрегатів теплових та атомних електростанцій;
- виконати аналіз основних факторів, що впливають на пошкоджуваність металу валопроводів турбоагрегатів теплових та атомних електростанцій від втоми при крутильних коливаннях;
- запропонувати раціональні методи заміни робочих лопаток парових турбін в геометричних моделях для визначення НДС;
- удосконалити геометричні моделі валопроводів турбоагрегатів К-200-130 та К-1000-60/3000;
- провести дослідження по визначенню напружено-деформованого стану валопроводу при крутильних коливаннях, що виникають внаслідок нештатного режиму роботи електрогенератора;
- удосконалити методику розрахунку пошкоджуваності валопроводу турбоагрегату від втоми внаслідок дії крутильних коливань.

**Об'єктом дослідження** є визначення ресурсних характеристик валопроводів турбоустановок.

**Предметом дослідження** є втомна пошкоджуваність валопроводів турбоустановок внаслідок дії крутильних коливань в сумарній пошкоджуваності роторів парових турбін.

**Методи дослідження** включають чисельне дослідження теплового та напружено-деформованого стану валопроводу турбоагрегату з використанням сучасних методів математичного моделювання, які ґрунтуються на положеннях механіки твердих тіл та нестационарної теплопровідності, з використанням чисельних розрахункових методів інженерного аналізу та методів вирішення задач математичної фізики.

**Наукова новизна отриманих результатів.**

Основний науковий результат полягає у науково-технічному обґрунтуванні необхідності врахування крутильних коливань валопроводу турбоагрегату при оцінці пошкодження та залишкового ресурсу металу роторів турбоустановок.

– вперше запропоновано замінювати робочі лопатки та бандажні кріплення на диски, що дозволяє раціоналізувати розрахункову модель в частині визначення критичного числа обертів;

– удосконалено розрахункову модель напружено-деформованого стану та оцінки залишкового ресурсу валопроводу турбоустановки К-200-130 для дослідження впливу крутильних коливань;

– удосконалено розрахункову модель напружено-деформованого стану та оцінки залишкового ресурсу валопроводу турбоустановки К-1000-60/3000 для дослідження впливу крутильних коливань;

– вперше проведено порівняльну оцінку пошкодження металу валопроводу турбоустановки К-1000-60/3000 внаслідок крутильних коливань, що виникають при підключенні турбогенератора до енергосистеми з грубою синхронізацією, для проектного валопроводу та валопроводу після відновлення (без одного робочого ступеня).

#### **Практичне значення отриманих результатів.**

– визначено вплив крутильних коливань на напружено-деформований стану валопроводу турбоагрегату К-200-130 блоку №3 Курахівської ТЕС;

– визначено вплив крутильних коливань на напружено-деформований стану валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ХАЕС;

– оцінено вплив відсутності робочих лопаток 5-го ступеня ротора ЦВТ турбоустановки К-1000-60/3000 на пошкодження металу внаслідок асинхронного включення турбогенератора;

– показано необхідність проведення експериментально-розрахункових досліджень з метою уточнення реактивного крутного моменту на роторі турбогенератора при його асинхронних включеннях в мережу;

– продемонстровано суттєвий вплив циклічного пошкодження, що виникає внаслідок крутильних коливань, на залишковий ресурс турбоагрегату.

Результати науково-дослідної роботи щодо подовження терміну безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 впроваджено на енергоблоці №2 ХАЕС (довідка про використання результатів науково-дослідної роботи в межах договору № 37-124-08-22-17927 від 14.06.2022 р.).

**Особистий внесок здобувача.** Більшість наукових результатів, висновків та рекомендацій, що наявні в дисертації та виносяться на захист, отримано здобувачем особисто в період з 2018 по 2024 рік. Результати досліджень, що представлені в розділі 5 виконані за участі дисертанта (здобувач брав участь в дослідженні теплового стану ротора при роботі на типових режимах експлуатації). Список публікацій здобувача, що стосується теми дисертації наведено в додатку А.

У наукових працях, які опубліковані у співавторстві, внесок здобувача полягає у наступному:

– у науковій праці [1] здобувачем розроблено геометричні моделі роторів циліндра середнього тиску турбоагрегату К-200-130 і розраховано власні та критичні частоти обертання розроблених моделей;

– у науковій праці [2] здобувачем розроблено геометричні моделі роторів циліндра низького тиску турбоагрегату К-1000-60/3000 і розраховано власні та критичні частоти обертання розроблених моделей;

– у науковій праці [3] здобувачем розроблено геометричну модель валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000, розраховано значення крутних моментів при короткому замиканні, проведено моделювання крутильних коливань та досліджено напружено-деформований стан валопроводу;

– у науковій праці [4] здобувачем розраховано значення крутних моментів при асинхронному підключенні, проведено моделювання крутильних коливань та досліджено напружено-деформований стан валопроводу.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на таких конференціях:

– XVII міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 23-26 квітня 2019 р. [https://iate.kpi.ua/uploads/p\\_21\\_46257126.pdf](https://iate.kpi.ua/uploads/p_21_46257126.pdf)

– 8-а Міжнародна конференція з втоми та зношування руйнування, 26-27 серпня 2020 р. – DOI: [https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7\\_39](https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7_39)

– XVIII міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 21-24 квітня 2020 р. [https://iate.kpi.ua/uploads/p\\_21\\_75795270.pdf](https://iate.kpi.ua/uploads/p_21_75795270.pdf)

– XIX міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 20-23 квітня 2021 р. [https://iate.kpi.ua/uploads/p\\_21\\_54259438.pdf](https://iate.kpi.ua/uploads/p_21_54259438.pdf)

– XX міжнародна науково-практична конференція молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 25-28 квітня 2023 р. [https://iate.kpi.ua/uploads/p\\_21\\_89484232.pdf](https://iate.kpi.ua/uploads/p_21_89484232.pdf)

– XIX міжнародна науково-технічна конференція «Енергетичні та теплоенергетичні процеси й устаткування», Харків, 21-22 грудня 2023 р.

**Публікації.** За результатами проведеного дослідження опубліковано 10 наукових праць, 1 з яких проіндексована наукометричною базою SCOPUS, 4 статті у наукових фахових виданнях України, 6 публікацій – тези доповідей в збірниках праць міжнародних науково-практичних конференцій.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації становить 152 сторінки, з них 135 сторінок основного тексту, в т.ч. 57 рисунків на 25 сторінках, 7 таблиць на 3 сторінках, список використаних джерел зі 105 найменувань на 13 сторінках і 2 додатки на 4 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

### ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

#### 1.1. Стан та залишковий ресурс паротурбінного обладнання електричних станцій

В Україні основна частка генерації електроенергії забезпечується традиційними джерелами, до яких належать атомні, теплові та гідроелектростанції. Проте, з кожним роком альтернативні джерела енергії набувають все більшої популярності. Вони використовують енергію сонця, вітру, біомаси, геотермальну енергію та інші. В 2019 році частка енергії у вітчизняній енергогенерації, що виробилася за рахунок відновлювальної енергетики становила 3,7 % [1].

Паротурбінні електростанції є одними з найважливіших енергогенеруючих об'єктів. Вони забезпечують стабільне електропостачання побутових та промислових споживачів. Безперебійна та ефективна робота електричних станцій залежить від стану їх обладнання. Однак при роботі обладнання, в їх елементах виникають та накопичуються пошкодження, що можуть впливати на ефективність та безпеку всієї станції. Тому дослідження стану та залишкового ресурсу обладнання електричних станцій є критично важливим завданням для забезпечення ефективності та надійності їх роботи.

Скориставшись публічною інформацією Міністерства енергетики та вугільної промисловості України, можна проаналізувати стан роботи електроенергетичного комплексу за 2020 рік. Основну частку в загальному виробітку за 12 місяців 2020 року складає виробіток електроенергії на АЕС – 51,2 %, вклад ТЕС та ТЕЦ в загальну генерацію – 35,2 %, а виробіток ГЕС та ГАЕС – 5,1 %. При цьому виробництво електроенергії альтернативними джерелами, такими як ВЕС, СЕС та біомасою за 12 місяців 2020 року склало 7,3 %. За 12 місяців 2019 року частка виробітку АЕС, ТЕС та ТЕЦ і ГЕС та ГАЕС складала відповідно 53,9 %, 36,2 % і 5,1 % [2].

На етапі проектування паротурбінних установок, що продовжують експлуатуватися до сьогодні часу, парковий ресурс призначався опираючись на експериментальні дослідження повзучості та тривалої міцності металів. На основі результатів даних досліджень неможливо було зі 100 відсотковою вірогідністю розрахувати ресурс установок. Причиною цього слугував відносно короткий проміжок часу самого дослідження (порівняно з терміном експлуатації парових турбін) [3].

В джерелі [3] зазначається, що при виборі коефіцієнту запасу міцності використовують величину максимальних напружень, що в умовах впливу повзучості призводить через відносно короткий термін (в порівнянні із загальним терміном експлуатації) до зниження максимуму напружень, призводячи тим самим до збільшення прийнятого початкового запасу міцності.

В [4-7] наводиться інформація про парковий ресурс парових турбін, який відповідно становить:

- К-800-240 ЛМЗ – 150 тис. год., допустима кількість пусків 400;
- К-200-130 і К-300-240 ЛМЗ – 220 тис. год., при цьому допустима кількість пусків 800;
- К-300-240 Турбоатом – 200 тис. год., при цьому кількість допустимих пусків 600;
- Т-250/300-240 УТМЗ – 220 тис. год.

В [8-9] автори наводять оцінку загального стану енергетичного обладнання українських та іноземних електричних станцій. Через недостатнє фінансування вітчизняної енергетичної галузі доводиться експлуатувати фізично та морально застаріле обладнання. Що призводить до завищеної питомої витрати палива та екологічного забруднення. Автори зазначають, що 74 діючих енергоблоків ТЕС України номінальною потужністю 150-800 МВт знаходяться на межі перевищення паркового ресурсу (220 тис. год).

Проаналізувавши [4-9] стає очевидним, що експлуатаційний ресурс більшості українських енергоблоків ТЕС та АЕС закінчується. При цьому,

заміна діючого обладнання енергооб'єктів повинна виконуватись на основі комплексних техніко-економічних розрахунків. То ж необхідно виконати оцінку залишкового ресурсу енергогенеруючого обладнання електричних станцій і з метою раціонального використання фінансових коштів розробити стратегію технічного переозброєння турбоустановок електричних станцій.

В умовах недостатнього фінансування енергетичної галузі, найкращий спосіб реновації теплових та атомних електростанцій – це продовження експлуатаційного ресурсу їх основного обладнання. Комплексний підхід до вирішення даного питання дозволить збільшити термін надійної та ефективної експлуатації енергетичних об'єктів без значних матеріальних і фінансових затрат. Подальша доля енергетичного обладнання ТЕС з початковим тиском пари 13-24 МПа і температурою 540-560 °С (продовжувати термін експлуатації ще на 50-100 тис. год., або замінювати його на нове) повинна базуватись на основі техніко-економічних розрахунків і правильній оцінці залишкового ресурсу даного енергогенеруючого обладнання [4, 8].

Величезний вплив на залишковий ресурс здійснюють експлуатаційні режими роботи енергоблоків ТЕС [10-12]. А саме використання блоків, які проектувалися для покриття базового навантаження, в маневрових режимах. Причиною цього є нестача діючих маневрових потужностей [12].

Для забезпечення надійної та ефективної роботи енергосистеми країни, енергоблоки, що покривають базові навантаження в загальній генерації повинні становити 50-55 %, напівпікові – 30-35 %, а пікові потужності – 15 % [13-15]. Натомість високоманеврові пікові потужності (ГЕС і ГАЕС) становлять лише 10,1 % із необхідних 15 %. Енергоблоки ТЕС встановленою потужністю 100-150 МВт, які можуть ефективно використовуватися в якості маневрових напівпікових потужностей становлять 18 % проти 30-35 %. Для покриття дефіциту напівпікових джерел електроенергії в об'єднаній енергосистемі поряд з пилувугільними енергоблоками ТЕС потужністю 100 та 150 МВт експлуатуються пилувугільні блоки потужністю 200 – 300 МВт,

які для цього не призначені [12, 16]. При їх проектуванні закладалися експлуатація в базовому режимі.

В [12] автори дослідили вплив роботи енергоблоків потужністю 200-300 МВт у маневровому режимі та розраховали прогнозований залишковий ресурс обладнання у режимі нормальної експлуатації та режимі щоденного пуску-зупинки. Дане дослідження показало, що в маневровому режимі експлуатації енергоблоків швидкість старіння обладнання зростає у 3-8 разів. Тому, враховуючи поточний стан енергетичного обладнання, робота у маневровому режимі є не бажаною і потребує розробки спеціальної нормативної бази, оскільки значно зношує наявні основні фонди [12, 17].

Підсумовуючи вище сказане, очевидно, що основне енергетичне обладнання ТЕС та АЕС знаходиться в незадовільному стані, а його експлуатація в непередбачених для цього режимах є неприпустимою. Тому питання дослідження та подовження залишкового ресурсу з останнім часом набуває все актуальнішого значення.

## **1.2. Вплив циклічного навантаження на втомну пошкоджуваність матеріалів**

В процесі експлуатації машин та механізмів в їх деталях виникають змінні в часі напруження. Тривала їх дія призводить до накопичення втомного пошкодження в матеріалі. Даний процес є тривалим, поступово накопичуючись, пошкодження призводять до зародження та розвитку тріщин, що в кінцевому результаті призведе до руйнування деталі [18-20].

Даний процес називають втомою матеріалів, а властивість матеріалу протистояти втомі – витривалістю.

Втомне руйнування матеріалу відбувається за напружень значно нижчих, ніж напруження, які призводять до руйнування внаслідок статичного навантаження. При цьому, напруження руйнування не перевищують границю міцності та текучості [20]. З чого можна зробити

висновок, що результати експериментальних досліджень які отримані при статичному навантаженні некоректно використовувати для характеристики металу, що працює в умовах змінних динамічних навантажень.

Для дослідження втомного пошкодження металів використовують криву Веллера в широкому діапазоні напружень, яка характеризується відношенням між амплітудою напружень і кількістю циклів до руйнування. Якщо пошкодження металу спостерігається при кількості циклів навантаження до  $10^4$ , то таку втому прийнято називати малоцикловою. Руйнування матеріалу по механізму багатоциклової втоми відбувається при кількості циклів  $10^4$  та більше [20, 21].

В [22] наводиться, що верхня межа витривалості становить  $10^8$  циклів, де в діапазоні напрацювань  $10^7$ – $10^8$  циклів за умови симетричного навантаження не відбувається руйнування досліджуваних зразків. В даному випадку межа витривалості матеріалу позначається як  $\sigma_{-1}$ .

Проте численні дослідження показують, що метали здатні витримувати до  $10^{10}$  циклів навантаження при напруженнях менших за  $\sigma_{-1}$ . Даний діапазон довговічності називається над-багатоцикловою втомою [23-25]

Оцінка опору втомі матеріалів деталей, що працюють в умовах складного циклічного навантаження, є досить складним завданням. Тому на даний момент не існує загальної теорії яка дозволяла б оцінити опір втомі з достатньою точністю. Тому вчені та інженери вирішують дану задачу на основі експериментальних даних.

Тож в даний момент питання оцінки впливу змінних в часі навантажень на механічні властивості матеріалу деталей та вузлів машин набуває все актуальнішого значення. Нажаль, загальної теорії, що дозволяла б оцінювати вплив циклічних навантажень на довговічність конструкцій, немає. У випадку нестационарного навантаження, фізико-механічний вплив на об'єкт змінюється у часі, тим самим створюючи велику множину компонентів тензору напружень, змінних за абсолютним значенням величини. Це

призводить до зміни напрямків та зсуву фаз в часі основних осей тензору напружень. Перелічені вище фактори призводять до того, що однозначне вирішення задачі загальної теорії руйнування від втоми в умовах циклічного навантаження стає неможливим.

### **1.2.1. Вплив малоциклової втоми на довговічність матеріалів**

В індустріальних країнах, близько 80% від загального виробітку електроенергії припадає саме на атомні та теплові електричні станції. Спостерігається тенденція постійного підвищення початкових параметрів робочого тіла. Це дозволяє збільшити потужності та коефіцієнт корисної дії (ККД) агрегатів [26-28].

Парові турбіни критичного та надкритичного тиску працюють в складних технологічних умовах. Температура гострого пару становить 500-560 °С та відповідно тиск 8,8-23,5 МПа [29]. Робота паротурбінних установок з такими параметрами пару в циліндрі високого тиску призводить до протікання процесів повзучості та структурних перетворень металу, що в свою чергу викликає деградацію властивостей сталі [29-31].

З метою уповільнення повзучості металу внутрішніх поверхонь роторів циліндрів високого та середнього тисків, починаючи з 1967 р. блоки надкритичного тиску почали експлуатувати на гострому пару з початковою температурою 540 °С. На етапі проектування даних агрегатів закладалася температура в 565 °С [30].

Ресурс високотемпературних елементів, які працюють в складних експлуатаційних умовах, визначає ресурс всієї турбоустановки. Параметри пару та потужність турбоагрегату слугують для призначення паркового ресурсу заводами, що виготовлюють дане енергетичне обладнання. У відповідності з [4], парковий ресурс для турбоагрегатів К-200-130 і К-300-240 ПАТ ЛМЗ становить 220 тис. год. та кількість пусків 800; турбоагрегатів К-800-240 ПАТ ЛМЗ становить 150 тис. год. та кількість пусків 400;

турбоагрегатів К-300-240 ПАТ «Турбоатом» становить 200 тис. год. та кількість пусків 600; турбоагрегатів Т-250/300-240 УТМЗ становить 220 тис. год. та кількість пусків 800.

Причиною введення обмежень по кількості пусків турбоагрегатів є той факт, що при пусках відбувається зміна температурного стану металу, тим самим призводячи до появи температурних напружень. Дані напруження по величині перевищують межу текучості сталі, стаючи причиною зародження та розвитку тріщин в матеріалі по механізму малоциклової втоми [30, 32].

По механізму малоциклової втоми зародження та розвиток тріщин відбувається на ділянках де зміна температурного поля є найбільшою. Найчастіше тріщини виникають в концентраторах напружень, якими вважаються галтелі, проточки та різкі зміни геометрії. Пуски з холодного стану є найбільш небезпечними. Тому що, при швидкому пуску турбоагрегату, ротор та інші деталі не встигають рівномірно прогрітись, це стає причиною сильної пластичної деформації [30, 32].

З однією із гіпотез, по якій відбувається зародження тріщин по механізму малоциклової втоми можна ознайомитися в [30]. Під час пуску відбувається зміна температурного стану об'єкту. Поверхневі шари металу ротора інтенсивно прогриваються, але при цьому температура внутрішніх відносно мала. Тому в роторі виникають температурні напруження. Дані напруження призводять до пластичної деформації металу, яка супроводжується його повзучістю. Швидкість зміни теплового стану впливає на інтенсивність деформацій. Чим швидше змінюється розподіл температур в металі, тим більшими стають значення температурних напружень, а також зростає вірогідність виникнення пластичних деформацій та зародження тріщин.

Навіть при повільному прогріві всього турбоагрегату не вдається уникнути термічних напружень. Це призводить до їх накопичення в металі. Після виходу турбіни на номінальний режим залишкові напруження зменшуються. Але при багатократному повторі циклу «появи напружень –

релаксації» в матеріалі ротора з часом накопичуються пошкодження, які можуть стати причиною появи тріщин малоциклової (термічної) втоми [33].

В [30] автори наводять ще одну теорію утворення тріщин по механізму малоциклової втоми. Під час швидкого пуску турбіни у шарах металу ротора, в поперечному перерізі, спостерігається нерівномірний прогрів. Внутрішня поверхня вала прогрівається значно повільніше ніж зовнішня, в результаті чого у внутрішніх шарах виникають розтягуючі зусилля, а у поверхневих стискаючі. Не варто також забувати про напруження від впливу відцентрових сил. Спільна дія даних зусиль при швидкому пуску парової турбіни з холодного стану, призводить до появи в проточках наднормових механічних напружень. Дані явища призводять не лише до зародження тріщин, а й стають причиною крихкого руйнування усього валопроводу, в разі досягнення тріщиною критичної величини.

При технічному огляді роторів складно діагностувати тріщини в металі на стадії зародження. Тому, впродовж експлуатації їх розмір та відповідна вірогідність поломки тільки зростає. Виділяють декілька етапів процесу розвитку тріщин [30]:

– внаслідок дії малоциклової втоми тріщина зароджується та “проростає” на незначну глибину (декілька міліметрів); при спільній дії різних типів циклічного навантаження тріщини можуть розвиватись на значну глибину (близько 10 мм).

– при глибині тріщини близько 25 мм, подальше її розростання може відбуватися вже внаслідок дії багатоциклових крутильних та згинальних зусиль. На даному етапі відбувається відносно швидкий розвиток тріщини, і багаторічний досвід експлуатації свідчить, що при цьому спостерігається посилення вібрації ротору.

Світова енергетика нараховує декілька випадків крихкого руйнування частин парових турбоагрегатів внаслідок розвитку тріщин. Однак такі інциденти мають катастрофічні наслідки. Найбільшу небезпеку становить руйнування валопроводу турбіни (Каширська ГРЕС 300 МВт) [34].

У турбоагрегатів потужністю 150, 200 та 300 МВт, ресурс яких значно перевищує розрахунковий, зафіксовані випадки появи тріщин в роторах циліндрів високого та середнього тисків внаслідок малоциклової втоми [3, 35]. На думку авторів, головною причиною утворення тріщин є накопичення пошкоджень при циклічних навантаженнях, які виникають внаслідок пусків з різних теплових станів. Оскільки наразі енергоблоки, які проектувалися для покриття базового навантаження використовуються для покриття пікового та напівпікового навантаження [12, 16].

Щоб забезпечити надійну роботу турбоагрегату необхідно відслідковувати тріщини. Широкого застосування набули такі методи моніторингу тріщин як ультразвукові, рентгенівські та віброакустичні дефектоскопії. За допомогою даних методів можна аналізують не тільки поверхневі шари металу, а й весь об'єм валопроводу парової турбоустановки. Методи моніторингу дозволяють завчасно виявити розміщення, розмір та форму дефектів (раковини, пустоти, тріщини) [36-38].

В джерелах [39, 41] наводиться декілька методів, які дозволяють зменшити залишкові напруження, що виникають внаслідок дії термічної втоми. До одного з таких методів відносять розточку теплових канавок роторів циліндрів високого та середнього тиску [40]. Даною процедурою знімають поверхневі шари матеріалу у яких присутня значна пластична деформація. Також це дозволяє зменшити кількість вже зароджених тріщин. Проте наведений вище метод не є панацеєю. Оскільки кожного разу буде зніматися поверхнева частина металу, тим самим зменшуючи його товщину, а отже і надійність турбоагрегату в цілому також.

## **1.2.2. Вплив багатоциклової втоми на втомну пошкоджуваність матеріалів**

### **1.2.2.1. Згинальні коливання, як одна із причин утворення тріщин**

Точне балансування валопроводу турбоагрегату дозволяє зменшити імовірність появи вібрацій та резонансу турбоустановки [42]. При цьому величини згинальних напружень валопроводу в діапазоні частот експлуатації є незначними та визначаються лише силою ваги самих роторів. Дослідження [43] показало, що за наявності анізотропного підшипника, траєкторії руху точок осі роторів є замкнутими кривими, близькими до кола. При такій геометрії орбіти динамічні напруження, що виникають в матеріалі є мінімальними.

Неточне балансування ротору обертових машин призводить до його прогину, при цьому переважно зростають статичні напруження. Вони призводять до зростання динамічних реакцій опор, тим самим призводячи до посилення вібрації [26, 44, 45].

Експлуатація недостатньо збалансованого валопроводу в області резонансу (критичної частоти обертання) призводить до появи високих динамічних напружень. Одним, з найбільш небезпечних є випадки сильного раптового розбалансування ротору внаслідок руйнування, або вильоту однієї робочої лопатки чи частини диску. Також спостерігаються наднормові динамічні напруження при вибіганні ротора з одночасним проходженням критичних частот. Навіть відносно незначна анізотропність опор в момент проходження критичних частот обертання призводить до розшаруванням власних частот по кожній з форм в напрямках мінімальної і максимальної жорсткості (переважно, вони не співпадають з поперечним і вертикальним напрямками). При цьому, геометричні форми орбіт прецесії валопроводу парового турбоагрегату (переміщення точки геометричного центра валу в

площині перпендикулярній головній осі) є чітко вираженими еліпсами. Динамічні напруження, що виникають при цьому, становлять особливу небезпеку, оскільки призводять до інтенсивного зародження та розвитку тріщин, а в найгіршому випадку – до крихкого руйнування ротору [43].

Найбільша вірогідність появи втомних тріщин в концентраторах напружень. До таких зон в роторах парових турбін можна віднести осьовий канал, термокомпенсуючі канавки, обод дисків з пазами для хвостових лопаток та шпоночні канавки [46-50].

Металургійні дефекти можуть стати причиною зародження тріщини та руйнування ротора. Яскравим прикладом є аварія на енергоблоці «Галатин» (США) потужністю 225 МВт, яка відбулася 19 червня 1974р. При пуску турбоагрегату з холодного стану відбулося крихке руйнування ротора середнього-низького тиску при частоті обертання 3400 об/хв. (номінальна 3600 об/хв.). Ротор розламався на 30 частин. Турбоагрегат налічував 183 пуски з гарячого та 105 пусків з холодного стану. При цьому загальне напрацювання енергоблоку становило 106 тис. год. Причиною катастрофічної аварії став ливарний дефект з боку осьового каналу. На етапі виготовленні неруйнівний контроль на даній ділянці не здійснювався [51].

В енергетиці спостерігається масова пошкоджуваність роторів циліндру низького тиску теплофікаційних турбін типу Т-175 і ПТ-135. Однією з причин зародження тріщин в низькотемпературних роторах паротурбінних установок є згинальні коливання [51-53].

Згинальні коливання, що виникають при штатних та аварійних режимах експлуатації енергоблоків призводять до пошкодження металу роторів. Тому для розрахунку залишкового ресурсу турбоагрегатів, а особливо тих, що вже напрацювали парковий ресурс потрібно удосконалювати методики розрахунку впливу даних коливань на втомну пошкоджуваність металу.

### **1.2.2.2. Вплив КК на зародження та розвиток тріщин у металі валопроводу турбоустановок**

Енергетика налічує декілька аварійних ситуацій на паротурбінних установках, що виникли внаслідок накопичення втоми від циклічного кручення в металі валопроводу. Яскравим прикладом є руйнування турбоагрегату потужністю 300 МВт на Каширській ГРЕС в 2002 році. Дослідження [34] приводить докази, що найімовірніше аварія сталася через накопичення пошкодження в матеріалі ротору внаслідок дії крутильних коливань.

На українських енергоблоках проводиться моніторинг тільки поперечних коливань валопроводу, проте він не дозволяє виявити тріщини. Контроль крутильних коливань, який дозволяє виявити тріщини в металі, на діючих енергоблоках не здійснюється.

До основних із типів коливань роторів парових турбін належать перехідні коливання. Вони з'являються внаслідок задівання рухомими частинами валопроводу статора турбоустановки, змінного реактивного крутного моменту з боку електрогенератора, раптового дисбалансу валопроводу та землетрусів. Змінні крутні моменти стають причиною малоциклової та багатоциклової втоми. Найчастіше через несинхронне включення генератора в енергомережу та короткі замикання виникають крутильні коливання з небезпечною амплітудою, що призводить до появи змінних динамічних напружень [54-56].

При нештатній ситуації, коли автоматичний захист відключає генератор від мережі відбувається зміна електромагнітного моменту на його роторі. Це призводить до появи перехідних коливань в системі турбіна-електрогенератор. Внаслідок цього може з'явитися реактивний крутний момент на валопроводі турбоагрегату, який перевищить номінальний в 10-12 разів. До найбільшої інтенсивності напружень призводять трифазні короткі замикання [57, 58].

Для забезпечення надійної експлуатації парового турбоагрегату необхідно здійснювати постійний контроль за зміною реактивного крутного моменту валопроводу, особливо на ділянці між ротором турбіни та електрогенератором, а також впровадити систему безперервної оцінки циклічної пошкоджуваності металу роторів через вплив раптових динамічних крутильних коливань.

Найбільш поширені причини появи крутильних коливань валопроводів парових турбін наводяться в роботах [57-59]. Вони виникають при усіх перехідних режимах експлуатації, різних формах асиметричного навантаження, коротких замиканнях у підключених лініях енергосистеми, включенні електрогенератора з грубою синхронізацією, задіванні обертовими частинами ротора корпусу турбіни та зміні електромагнітного моменту на роторі генератора. В останньому випадку, крутильні коливання валопроводу виникають внаслідок дисбалансу між механічним крутним моментом на роторах турбіни, що створюється потоком пару, та силою електромагнітного опору генератора.

Особливу увагу потрібно приділяти явищу підсинхронного резонансу. Воно виникає коли механічні крутильні коливання валопроводу турбоагрегату входять в резонанс з електромагнітними коливаннями в енергосистемі. Інтенсивність даних напружень є відносно не великою. Проте якщо вони циклічно повторюються впродовж тривалого терміну експлуатації, то призводять до накопичення пошкоджень в матеріалі валопроводу по механізму багатоциклової втоми [34, 58].

Системи моніторингу на діючих енергоблоках не дозволяють однозначно виявити ділянки зародження та розвитку тріщин в процесі експлуатації, які виникають внаслідок крутильних коливань. Численні дослідження крутильної втоми підтверджують її суттєвий вплив на пошкоджуваність металу та залишковий ресурс турбоустановок [55, 59-60]. Тому необхідно активно впроваджувати засоби контролю за крутильними коливаннями на діючих енергоблоках. Для забезпечення достатньої точності

моніторингу потрібно встановлювати вимірювальні пристрої на декількох ділянках поперечного перерізу валопроводу [59, 61].

До основних чинників, які спричиняють появу вимушених крутильних коливань роторів турбоагрегатів належать:

- раптові КЗ на головних магістралях електричною напругою 20 кВ, що з'єднують електрогенератор та трансформатор, або на шинах 220 кВ. Двофазні та трьохфазні короткі замикання на даних ділянках, за умови якісного налаштування валопроводу від зворотної (50 Гц) та подвійної зворотної (100 Гц) частот, призводять до появи крутного моменту між ротором циліндра низького тиску та ротором електрогенератора, що перевищує номінальний в 4-6 разів [26];

- підключення генератора до мережі з грубою синхронізацією призводить до появи бігармонійних коливань валопроводу. При цьому спостерігається значне збільшення крутного моменту в області напівжорсткої муфти між ЦНТ і генератором [55, 62];

- взаємодія генератора з лініями електропередач постійного струму [63];

- зміна електричного навантаження в зовнішній енергомережі. Дослідження крутильних коливань валопроводів ТА за допомогою фазохронометричних вимірювань реєстрували раптові швидкоплинні процеси навіть на стаціонарному режимі експлуатації, які виникали внаслідок зміни електричного навантаження в зовнішній енергосистемі. Вони схожі на ті, що виникають при недостатній (грубій) синхронізації генератора [64];

Стає очевидним, існує значна кількість різноманітних чинників, що призводять до появи крутильних коливань. Вони можуть бути як механічного так і електричного характеру. Особливу увагу необхідно приділяти ділянці валопроводу між паровою турбіною та електрогенератором, оскільки там виникають найбільші напруження.

Швидкохідні парові турбіни К-1000-60/3000, що встановлені на атомних енергоблоках мають декілька критичних частот, які лежать нижче робочої частоти обертання. Це створює певну складність при пусках та відлаштуванні валопроводу від крутильних резонансів. При пусках, через недостатню синхронізацію генератора з енергосистемою виникають значні крутильні напруження.

### **1.3. Моніторинг пошкоджуваності металу роторів парових турбін**

Моніторинг широкого спектру показників дозволяє виявляти дефекти в металі на ранній стадії та спрогнозувати їх подальший розвиток [65-67]. Це дозволяє значно зменшити імовірність появи аварійних ситуацій на об'єкті діагностики.

Одним із методів моніторингу пошкоджуваності обертового обладнання безпосередньо при його експлуатації є вібродіагностика [68, 69]. Показники штатних вібродатчиків дозволяють оцінити поточний стан агрегату. Проте, зазвичай до вібродіагностики звертаються лише при виході відбροхарактеристик обладнання за допустимі значення. Так, відношення амплітуди вібрацій при роботі на холостому ході до амплітуди вібрацій при навантаженні дозволяє оцінити справність турбоагрегату [56].

В [70, 71] запропоновано метод ультразвукового контролю (УЗК) об'ємними хвилями для виявлення дефектів в металі валопроводу, а для моніторингу тріщин на внутрішній поверхні осьового каналу – методи вихрострумовеого контролю. Дані методи набувають все більшої популярності, оскільки включають в собі ряд переваг, а саме: багатопараметристь, безконтактність та має високу продуктивність.

В [72-74] наводять методи неруйнівної діагностики тріщин, які можна застосовувати під час експлуатації турбоагрегату. Так серед усіх методів неруйнівної діагностики в [73] виділяють метод акустичної емісії, який може набути широкого застосування на працюючих установках. Даний метод має

суттєву перевагу, оскільки дозволяє відслідковувати зародження та розвиток тріщини без зупинки енергоблоку.

При оцінюванні пошкодження та залишкового ресурсу об'єкту необхідно проводити комплексну діагностику деталей, однак це потребує значних матеріально-технічних та часових затрат.

Наведені вище традиційні методи неруйнівного контролю не відповідають сучасним вимогам моніторингу стану енергетичного обладнання. Вони не забезпечують сто відсоткове виявлення дефектів в металі обладнання на ранньому етапі їх зародження та розвитку.

Одним із основних завдань турбогенератобудування є забезпечення надійної та ефективної роботи турбоагрегатів на всіх режимах експлуатації. Ротори ЦВТ та ЦСТ парових турбін великої потужності працюють в складних експлуатаційних умовах. Тому для забезпечення надійної та довговічної роботи турбоагрегату необхідно проводити постійний моніторинг теплового та напружено-деформованого стану роторів [51, 70]. Здійснювати безпосередній контроль за термонапруженим станом роторів на працюючих об'єктах не є можливим, тому в основному використовуються засоби фізичного та математичного моделювання. Використання термометричних зондів, що встановлюються на внутрішній поверхні циліндра парової турбіни є найкращим прикладом такого моделювання. Загальновідомий факт, що градієнт температур пропорційний градієнту напружень [75-77]. Тому для оцінки напружень в металі ротора турбоагрегату використовують термопари, за допомогою яких вимірюють різницю температур у відповідних точках [78-79]. При цьому, конструкція зонду та його форма вибирається таким чином, щоб максимально точно визначити розподіл температур на найбільш термонапруженій ділянці.

Виробники парових турбін великої потужності обладнують свої робочі циліндри широким спектром датчиків моніторингу, зокрема термометричними зондами. Дані засоби контролю призначені для моніторингу напружено-деформованого стану турбоагрегату, є невід'ємною

частиною датчиків пускових та перехідних режимів, а також на основі їх даних функціонують лічильники напрацьованого ресурсу турбоагрегату.

Термометричні зонди вже протягом тривалого часу використовуються в якості засобів експлуатаційного контролю за станом прогрівання металу роторів. Це дозволяє визначати розподіл деформацій та напружень по його об'єму. Моніторинг розподілу температурних полів парової турбоустановки при пускових режимах, забезпечує достатньо високу точність та достовірність визначення напружено-деформованого стану валопроводу турбоагрегату. Але на перехідних режимах (скидання, або набирання навантаження, різкі коливання температур робочого середовища) присутня значна похибка розрахунку, що досягає 30 %.

Неточність вище розглянутого методу контролю та автоматизованого управління роботою парової турбіни не забезпечує необхідну достовірність отриманих результатів при не стаціонарних режимах експлуатації [73, 80]. Тому, необхідно удосконалювати вже існуючі та розробляти нові методи контролю та прогнозування термо-напруженого стану об'єкту моніторингу.

Методи математичного моделювання дозволять отримати на порядок точніші дані стосовно напружено-деформованого стану ротора в процесі його експлуатації, чого не можуть забезпечити методи фізичного моделювання, такі як ультразвукова та віброакустична дефектоскопія. Впровадження методів математичного контролю не потребує зміни конструкції парової турбіни, тому що в якості вхідних параметрів для моделювання використовуються параметри, що вже вимірюються на працюючих турбоагрегатах. Наприклад, температура та тиск робочого пару в циліндрі, а також фізико-механічні властивості металу. В даному випадку методи математичного контролю мають суттєву перевагу, оскільки можуть впроваджуватися не тільки на парових турбінах, що проектуються, а й на вже діючих установках. В той час, як впровадження термометричних зондів на існуючих турбоагрегатах потребує зміни конструкції циліндрів парових турбін.

Зручність та достовірність результатів математичних методів моделювання термонапруженого стану металу турбоагрегатів спонукає дедалі частіше впроваджувати даний метод контролю. Проектні організації та турбогенераторнобудівні заводи проводять активну модернізацію та розробку обчислювально-цифрових методів моделювання процесу прогріву та навантаження турбоагрегатів, це дозволяє розраховувати їх напружено-деформований стан.

Українські турбоагрегати теплових та атомних електростанцій не обладнані в достатній кількості засобами моніторингу за динамічними навантаженнями, які виникають внаслідок крутильних коливань валопроводу. Хоча велика кількість наукових досліджень підтверджують їх значний вплив на довговічність парових турбоустановок [26, 34, 57]. Впродовж експлуатації реактивні моменти на роторі електрогенератора здатні раптово виникати та зникати, а їх достовірне прогнозування не є можливим. Вони виникають внаслідок грубої синхронізації генератора турбоустановки та енергосистеми (асинхронне включення), короткого замикання на головних електромагістралях та субсинхронного резонансу в електричній мережі. Через такий електромагнітний вплив з боку генератора на валопроводі турбоустановки виникають круті зусилля, що здатні в декілька разів перевищувати значення крутильних моментів при стаціонарному режимі експлуатації.

На даний момент не розроблено ідеального методу моніторингу за крутильними коливаннями, який би забезпечував необхідну достовірність отриманих результатів, та дозволяв впроваджувати його на вже діючих установках без суттєвих змін конструкції турбоагрегатів. Тому на працюючих турбоустановках не проводиться контроль за даним типом коливань.

#### 1.4. Висновки до розділу

1. Вичерпання експлуатаційного ресурсу основного енергетичного обладнання енергоблоків ТЕС та АЕС України спонукає до більш детального дослідження впливу різних експлуатаційних та аварійних чинників на ресурсні характеристики енергоблоків. Це дозволить розробити певні рекомендації для їх подальшої надійної та ефективної роботи.

2. Парові турбіни працюють в умовах високих температур та інтенсивних механічних навантажень. Це зумовлює складний термонапружений стану металу турбоагрегату. Вплив експлуатаційних факторів різного роду на його напружено-деформований стан може бути як прогнозованим, так і цілком випадковим. Тому необхідно приділяти значну увагу для дослідження їх впливу на ресурсні характеристики парових турбін.

3. В проаналізованих наукових роботах недостатньо інформації, щодо результатів досліджень впливу крутильних коливань валопроводу турбоустановки на її надійність та ресурсні характеристики. Хоча це один із найвідповідальніших елементів, який працює в складних умовах динамічного навантаження та високих температур.

4. Крім досліджень безпосереднього впливу крутильних коливань валопроводу на його напружено-деформований стан, в літературних джерелах не знайдено достатньої інформації щодо визначення значень змінних реактивних моментів, які виникають на роторі електрогенератора при нештатних режимах роботи. Це значно ускладнює оцінку пошкоджень та залишкового ресурсу металу роторів турбоагрегатів.

5. Проведений аналіз стану основного обладнання енергетичного сектору демонструє, що напрацьований ресурс більшості вітчизняних енергоблоків ТЕЦ та ТЕС потужністю 100-800 МВт перевищив паркове значення, а також 12 з 15 енергоблоків АЕС вже вичерпали свій парковий ресурс. Тому є необхідним удосконалення вже існуючих та розробка нових методів прогнозування залишкового ресурсу паротурбінного обладнання.

## РОЗДІЛ 2

### ПОШКОДЖУВАНІСТЬ МЕТАЛУ ТУРБОАГРЕГАТУ ВНАСЛІДОК ДІЇ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

#### 2.1. Визначення крутного моменту на валопроводі турбіни

Валопровід парової турбіни є складною механічною системою, яка складається з масивних роторів, що з'єднані між собою муфтами різного типу (жорсткі, напівжорсткі та гнучкі). Ротори циліндрів передають вироблену паровим потоком роботу до електрогенератора у вигляді крутного моменту, де вже кінетична енергія обертання валопроводу трансформується в електричну [81, 82]. В кожному з парових циліндрів виникають різні фактори впливу як постійної так і змінної складової температурного та силового навантаження. Зокрема сюди можна віднести неоднорідність теплового потоку пари та його пульсацію.

Загальний крутний момент, що діє на валопроводі турбоагрегату визначається сумою моментів, що створюються потоком пару в кожному з робочих циліндрів (рис. 2.1). Статичний крутний момент досягає максимального значення на ділянці валопроводу між паровою турбіною і генератором та визначається за формулою [30]:

$$M_H = M_1 + M_2 + M_3, \quad (2.1)$$

де  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$  – крутні моменти на роторі циліндру високого, середнього та низького тисків.

Також крутний момент, що діє на роторі можна визначити через ефективну потужність:

$$M_{кр} = \frac{N_e}{\omega}, \quad (2.2)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність на роторі турбіни, Вт;

$\omega$  – кутова швидкість обертання ротора, рад/с.

$$\omega = 2\pi n, \quad (2.3)$$

де  $n$  – частота обертання ротора, об /хв.

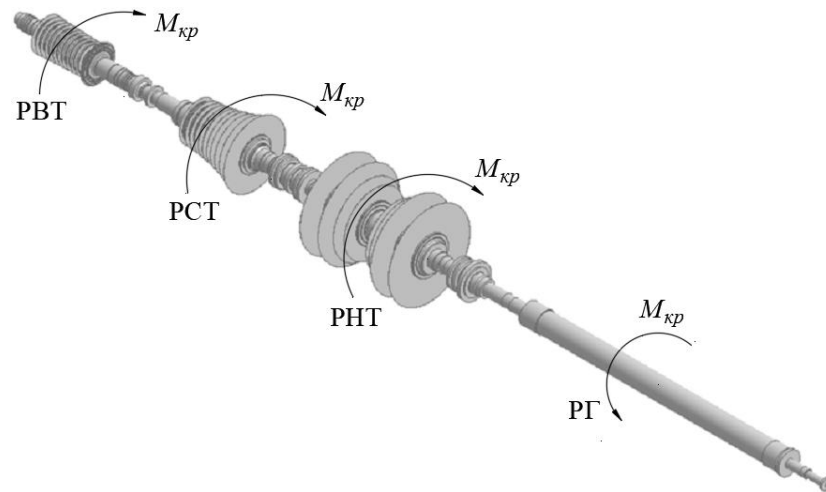


Рисунок 2.1 – Схема дії крутних моментів на роторах парової турбіни К-200-130

Крутні моменти, що створюються паровим потоком на робочому колесі кожного ступеня турбіни підсумовуються та в кінцевому перерізі через муфту передаються на ротор електрогенератора. На рис.2.2 наведено типову діаграму розподілу крутного моменту по довжині валопроводу турбоустановки.

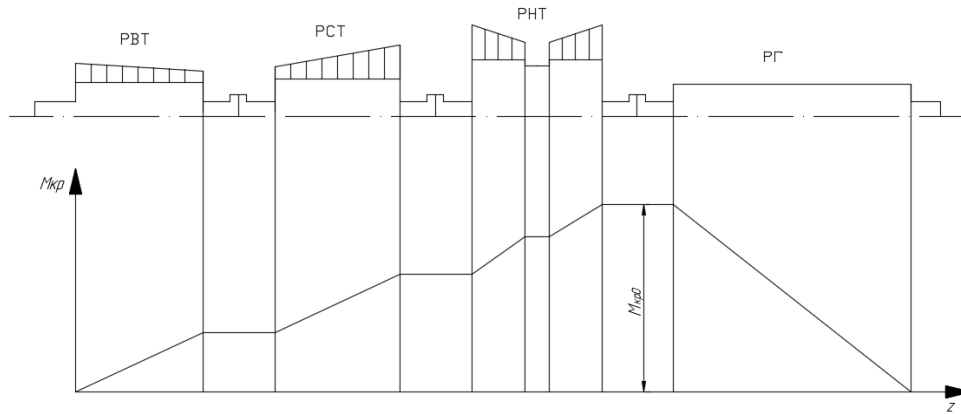


Рисунок 2.2 – Діаграма розподілу крутного моменту по довжині валопроводу турбоагрегату К-200-130 ЛМЗ

Чисельні дослідження та розрахунки демонструють, що крутний момент викликає максимальні значення дотичних напружень в області муфти між циліндром низького тиску та генератором. Відповідно величина тангенційних напружень зменшується в напрямку від ротора електрогенератора до валоповоротного пристрою, що знаходиться перед циліндром високого тиску (рис. 2.2).

Дотичні напруження на роторі парової турбіни визначаються за наступною формулою:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \quad (2.4)$$

де  $W_{кр}$  – момент опору вала під час кручення, МН·м.

$$W_{кр} = \left( \frac{\pi \cdot d_{ш}^3}{16} \right) \cdot \left( 1 - \left( \frac{d_0}{d_{ш}} \right)^4 \right), \quad (2.5)$$

де  $d_{ш}$  – діаметр шийки ротора, мм;

$d_0$  – діаметр осьового отвору ротора, мм.

Внаслідок короткого замикання, або асинхронного підключення турбогенератора до енергосистеми може виникати реактивний крутний

момент, що перевищує номінальний в 3-12 рази [54, 56, 20]. Міцність валопроводу турбоагрегату оцінюється за номінальними дотичними напруженнями при нештатній ситуації (коротке замикання, асинхронне підключення) в найбільш навантажених шийках роторів (шийки підшипників між паровою турбіною та електрогенератором). Коефіцієнт запасу міцності металу роторів визначають за критерієм короткочасної міцності:

$$n_s = \frac{\tau_s}{\tau_n^{k3}}, \quad (2.6)$$

де  $\tau_n^{k3}$  – номінальні дотичні напруження на небезпечній ділянці валопроводу при короткому замиканні.

Досвід експлуатації парових турбін свідчить, що циклічна дія перехідних крутильних коливань може призвести до утворення втомних тріщин у місцях концентрації напружень. Тому недостатньо оцінювати міцність валопроводів тільки за критерієм  $n_s$ .

## **2.2. Визначення крутного моменту на електрогенераторі при перехідних режимах роботи турбоагрегату**

Під час роботи енергоблоку на генераторі часто спостерігаються перехідні процеси. Вони виникають внаслідок різких змін роботи, таких як набирання та скидання навантаження, короткі замикання в електромережах, розмикання та замикання електричних кіл обмоток та асинхронні підключення генератора до електромережі. Перехідні процеси здатні призвести до накопичення пошкодження та руйнування турбоагрегатів. Тому дослідження поведінки турбогенераторів при даних режимах роботи має велике практичне значення.

Процеси, які виникають в електрогенераторі на перехідних режимах експлуатації є дуже складними та недостатньо вивченими. Для їх опису

використовують складні диференціальні рівняння, тим самим значно ускладнюючи їх детальний розрахунок.

Для розрахунку напруженого стану пружної системи при крутильних коливаннях, що виникли внаслідок сплеску реактивного крутного моменту на роторі електрогенератора використовують систему диференціальних рівнянь у матричній формі:

$$[I]\{\ddot{\varphi}\} + [D]\{\dot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{M\}F(t) \quad (2.7)$$

де  $[I]$  – матриця моментів інерції дисків;

$[D]$  – матриця демпфування;

$[K]$  – матриця жорсткості;

$\{M\}$  – вектор моментів;

$F(t)$  – функція опису крутного моменту;

$\{\varphi\}$  – вектор кута повороту дисків.

При коротких замиканнях на ротор електрогенератора починають діяти значні електромагнітні крутні моменти, які можуть в 3-12 разів перевищувати значення крутного моменту при номінальному режимі роботи. Тривалість їх дії має випадковий характер та може становити 0,01-0,26 с. Величина реактивного крутного моменту, що виникає при короткому замиканні залежить від його типу та тривалості дії.

Величина крутного моменту на роторі електрогенератора в разі короткого замикання визначається за наступною залежністю:

$$M_{KP} = M_{EG} + M_P, \quad (2.8)$$

де  $M_{EG}$  – статичний крутний момент електрогенератора, що зумовлений його електромагнітним опором;

$M_P$  – реактивний крутний момент, що виникає на роторі електрогенератора внаслідок короткого замикання.

Таким чином, сумарний крутний момент, що виникає на валопроводі між паровою турбіною та генератором в разі короткого замикання складається з номінального моменту та змінного електромагнітного. Остання складова і викликає крутні коливання всього валопроводу турбоустановки.

Для розрахунку додаткового гальмівного (реактивного) моменту на роторі електрогенератора, що виникає при коротких замиканнях використовують наступну залежність [83]:

$$M_P = M_H(a_0 + a_1 \sin(\omega t) + a_2 \sin(2\omega t)), \quad (2.9)$$

де  $M_H$  – номінальний крутний момент;

$a_0, a_1, a_2$  – безрозмірні коефіцієнти, які залежать від типу короткого замикання та типу генератора;

$\omega$  – кутова швидкість обертання ротора, рад/с;

$t$  – тривалість дії короткого замикання.

При трьохфазному короткому замиканні  $a_2 = 0$ . Тоді залежність (2.9) набуває наступного вигляду:

$$M_P = M_H(a_0 + a_1 \sin(\omega t)) \quad (2.10)$$

Реактивний крутний момент на роторі генератора, що спричинений трьохфазним коротким замиканням розраховано по залежності (2.10) та зображено на рис. 2.3.

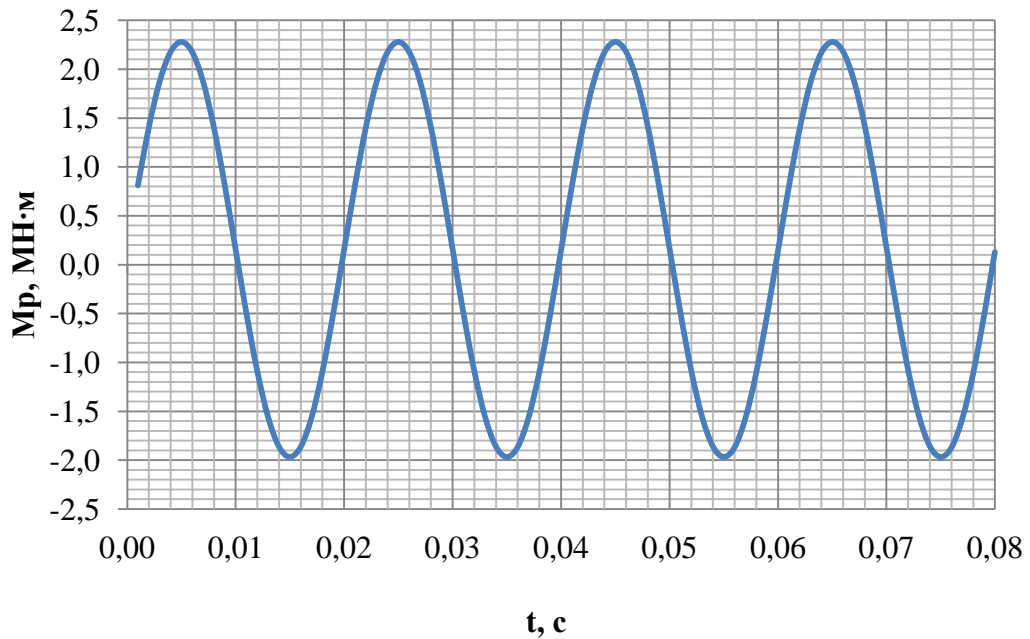


Рисунок 2.3 – Реактивний крутний моменту при трьохфазному короткому замиканні

Після ремонтних, профілактичних чи аварійних зупинок турбоагрегату здійснюється повторне включення електрогенератора в мережу. Підключення турбогенератора може бути успішним, або не успішним. У випадку успішного підключення генератора до електромережі реактивний момент на роторі, що виник внаслідок включення поступово згасає. У випадку ж невдалого підключення виникають інтенсивні вібрації турбоагрегату, тому електрогенератор відключають від мережі, внаслідок чого миттєво зникає реактивний момент та вібрації турбіни. Цей випадок називають асинхронним включенням. Повторну синхронізацію та включення турбогенератора до мережі проводять до тих пір поки вони не будуть успішними [84].

При асинхронних включеннях на роторі електрогенератора виникає реактивний електромагнітний момент, що в декілька разів може перевищувати номінальний крутний момент. Він залежить від величини кута зсуву фаз між векторами напруги в електромережі та векторами електрорушійної сили генератора [84].

Величина крутного моменту на роторі електрогенератора в разі асинхронного включення визначається за наступною залежністю:

$$M_{KP} = M_{EG} + M_P \quad (2.11)$$

де  $M_{EG}$  – номінальний крутний момент електрогенератора, що зумовлений його електромагнітним опором;

$M_P$  – реактивний крутний момент, що виникає на електрогенераторі внаслідок його підключення до електричної мережі з неточною синхронізацією.

На рис. 2.4 показано часові закономірності зміни відносного значення реактивного крутного моменту в часі, в залежності від кута зсуву фаз (кута синхронізації) ( $\theta$ ) при асинхронному включенні турбогенератора ТГВ-200 до електричної мережі напругою 110 кВ [84].

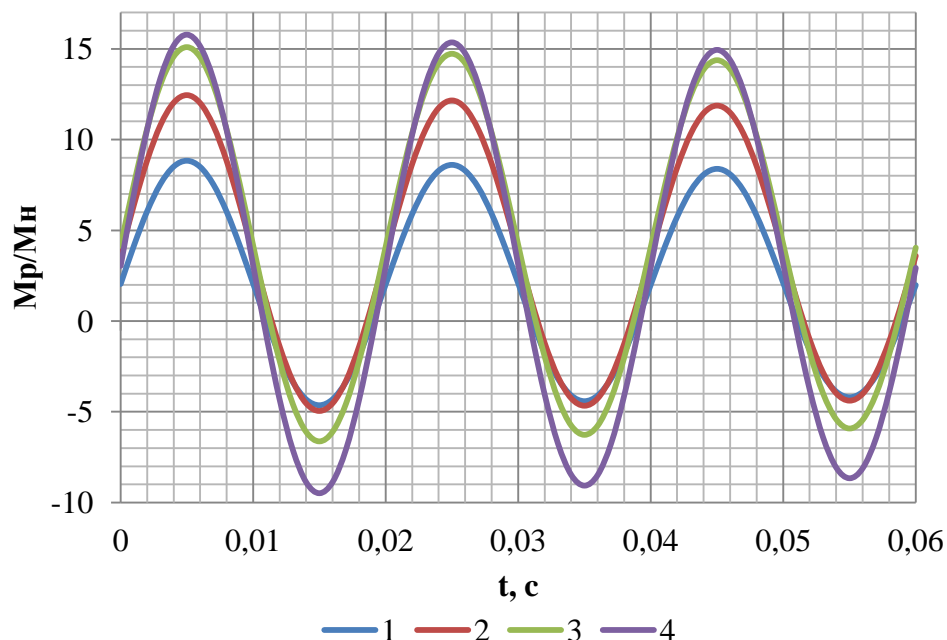


Рисунок 2.4 – Залежність відносного значення реактивного крутного моменту: 1 –  $\theta=30^\circ$ ; 2 –  $\theta=60^\circ$ ; 3 –  $\theta=90^\circ$ ; 4 –  $\theta=120^\circ$  [84]

Після припинення дії реактивного крутного моменту, що виник внаслідок нештатної ситуації (коротке замикання, включення генератора в електромережу з грубою синхронізацією) вільні коливання валопроводу поступово згасають. В першу чергу, згасання енергії вимушених коливань відбувається завдяки демпфуючим властивостям матеріалу роторів турбоагрегату.

Демпфування – це здатність системи поглинати та розсіювати енергію коливань. Розрізняють декілька видів демпфування: демпфування в матеріалі, в'язке демпфування та демпфування в контактуючих елементах (демпфування тертям) [85-87].

Демпфування в матеріалі забезпечується завдяки складній міжмолекулярній взаємодії всередині нього. При цьому підведена енергія поглинається матеріалом та виділяється у вигляді теплоти. В'язкий тип демпфування забезпечується розсіюванням енергії при русі системи в рідкому, парогазовому, або газовому середовищі. У випадку демпфування тертям енергія системи гаситься за рахунок ковзання частин об'єкту. При цьому підведена енергія коливань зменшується через втрати на тертя, виділяється у вигляді шуму та теплоти.

Особливу актуальність демпфуючі властивості системи набувають при резонансних коливаннях. Так численні дослідження та розрахунки підтверджують той факт, що амплітуда коливань є прямо пропорційною збуджуючій силі, але обернено пропорційною демпфуючим характеристикам об'єкту [56].

### **2.3. Втома матеріалу**

Втома матеріалу – це ослаблення міцності матеріалу внаслідок поступового накопичення пошкодження під впливом змінних (у більшості випадків циклічних) напружень. За певний час внаслідок зміни механічних

властивостей та розвитку тріщин відбувається руйнування деталі (рис. 2.5). Даний тип руйнування називають втомним [74].

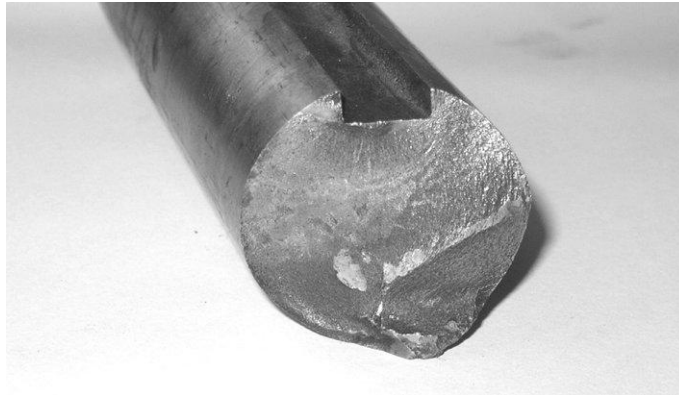


Рисунок 2.5 – Розлам валу внаслідок розвитку тріщини

Для усіх матеріалів виділяють таке максимальне напруження циклу, при якому не відбувається накопичення пошкоджень навіть при необмеженій кількості циклів. Тому змінні напруження, що виникають при крутильних коливаннях валопроводу не завжди призводять до його втомного руйнування.

При розрахунках втомного пошкодження металу використовується механічна характеристика, яка називається границею витривалості циклу. Ця величина характеризує максимальне напруження, яке може витримати матеріал не руйнуючись при базисному числі циклів навантаження [88, 25].

Границя витривалості, як і інші механічні характеристики, визначається для кожного матеріалу та типу деформування індивідуально за допомогою експериментальних досліджень. На основі отриманих результатів дослідження будується крива втомленості, яку ще часто називають кривою Веллера (рис. 2.6).

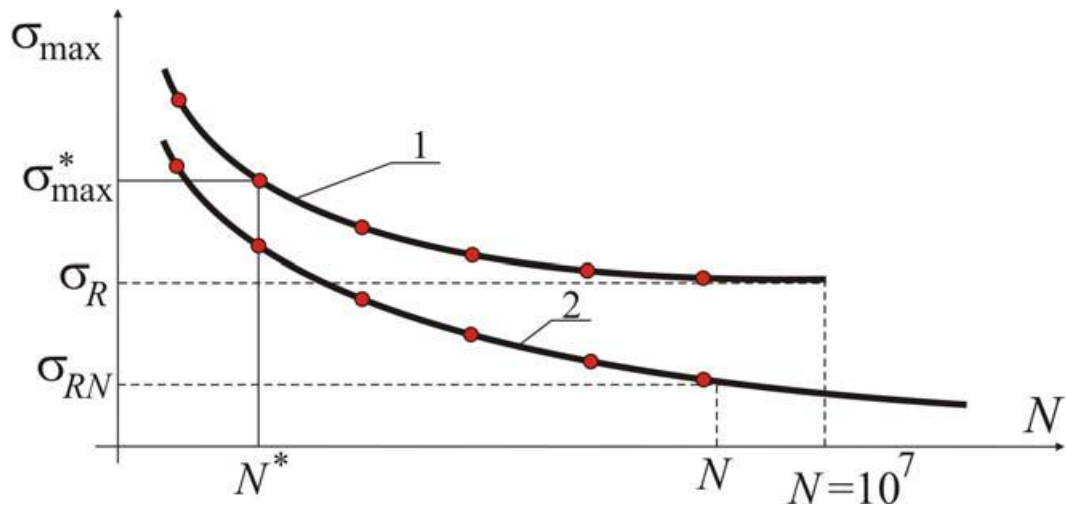


Рисунок 2.6 – Крива втомленості (Веллера):

1 – сталь; 2 – кольорові метали

На рис. 2.6 лінія 1 відображає результати випробовувань сталевих зразків. Із збільшенням циклів вона асимптотично наближається до горизонтальної прямої, яка є границею витривалості ( $\sigma_R$ ).

Базою випробувань  $N_0$  втомленості металів є така кількість повторно-змінних циклів навантаження при якій правий кінець кривої стає практично паралельним до осі абсцис. Тому для сталевих матеріалів існує таке напруження ( $\sigma_R$ ) при якому метал теоретично може витримати безкінечну кількість повторних циклів не накопичуючи втомного пошкодження.

Для кольорових металів крива втоми (лінія 2 на рис. 2.6) спадає поступово та не має чітко вираженої асимптоти, тому за базу випробовувань беруть більшу кількість циклів. В такому випадку виділяють деяку умовну границю витривалості.

Криву Веллера також часто зображують у напівлогарифмічних координатах  $\tau_{max} = f(\lg N)$  (рис. 2.7). В даному випадку крива втомленості для сталевих матеріалів набуває вигляду двох прямих ліній. Це дозволяє встановити закон зміни кривої, а разом із тим зони витривалості.

Крива втомленості в напівлогарифмічних координатах дозволяє виділити три можливі зони витривалості. Так в залежності від кількості

змінних циклів та рівня напружень поділяють на зону необмеженої витривалості, зону обмеженої витривалості та зону руйнування від втоми.



Рисунок 2.7 – Крива втоми сталі у напівлогарифмічних координатах

Границі витривалості матеріалів визначають в залежності від типу деформації зразка, а саме кручення, згин, розтяг – стиснення, або інше складне навантаження. Тому границі витривалості позначаються в залежності від типу деформування. При симетричному циклі навантаження границя витривалості при крученні позначається  $\tau_{-1}$ , при згинанні  $\sigma_{-1зг}$ , а у випадку розтягу – стиснення  $\sigma_{-1р}$ .

Експериментальні дослідження дозволили вивести залежності між границею витривалості та границею міцності  $\sigma_B$  при розтяганні – стисканні для чорних металів [89]. Дані залежності наведені нижче:

$$\sigma_{-1р} \cong 0,28\sigma_B \quad (2.12)$$

$$\sigma_{-1зг} \cong (0,4 \div 0,45)\sigma_B \quad (2.13)$$

$$\tau_{-1} \cong (0,22 \div 0,25)\sigma_B \quad (2.14)$$

Результати дослідження демпфуючих властивостей та багатоциклової втоми роторної сталі 25X1M1ФА при крученні детально описані в [60].

Експериментальні дослідження зразків роторної сталі виконувались в Інституті проблем міцності ім. Г.С. Пісаренко НАН України на установці КД-1М [87]. Установка дозволяє визначати втому та демпфуючі властивості металу при різних типах деформування (кручення, згин, розтяг-стиснення) та асиметрії циклів навантаження. При цьому можливо проводити дослідження в широкому діапазоні температур, від 20 °С до 800 °С.

В якості характеристики демпфування роторної сталі використали логарифмічний декремент коливань:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left( \frac{A_i}{A_{i+n}} \right), \quad (2.15)$$

де  $A_i$  і  $A_{i+n}$  – амплітуди коливань  $i$ -го та  $(i+n)$ -го циклу затухаючих коливань;  
 $n$  – кількість циклів.

Експериментальна крива втоми роторної сталі 25Х1М1ФА при крученні, отримана при симетричному циклі навантаження за температури 20 °С, була апроксимована затухаючою експонентою та має наступний вигляд [60]:

$$\tau_a = \eta_0 + \eta_p(N)^c + \eta_u(N)^b, \quad (2.16)$$

де  $\eta_0$ ,  $\eta_p$ ,  $\eta_u$  – коефіцієнти функції;

$N$  – кількість циклів навантаження до настання руйнування зразка;

$c$  і  $b$  – показники степеня.

Із врахуванням впливу масштабного фактора, асиметрії циклу та впливу температури, рівняння (2.16) набуває наступного вигляду:

$$\tau_a = K_m K_a K_t [\eta_0 + \eta_p(N)^c + \eta_u(N)^b], \quad (2.17)$$

де  $K_m$  – коефіцієнт, що враховує масштабний фактор;

$K_a$  – коефіцієнт, що враховує асиметрію циклу (середнє напруження циклу);

$K_t$  – коефіцієнт, що враховує вплив температури;

Параметри в рівнянні (2.17) для легованої сталі 25Х1М1ФА, що працює в умовах кручення становлять:  $K_m = 0,58$ ;  $K_a = 0,78$ ;  $K_t = 0,979$ ;  $\eta_0 = 208,3$ ;  $\eta_p = 3176,229$ ;  $\eta_u = 185966,681$ ;  $c = -0,3114$ ;  $b = -0,8348$  [60].

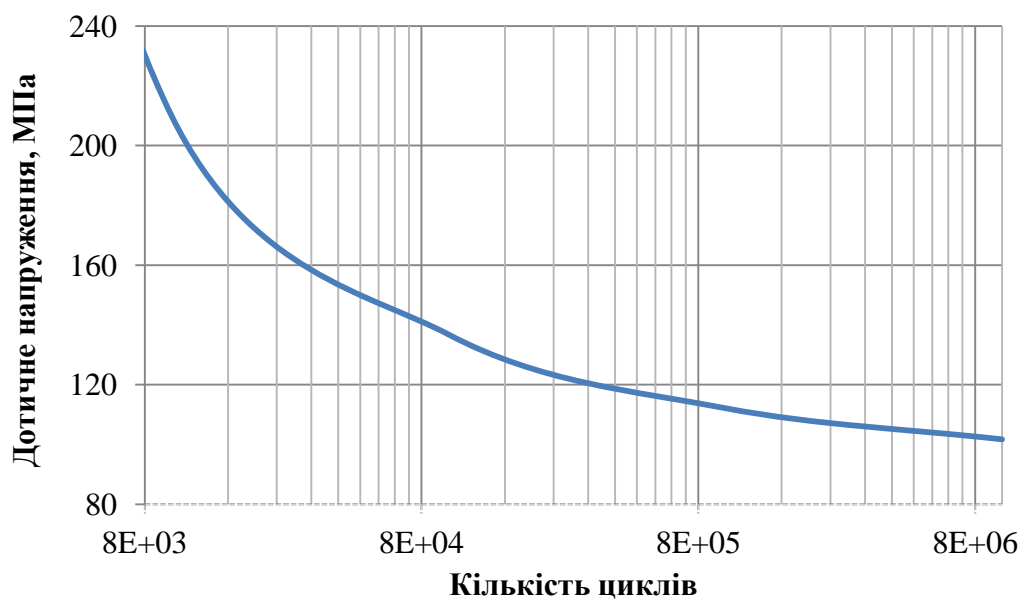


Рисунок 2.8 – Крива втомленості роторної сталі 25Х1М1ФА

#### 2.4. Оцінка залишкового ресурсу валопроводу турбоагрегату

При проведенні оцінки залишкового ресурсу основного енергетичного обладнання здійснюють дослідження степені пошкодження металу об'єкту. Пошкоджуваність визначають як суму трьох складових, а саме статична, циклічна та пошкоджуваність внаслідок крутильних коливань. Методика розрахунку сумарної пошкоджуваності металу детально описана в [90]:

$$\Pi' = \Pi'_{ст} + \Pi'_{ц} + \Pi'_{кр.к} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_j}{T'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}} + \sum_{j=1}^{s'} \frac{r'_i}{R'_{pi}}, \quad (2.18)$$

де  $P'_{ст}$  – статична пошкоджувальність металу;

$P'_c$  – циклічна пошкоджувальність металу;

$P'_{кр.к}$  – пошкоджувальність металу через дію крутильних коливань валопроводу, накопичена в металі ротору на момент оцінки залишкового терміну експлуатації;

$t'_j$  – тривалість роботи на  $j$ -му сталому режимі при температурі металу  $T'_j$  та еквівалентних місцевих напружень повзучості  $(\sigma'_{\Xi j})_{max}$ ;

$T'_{pj}$  – час до настання граничного стану металу під дією еквівалентних напружень  $(\sigma'_{\Xi j})_{max}$  при температурах  $T'_j$  згідно із діаграмою тривалої міцності матеріалу;

$q'$  – число різних типів сталих режимів на момент оцінки з температурою  $T'_j$  й сталими еквівалентними місцевими напруженнями повзучості  $(\sigma'_{\Xi j})_{max}$ ;

$n'_l$  – кількість циклів  $l$ -го типу;

$N'_{pl}$  – кількість циклів до появи утомних тріщин внаслідок дії тільки циклічних навантажень  $l$ -го типу;

$k'$  – кількість різних типів циклів на момент оцінки з різними розмахами наведених напружень  $\Delta\sigma'_i$  або амплітуд деформацій  $\varepsilon'_{ai}$ ;

$r'_i$  – кількість циклів навантаження з амплітудою напружень  $\tau_{ai}$  ( $\tau_{ai}$  – амплітуда  $i$ -го циклу затухаючого процесу);

$R'_{pi}$  – кількість циклів до руйнування при дії циклічного навантаження з амплітудою напружень  $(\tau_{ai})_{max}$  від крутильних коливань;

$s'$  – кількість рівнів (блоків) навантаження.

В формулі вище, величини відмічені штрихом стосуються періоду експлуатації до моменту оцінки залишкового ресурсу.

Для оцінки втомного пошкодження металу валопроводу турбоустановки, що відбувається внаслідок сумісної дії статичних

навантажень, циклічних навантажень та впливу крутильних коливань використовують гіпотезу лінійного сумування пошкодження (гіпотеза Пальмгрена-Майнера) [25, 91].

Бувають випадки коли на електростанції немає даних стосовно розподілу пусків за типами, а відома тільки їх загальна кількість  $n$  до моменту аналізу напрацьованого ресурсу. Тоді накопичене циклічне пошкодження металу  $\Pi'_{\text{ц}}$  визначається за спрощеною формулою:

$$\Pi'_{\text{ц}} = \frac{n}{N_p}, \quad (2.19)$$

де  $n$  – кількість пошкоджуючих циклів навантаження;

$N_p$  – кількість циклів до появи втомної тріщини, при найбільш жорсткому режимі (режиму з максимальною амплітудою деформації металу  $\varepsilon_a$ ).

Проектний ресурс вважається повністю вичерпаним, якщо сумарна пошкоджуваність за весь період експлуатації досягає 1, при цьому говорять, що агрегат досяг свого граничного стану.

Залишкове напрацювання металу до появи тріщини  $[G]_{\text{зал}}$  в роках визначають за наведеною нижче формулою [5, 30]:

$$[G]_{\text{зал}} = \frac{1 - \Pi'}{\Pi''_p}, \quad (2.20)$$

де  $\Pi'$  – накопичена на момент проведення оцінки сумарна пошкоджуваність;

$\Pi''_p$  – прогнозована осереднена річна пошкоджуваність металу (річна швидкість вичерпання ресурсу) на період експлуатації після проведення оцінки.

Двома штрихами відмічені всі величини, які стосуються періоду експлуатації установки після оцінки та подовження ресурсу.

## 2.5. Висновки до розділу

1. Сумарний крутний момент, що створюється паровим потоком в кожному циліндрі через муфту передається на ротор електрогенератора. Саме тому на ділянці валопроводу між паровою турбіною та електрогенератором виникає максимальне значення крутного моменту.

2. При роботі турбогенератора в ньому часто виникають перехідні процеси різного характеру. Вони можуть бути спричинені внаслідок різких змін режиму роботи, таких як набирання та скидання навантаження, асинхронні підключення до мережі та короткі замикання.

3. Вплив чинників електричного характеру на перехідні процеси, що виникають в турбоустановці є складним та недостатньо вивченим. Зазвичай дані процеси описують складними диференційними рівняннями, а для деяких установок взагалі відсутні експериментально-розрахункові дані.

4. З точки зору механічного навантаження, вмикання генератора в електричну мережу з грубою синхронізацією, або короткі замикання в обмотках електрогенератора призводять до появи короткочасного, раптового сплеску реактивного крутного моменту. Він діє на валопровід парової турбіни з боку турбогенератора. Тому для опису сплеску реактивного крутного моменту користуються трьома параметрами: амплітудою, формою та тривалістю дії.

5. В найбільш небезпечному випадку величина реактивного крутного моменту при короткому замиканні, або асинхронному включенні може перевищувати номінальний крутний момент в 16 разів [84].

6. Кількість циклів навантаження валопроводу після припинення дії реактивного сплеску визначається рівнем демпфування механічної системи. Розсіювання енергії коливань зумовлено втратами енергії в матеріалі, аеродемпфуванням та розсіюванням енергії в контактуючих елементах (демпування тертям). Аналіз експериментальних та теоретичних дослідження засвідчує, що амплітуда коливань системи є прямо

пропорційною збуджуючій силі, але обернено пропорційною демпфуючим властивостям об'єкту.

7. Для металів існує максимальне напруження циклу при якому не спостерігається пошкодження по механізму багатоциклової втоми навіть при необмеженій кількості повторюваних циклів. Дане напруження описує границя витривалості циклу, або ще як її називають крива Веллера.

Крива Веллера характеризує залежність кількості повторюваних циклів навантаження від напруження. При цьому границі витривалості розрізняють в залежності від типу деформування зразка (кручення, згин, розтяг – стиснення).

8. При оцінці залишкового ресурсу паротурбінного обладнання необхідно розраховувати рівень його загального пошкодження як суму стичного та циклічного, а при дослідженні ресурсу роторів ще додатково враховувати пошкодження, що відбувається внаслідок крутильних коливань валопроводу.

### РОЗДІЛ 3

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВАЛОПРОВОДУ ТУРБОАГРЕГАТУ К-200-130 ПРИ КОРОТКОМУ ЗАМИКАННІ

### 3.1. Характеристика турбоагрегату К-200-130

Першу парову турбіну номінальною потужністю 200 МВт та частотою обертання валопроводу 3000 об/хв було спроектовано та виготовлено в 1958 році на Ленінградському металічному заводі. На момент випуску вона була найпотужнішим турбоагрегатом в галузі європейського паротурбінного будівництва. Парова турбіна К-200-130 зображена на рис. 3.1.

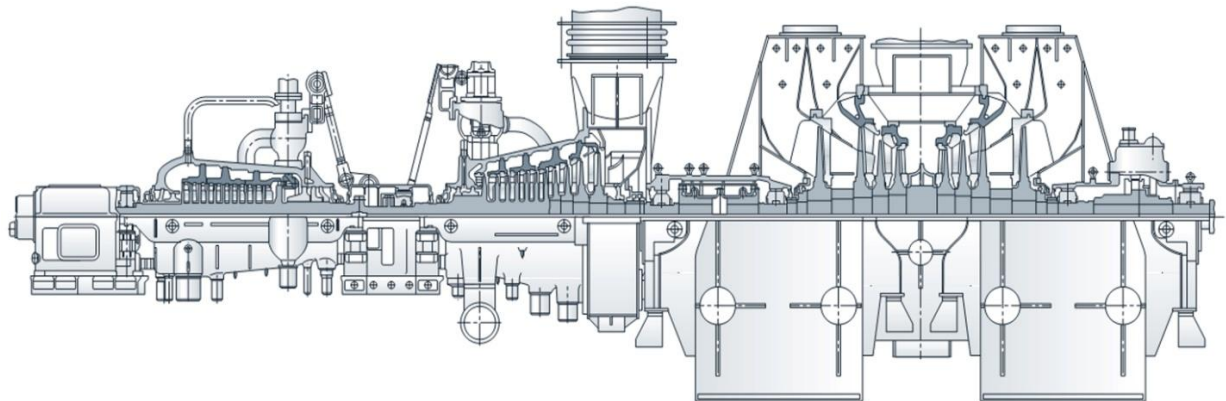


Рисунок 3.1 – Парова турбіна К-200-130 ЛМЗ

Використання робочої пари з початковими параметрами 127,4 бар, 565 °С та впровадження промперегріву дозволили отримати установку з високою економічністю та ефективністю, а провівши ряд конструктивних удосконалень проточної частини парової турбіни вдалося зменшити питомі втрати тепла та питому вартість спорудження енергоблоку. Наявність суттєвих переваг по відношенню до аналогів стало причиною того, що на найближчі роки після початку серійного виробництва турбіни К-200-130 вона

стала основним типом паротурбінного агрегату який використовувався для будівництва потужних теплових електростанцій [30].

Паротурбінна установка К-200-130 конденсаційна, з двома вихлопами та проміжним перегрівом пари, складається з трьох робочих циліндрів (ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ), має одновальне виконання. Призначена для приводу електрогенератора ТГВ-200 (ТГВ-200М) ХТГЗ, номінальною електричною потужністю 200 МВт [93].

Проточна частина циліндру високого тиску складається з одиницевого регулюючого ступеня та 11-ти нерегульованих ступенів тиску. Робочі диски циліндра високого тиску відковані заодно з ротором [93].

Проточна частина циліндру середнього тиску включає в себе 11-ть ступенів тиску. Ротор циліндру середнього тиску виготовлений із роторної сталі марки Р2. Перші 7 дисків даного ротора по ходу робочого пару відковані з однієї поковки. Останні 4 диски мають насадне виконання [93].

Ротори ЦВТ та ЦСТ з'єднані між собою жорсткою муфтою. Наявність даної муфти та відносно не велика маса ротору ЦВТ дозволили прибрати його другий опорний підшипник. Таким чином в ЦСТ встановили опорно-упорний підшипник який є спільним для обох роторів. Осьове положення валопроводу турбоагрегату відносно статора фіксується упорним підшипником. Він сприймає осьовий тиск роторів та не допускає його переміщення в осьовому напрямку [93].

Ротор ЦНТ двох-поточний, симетричний, має по чотири ступені тиску в кожному потоці, зважаючи на великі геометричні розміри, робочі диски виконані насадними. Нумерацію робочих ступенів проводять по ходу руху пари. Для покращенні економічних показників застосовані ступені Баумана (26-тий і 30-тий робочий ступінь). Її конструкція представляє собою двохярусну робочу лопатку. Нижня частина, від кореня до мостика, є робочою лопаткою передостаннього ступеня, а верхня частина є робочою лопаткою останнього ступеня. Через верхню частину проходить приблизно 1/3 парового потоку. Після останнього ступеня відпрацьована пара по

вихлопних патрубках направляється в конденсатор. Таким чином застосування ступеня Баумана дозволяє використовувати помірну довжину робочих лопаток останніх ступенів. Критичне число обертів ротору становить 1610 об/хв [93].

Ротори турбоагрегату К-200-130 є гнучкими, їх критична частота обертання, визначається для кожного валу окремого. Ротор ЦВТ має критичну швидкість обертання 1750 об/хв., ротор ЦСТ – 1780 об/хв., а ротор ЦНТ – 1610 об/хв. Ротор циліндра високого тиску відкований разом з робочими дисками із роторної сталі марки Р-2. Ця ж сталь використана для виготовлення ротору та перших семи дисків ЦСТ, які відковується з однієї поковки. Інші чотири диска мають насадне виконання. На роторі ЦНТ в кожному паровому потоці розташовані по чотири робочі диски, що посаджені з певним натягом на вал [93].

На блочний щит управління (БЩУ) виносяться численний ряд приладів та апаратури, які дозволяють машиністу турбогенератора з БЩУ здійснювати керування режимом роботи установки (пуск, зупинка, регулювання потужності). Окрім базових приладів управління та контролю, на БЩУ винесено ряд допоміжного, але важливого обладнання. Серед них можна виділити наступні: вказівники різниці теплового розширення ротора та статора для кожного з циліндрів, вказівники вібрації підшипників, що дозволяють проводити контроль та вимірювання вібрації на всіх підшипниках турбогенератора в двох напрямках, прилади контролю температур металу корпусів, труб і шпильок, а також первинна апаратура.

### **3.2. Раціоналізація підходів до числового моделювання валопроводу турбоагрегату К-200-130 на основі моделі ротора ЦСТ**

Валопровід турбоустановки К-200-130 є сукупністю роторів циліндрів високого, середнього, низького тиску та ротору турбогенератора. Виконання розрахунків методом скінченних елементів для такого потужного

енергетичного устаткування є не простою задачею. Це пов'язано з складною геометричною формою об'єкту дослідження. Ступені тиску, що представлені дисками, робочими лопатками та бандажними кріпленнями, а також кінцеві та діафрагмові ущільнення змушують розбивати модель на більшу кількість скінченних елементів, тим самим збільшуючи розрахунковий час затрачений на вирішення математичних рівнянь в кожному елементі.

Зазвичай, з метою раціоналізації розрахункових ресурсів при моделюванні проводять спрощення об'єкту дослідження. Але в разі дослідження вібраційного та коливального станів обертового обладнання, суттєве спрощення геометричної моделі може спричинити зменшення точності результатів розрахунку, що в певних задачах не є припустимим. Таким чином, для здійснення подальших числових досліджень напружено-деформованого стану валопроводу турбоагрегату К-200-130 виконано раціоналізацію геометрії досліджуваного об'єкту. На першому етапі проведено оцінку власних і критичних частот обертання ротора циліндру середнього тиску із використанням двох різних варіантів заміни робочих лопаток.

Верифікацію розроблених геометричних моделей виконано на основі порівняння критичної швидкості обертання ротора, що отримана в модальному аналізі програмного комплексу ANSYS з критичною швидкістю, що вказана в «Інструкції з будови, обслуговування, пуску та зупинки турбіни К-200-130-1 заводу ЛМЗ» [93].

Ротори парових турбін є масивними, складними об'єктами. Дана особливість, в порівнянні зі значно меншим обладнанням робить задачу статичного та динамічного балансування валу надзвичайно складною. Багаторічний досвід експлуатації паротурбінних установок свідчить, що в більшості випадків не вдається виконати ідеальне балансування. Тому при обертанні роторів виникає не збалансована відцентрова сила, яка призводить до появи поперечних коливань валопроводу.

Якщо в якійсь точці ротору існує незначний ексцентриситет, то при обертанні з певною кутовою швидкістю, в точці дисбалансу виникає відцентрова сила. Внаслідок цього на ротор починає діяти змінна збуджуюча сила. Коли частота власних поперечних коливань співпадає з частотою вимушених коливань виникає явище резонансу, при цьому спостерігається різке зростання амплітуди коливань ротору. Таку частоту називають критичною швидкістю обертання ротора. Щоб зменшити небезпеку внаслідок появи резонансу критичну швидкість обертання намагаються змістити за робочі діапазони турбоустановки.

Тривимірні геометричні моделі ротору турбоагрегату створювалися в графічному редакторі SolidWorks. Даний програмний комплекс було обрано, тому що він має потужний функціонал та дозволяє створювати графічні моделі, які без додаткових перетворень експортуються в систему кінцево-елементного аналізу ANSYS.

ANSYS – це універсальний програмний комплекс, що призначений для розрахунку широкого кола задач методом кінцево-елементного аналізу. Дана система існує та інтенсивно розвивається протягом останніх 30 років. Пакет ANSYS дозволяє проводити міждисциплінарні розрахунки та має потужний функціонал. Тому він набув великої популярності серед спеціалістів в сфері автоматизованих інженерних розрахунків лінійних та нелінійних, стаціонарних та нестаціонарних просторових задач механіки деформованого тіла та механіки конструкцій, теплообміну та теплопередачі, задач механіки рідини та газу, електродинаміки та ін.

Перша геометрична модель ротора циліндру середнього тиску відтворює основні конструктивні особливості валу та його 11 ступенів тиску. Насадні диски виконані як єдине суцільне тіло з ротором. Геометрична форма кінцевих та діафрагмових ущільнень спрощена до гладкої циліндричної поверхні. Радіус спрощеної поверхні дорівнює середньому значенню кожної групи ущільнення. Робочі лопатки та їх бандажні кріплення

замінено моментами інерції та зосередженими масами на кожному робочому ступеню. Дана модель ротора зображена на рис. 3.2.



Рисунок 3.2 – Модель ротора ЦСТ з моментами інерції та зосередженими масами

Досліджуваний діапазон обертання ротора при модальному аналізі становив 0 – 3360 об/хв. Верхня межа діапазону відповідає максимальній швидкості обертання, після перевищення якої спрацьовує автомат безпеки парової турбіни і вона примусово гальмується. Результатом модального аналізу є діаграма Кемпбелла, яка зображена на рис. 3.3. Також додатково отримані дані наводяться в табличній формі (таблиця 3.1).

На даній діаграмі на осі абсцис відкладена швидкість обертання ротора ( $n$ , об/хв.), а на осі ординат частоти власних коливань моделі ( $\nu$ , Гц). В точках перетину швидкості обертання ротора ( $R=1$ ) з лініями власних частот коливання (моди 1-5) виникає явище резонансу, а дана частота обертання називається критичною. Робота обертового обладнання на критичних частотах не допускається, а при пусках та зупинках їх намагаються пройти якомога швидше.

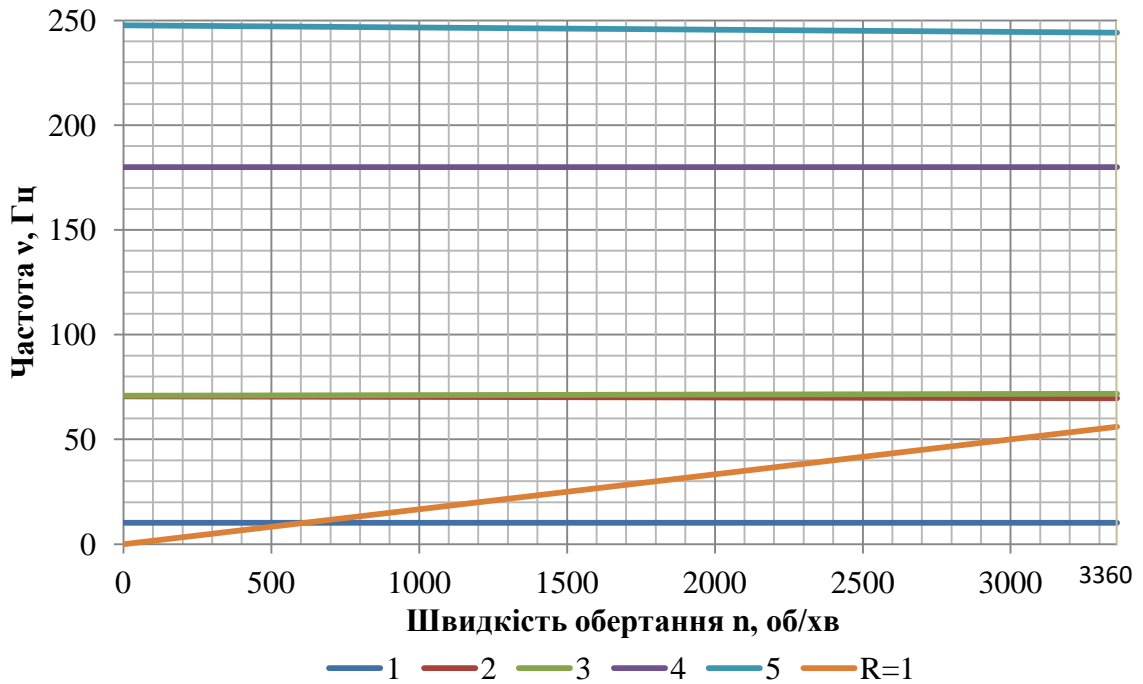


Рисунок 3.3 – Діаграма Кемпбелла для моделі ротора ЦСТ з моментами інерції та зосередженими масами: 1-5 – власні частоти коливання ротора; R=1 – частота обертання ротору

Таблиця 3.1 – Критична швидкість та власна частота обертання моделі з моментами інерції та зосередженими масами замість робочих лопаток та бандажних кріплень

Мода, №	Розрахована критична швидкість, об/хв	Заявлена критична швидкість [93], об/хв	0, об/хв	3360, об/хв
1	612,83	0	10,214 Hz	10,214 Hz
2	0	0	70,572 Hz	69,682 Hz
3	0	0	70,824 Hz	71,727 Hz
4	0	1780	179,93 Hz	179,93 Hz
5	0	0	247,59 Hz	244,06 Hz

Як видно з рис. 3.3 та таблиці 3.1 для моделі з моментами інерції та зосередженими масами в заданому інтервалі частот обертання не вдалося

знайти критичну швидкість обертання ротору. Це свідчить про недостатню достовірність розробленої геометричної моделі.

У другій геометричній моделі замінено робочі лопатки та бандажні кріплення на диски. Їх діаметри ідентичні діаметрам лопаточного апарату відповідного ступеня. При цьому, маса диску еквівалентна сумарній масі робочих лопаток та бандажного кріплення конкретного робочого ступеня. Така модель повинна більш точно відтворювати динамічну поведінку ротора. Розроблена геометрична модель ротора ЦВТ турбоустановки К-200-130 зображена на рис.3.4.

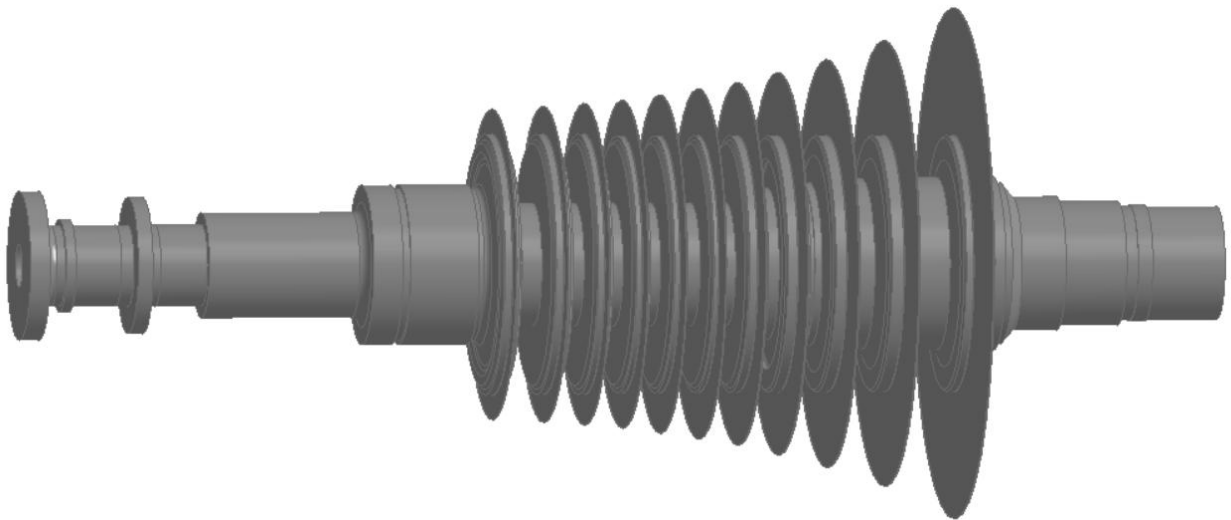


Рисунок 3.4 – Модель ротора ЦСТ з дисками еквівалентної довжини та маси

Алгоритм розрахунку другої моделі ідентичний, як і для першої. Через наявність тонкостінних елементів (дисків) довелося в декілька збільшити кількість скінченних елементів. І як наслідок це призвело до суттєвого зростання часу виконання модального аналізу. В порівнянні з першою моделлю час розрахунку збільшився майже вдвічі.

Побудована діаграма Кемпбелла для другої моделі зображена на рис. 3.5. В табличному вигляді результати модального аналізу наведено в таблиці 3.2.

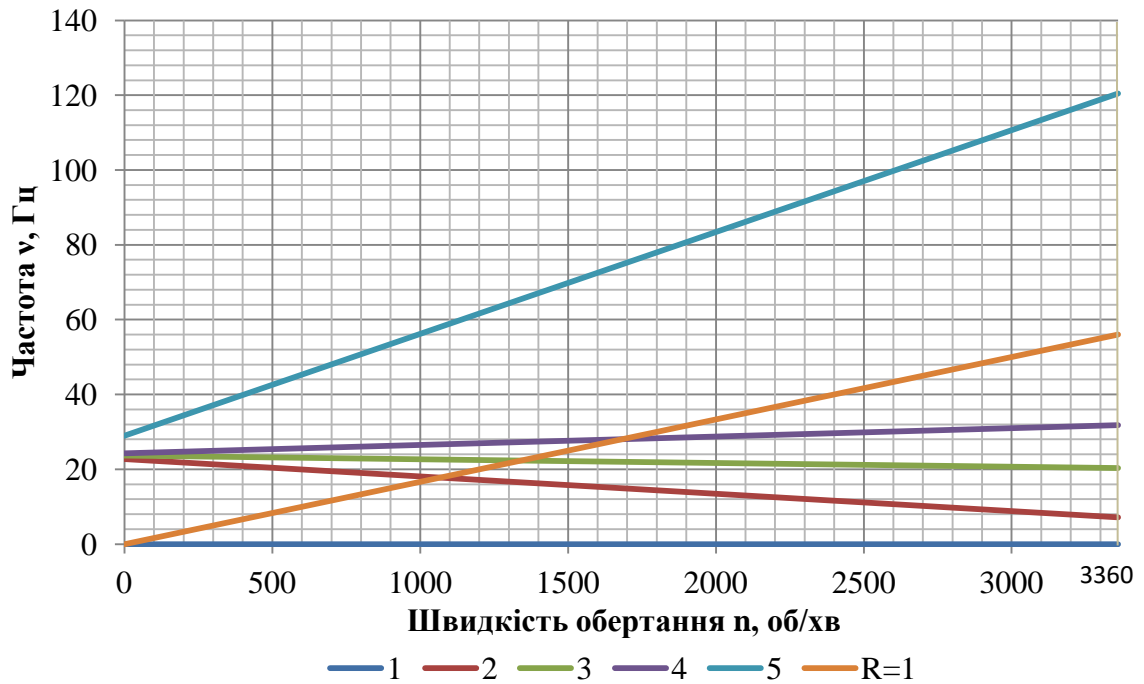


Рис. 3.5 – Діаграма Кемпбелла для моделі ротора ЦСТ з дисками еквівалентної довжини та маси: 1-5 – власні частоти коливання ротора; R=1 – частота обертання ротору

Таблиця 3.2 – Критична швидкість та власна частота обертання другої моделі

Мода №	Розрахована критична швидкість, об/хв	Заявлена критична швидкість [93], об/хв	0, об/хв	3360, об/хв
1	0	0	$3,5 \cdot 10^{-4}$ Hz	$3,5 \cdot 10^{-4}$ Hz
2	1068,6	0	22,77 Hz	7,17 Hz
3	1339,7	0	23,67 Hz	20,32 Hz
4	1683,0	1780	24,25 Hz	31,84 Hz
5	0	0	29,04 Hz	120,43 Hz

Здійснивши порівняння отриманих критичних швидкостей в модальному аналізі з даними, що наведені в технічній документації [93], можна постановити, що відхилення розрахункових даних становить 5,5 %. Враховуючи значення похибки, можна вважати, що дана геометрична модель

пройшла верифікацію та придатна для моделювання крутильних коливань та дослідження напружено-деформованого стану.

### **3.3. Розрахункова скінченно-елементна модель валопроводу ТА К-200-130**

Геометричне моделювання валопроводу було виконано з використанням технології тривимірного моделювання в графічному редакторі SolidWorks. Реальні ротори представляють собою об'єкти зі складною геометричною формою. Вони містять величезну кількість різних конструктивних елементів, які вкрай важливі для нормальної експлуатації агрегату. Проте в певних задачах моделювання дані конструктивні особливості не суттєво впливають на точність кінцевого розрахунку, а їх врахування потребує значно більших програмних ресурсів. Тому створена геометрична модель не враховує дрібні елементи рельєфу валопроводу турбоагрегату, які не чинять суттєвого впливу на результати розрахунку напружено-деформованого стану.

На рис. 3.6 зображена геометрична модель валопроводу турбоагрегату К-200-130 з дисками замість робочого лопаточного апарату. Особливості даної моделі:

- враховано геометричні розміри роторів циліндрів парової турбіни та електрогенератора;
- враховано геометричні розміри всіх робочих дисків;
- враховано конструктивні особливості з'єднувальних муфт роторів ЦВТ і ЦСТ, ЦСТ і ЦНТ, ЦНТ і генератора;
- не враховані дрібні елементи рельєфу (фаски, проточки, скруглення, канавки та ін.);
- робочі лопатки та бандажні кріплення замінені на диски еквівалентної довжини та маси.

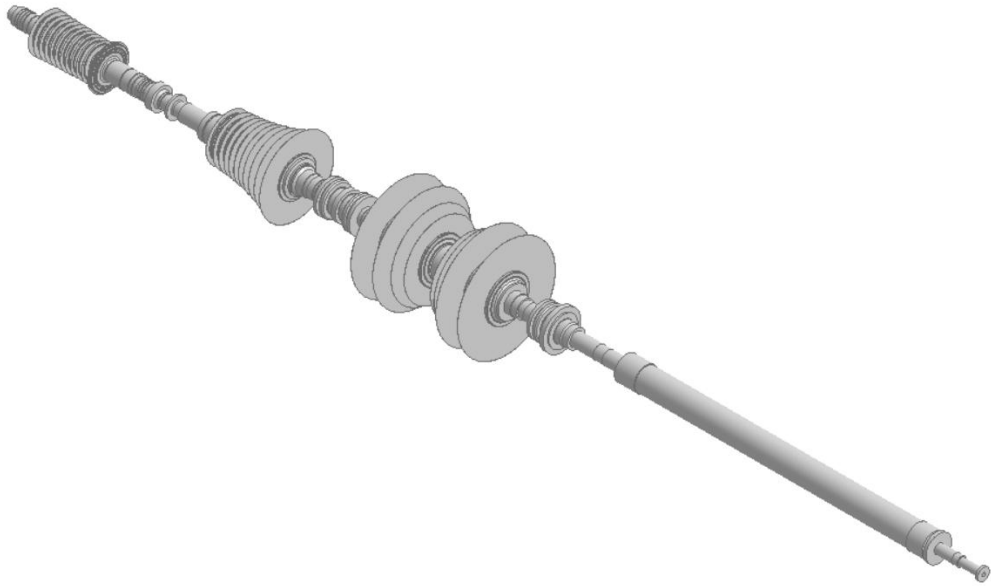


Рисунок 3.6 – Геометрична модель валопроводу ТА К-200-130  
з дисками еквівалентної довжини та маси

На рис. 3.7 зображена геометрична модель валопроводу турбоагрегату К-200-130 із зосередженими масами та моментами інерції замість робочого лопаточного апарату. Особливості даної моделі:

- враховано геометричні розміри роторів циліндрів парової турбіни та електрогенератора;
- враховано геометричні розміри всіх робочих дисків;
- враховано конструктивні особливості з'єднувальних муфт роторів ЦВТ і ЦСТ, ЦСТ і ЦНТ, ЦНТ і генератора;
- не враховані дрібні елементи рельєфу (фаски, проточки, скруглення, канавки та ін.);
- робочі лопатки та бандажні кріплення замінені зосередженими масами та моментами інерції.



Рисунок 3.7 – Геометрична модель валопроводу ТА К-200-130  
із зосередженими масами та моментами інерції

Важливим етапом вирішенні задачі числового моделювання є наповнення розрахункової моделі фізико-механічними властивостями матеріалу роторної сталі. До основних параметрів можна віднести: густину, коефіцієнт Пуассона, модуль пружності, коефіцієнт теплопровідності та лінійного розширення.

В технічній документації турбоагрегату К-200-130 [93] вказано, що валопровід установки виготовлено з легованої сталі марки 25Х1М1ФА. Даний матеріал володіє наступними фізико-механічними властивостями: густина  $\gamma = 7800 \text{ кг/м}^3$ , коефіцієнт Пуассона  $\nu = 0,3$ , модуль пружності  $E = 214 \text{ ГПа}$ , логарифмічний декремент крутильних коливань  $\delta = 2 \%$  (демпфуюча здатність роторної сталі [60, 87]).

#### **3.4. Дослідження НДС валопроводу ТА К-200-130 при КЗ**

Для оцінки напружено-деформованого стану валопроводу турбоустановки К-200-130 внаслідок появи реактивного сплеску крутного моменту, що виник через коротке замикання на лінії між турбогенератором

та трансформатором був використаний пакет «Transient Analysis» програмного комплексу ANSYS.

При даному розрахунку не враховувалися пульсації парового потоку в циліндрах, коливання напруги в електромережі та генераторі, тому що вони не чинять значного впливу на крутильні коливання валопроводу, при нештатних режимах роботи електрогенератора, а їх врахування значно ускладнило б розрахункову модель.

Крутні моменти на роторах циліндрів парової турбіни прийняті стаціонарними. Їх номінальні значення були взяті з технічної документації турбоустановки К-200-130 [93]. Сумарний крутний момент, що виникає на роторі циліндру високого тиску  $M_v = 0,196$  МН·м, середнього тиску –  $M_c = 0,291$  МН·м та низького  $M_n = 0,163$  МН·м.

Внаслідок короткого замикання, на бочці генератора виникає раптовий реактивний момент. Внаслідок цього на всьому валопроводі турбоустановки виникають крутні коливання.

Форма реактивного сплеску була обрана бігармонійною, тривалість дії – 0,02 с. Методика розрахунку крутного моменту на роторі електрогенератора, що виникає внаслідок дії короткого замикання детально описана в розділі 2.

Розрахунок дотичних напружень турбоагрегату при короткому замиканні виконано для моделей з двома різними підходами до заміни робочого лопаточного апарату. В першому варіанті робочі лопатки замінено на диски еквівалентної довжини та маси. В другому варіанті замість робочих лопаток на відповідному ступені тиску задавалися зосереджені маси та моменти інерції.

На рис. 3.8–3.13 показано графік зміни максимальних дотичних напружень на найбільш напружених ділянках валопроводу турбоагрегату.

Аналізуючи нижче наведені графіки стає очевидно, що в моделі де замінено робочі лопатки на відповідні моменти інерції та зосереджені маси спостерігаються значно більші амплітуди дотичних напружень.

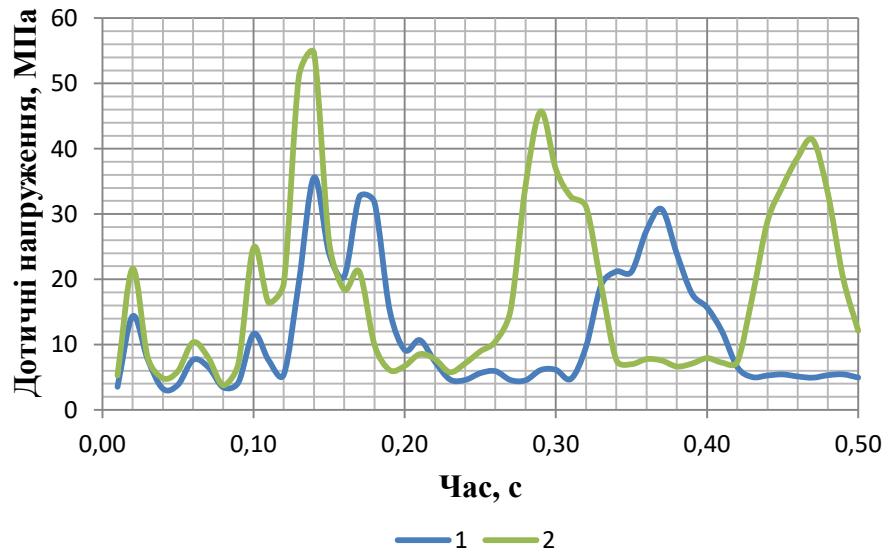


Рисунок 3.8 – Максимальні дотичні напруження між ЦВТ та ЦСТ:

1 – модель з дисками; 2 – модель із зосередженими масами та моментами інерції

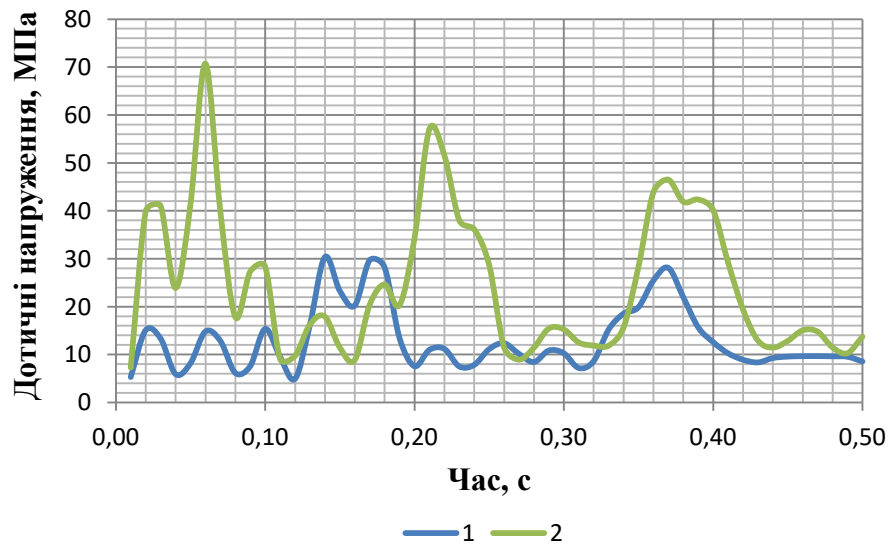


Рисунок 3.10 – Максимальні дотичні напруження між ЦСТ та ЦНТ:

1 – модель з дисками; 2 – модель із зосередженими масами та моментами інерції

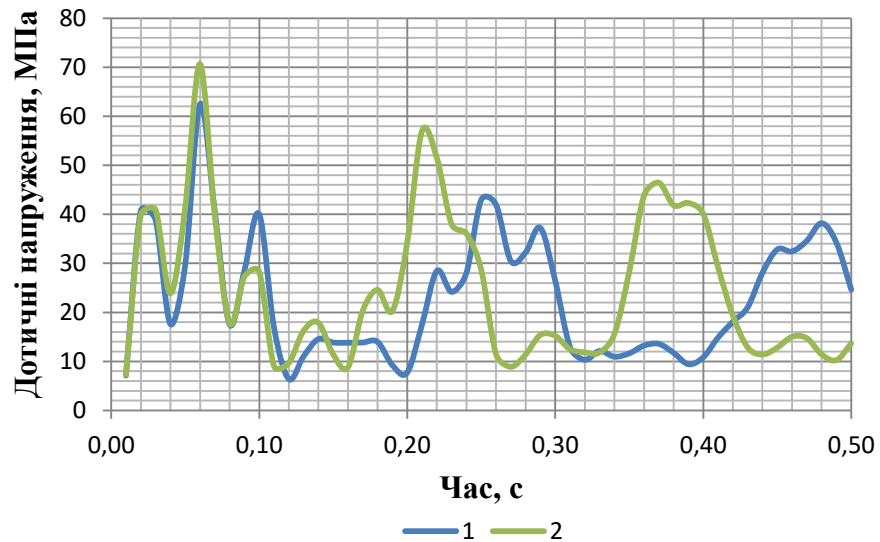


Рисунок 3.12 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ та ЕГ:

1 – модель з дисками; 2 – модель із зосередженими масами та моментами інерції

Розподіл максимальних тангенційних напружень на поверхні роторів для моделі з моментами інерції та зосередженими масами замість лопаточного апарату показано на рис. 3.14–3.16.

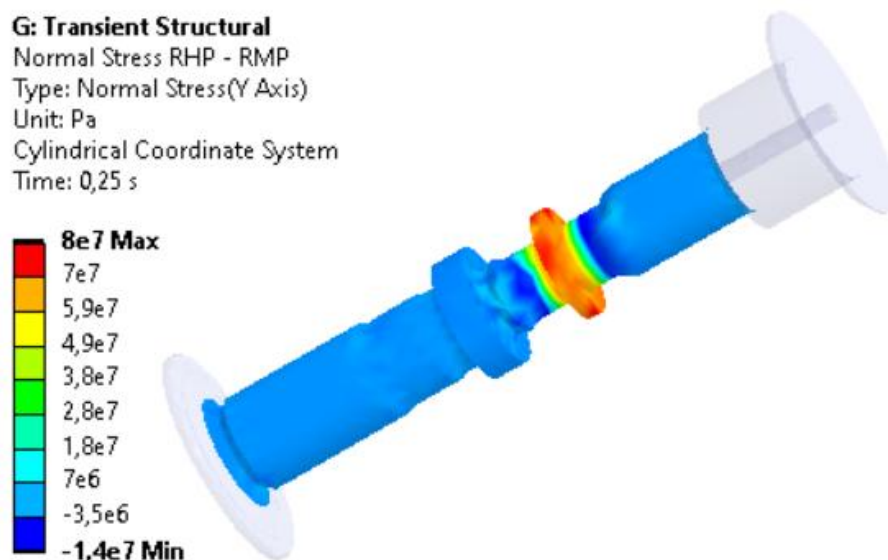


Рисунок 3.14 – Розподіл дотичних напружень між ЦВТ і ЦСТ

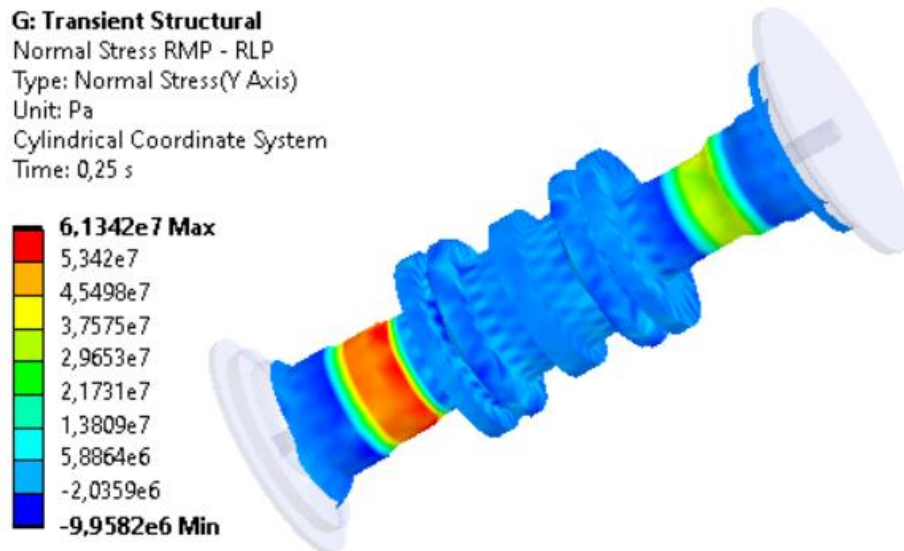


Рисунок 3.15 – Розподіл дотичних напружень між ЦСТ і ЦНТ

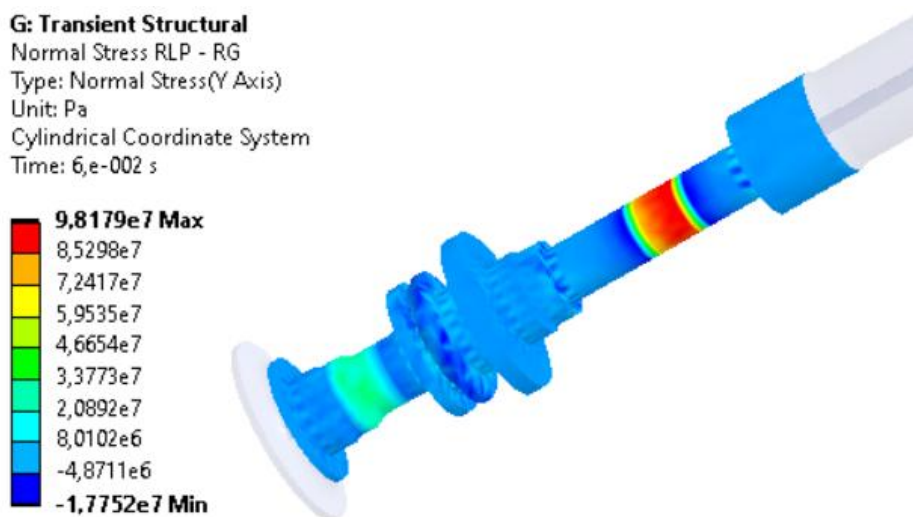


Рисунок 3.16 – Розподіл дотичних напружень між ЦНТ і ЕГ

Розглянуте коротке замикання викликало появу крутильних коливань всього валопроводу. Проте воно не спричинило пошкодження металу валопроводу, оскільки значення максимальних дотичних напружень не перевищують межу витривалості роторної сталі 25Х1М1ФА.

На рис. 3.8–3.13 видно, що максимальні тангенціальні напруження при крутильних коливаннях валопроводу турбоагрегату К-200-130 виникають на ділянці між паровою турбіною та електрогенератором.

### 3.5. Висновки до розділу

1. Валопровід турбоагрегату К-200-130 являє собою об'єкт зі складною геометричною формою. Зокрема, відтворення робочих лопаток та бандажних кріплень, в геометричній моделі призведе до суттєвого зростання кінцевих елементів, тим самим час створення розрахункової моделі та обчислення рівнянь збільшиться в рази.

Класичним методом спрощення розрахункової моделі валопроводу є заміна робочих лопаток на точкові маси та моменти інерції. Але таке спрощення при моделюванні вібраційної поведінки обертового обладнання може призвести до суттєвої похибки розрахунку. Тому було запропоновано замінити робочі лопатки та бандажні кріплення на диски ідентичної маси та довжини.

2. При модальному аналізі для моделі ротора з моментами інерції та зосередженими масами вдалося знайти тільки одну критичну частоту обертання в робочому діапазоні. Проте вона на 65,6 % менша ніж заявлено в технічній документації [93]. Натомість, модальний аналіз моделі, в якій використано диски замість робочих лопаток надав три критичні частоти обертання в робочому діапазоні. Відхилення найближчої отриманої критичної частоти від нормованої становить 5,5 %.

3. Моделювання крутильних коливань валопроводу ТА К-200-130, що виникли внаслідок короткого замикання показало, що обидві розрахункові моделі мають подібні форми коливань, проте в другій моделі спостерігаються більші інтенсивності дотичних напружень.

4. Розглянуте в даному розділі коротке замикання спричинило появу крутильних коливань валопроводу турбоустановки. Проте інтенсивність дотичних напружень не перевищує границю втоми роторної сталі 25Х1М1ФА. Тому пошкодження металу по механізму циклічної втоми внаслідок цього не відбулося.

## РОЗДІЛ 4

### ОЦІНКА ВПЛИВУ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ВАЛОПРОВОДУ ТУРБОАГРЕГАТУ К-1000-60/3000 НА ЙОГО ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС

#### 4.1. Характеристика турбоагрегату К-1000-60/3000

Парова турбіна К-1000-60/3000 ЛМЗ призначена для приводу електрогенератора змінного струму ТВВ-1000-2УЗ ВЕО «Електросила» номінальною електричною потужністю 1022 МВт і напругою на клеммах 24 кВ.

Турбоустановка являє собою одновальний агрегат, що складається з одного двох-потокowego циліндра високого тиску, чотирьох симетричних двох-потокowych циліндрів низького тиску та електрогенератора. З метою максимального зменшення осьових зусиль внаслідок роботи парового середовища, циліндр високого тиску розташований в середній частині парової турбіни, а циліндри низького тиску – симетрично по обидва боки від ЦВТ. Відлік ЦНТ здійснюють в напрямку від регулятора швидкості до генератора [95].

Довжина турбіни складає 50 м, а загальна довжина в парі з електрогенератором – 74 м.

Парові циліндри обладнані кінцевими ущільненнями. Вони запобігають присосам повітря в паровий тракт при наборі вакууму та роботі на низьковитратних режимах, а також перешкоджають витокам парового середовища з циліндра на режимах близьких до номінальних. Кінцеві ущільнення знаходяться в місцях виходу ротора з корпусу парового циліндра. Конструктивно вони складаються з сегментів, які розміщені в обоймах та виточках на роторі гребне подібної форми.

Проточна частина циліндра високого тиску складається з робочих коліс та діафрагм. Робочі лопатки усіх ступенів кріпляться до диска ротора за допомогою вилкоподібного хвостовика з зовнішньою вилкою, яка закриває

обід диска. Для забезпечення жорсткості лопаткового апарату, робочі лопатки зварені в пакети по бандажу і хвостовикам. В кожен пакет входить по 4-5 лопаток. Внутрішня частина бандажу виконана з нахилом. Дана конструктивна особливість сприяє руху вологи, що міститься в робочому середовищі, по бандажу до випускного перерізу [95].

Ротор ЦВТ – суцільно кований, усі робочі ступені мають однаковий кореневий діаметр. На ділянках виходу ротора з корпусу циліндра розміщуються кінцеві ущільнення [95].

Усі циліндри низького тиску мають однакове конструктивне виконання, є двох-потоківими та мають по п'ять ступенів тиску в кожному потоці. Циліндр складається із внутрішнього та зовнішнього корпусу, що мають зварену конструкцію.

Проточна частина циліндра низького тиску складається з п'яти робочих ступенів. На перших чотирьох ступенях робочі лопатки кріпляться за допомогою вилоподібного хвостовика, а робочі лопатки п'ятого ступеня кріпляться торцевими ялинковими хвостовиками. Усі робочі лопатки ступеня фіксуються бандажами.

Усі ступені мають надбандажні та діафрагмові ущільнення. Вони призначені для зменшення перетоків пару мимо діафрагм та робочих коліс.

Ротори циліндрів низького тиску цільноковані з роторної сталі марки Р-2А (30ХНЗМ1ФА), з'єднані між собою жорсткими муфтами. На ділянках хвостовиків знаходяться шийки опорних підшипників, проточки під кінцеве лабіринтове ущільнення та гребні датчика відносного розширення [95].

Усі ротори циліндрів низького тиску мають однакове конструктивне виконання. Є двох-потоківими, в кожному потоці знаходиться по п'ять робочих ступенів тиску. Кореневий діаметр усіх ступенів однаковий.

Робочі лопатки останніх ступенів ЦНТ мають суттєву довжину. Це призводить до появи значних відцентрових зусиль та напружень в області хвостовика лопатки та робочого диска. Тому їх прийнято виготовляти зі значно легших матеріалів, таких як титанові сплави. Їх густина, приблизно,

становить  $4500 \text{ кг/м}^3$ , що майже вдвічі менше за густину матеріалу з якого виготовляють робочі лопатки циліндрів високого та середнього тисків. При цьому, міцність титанових сплавів майже така, як і міцність лопаткових сталей.

Менша питома вага робочих лопаток виготовлених з титанових сплавів дозволяє суттєво збільшити їх довжину, тим самим збільшується площа виходу відпрацьованої пари. Це має суттєвий енергетичний ефект, оскільки внаслідок цього зростає потужність робочого ступеня.

#### **4.2. Верифікація моделі ротора ЦНТ турбоагрегату К-1000-60/3000**

Верифікацію створених моделей ротора циліндра низького тиску виконано на основі порівняння критичних частот обертання отриманих в модальному аналізі програмного комплексу ANSYS та даних з технічної документації [94, 95].

Розроблені геометричні моделі роторів відображають основні конструктивні особливості об'єкту. Певні конструктивні елементи, які не суттєво впливають на кінцевий результат розрахунку, але призводять до зростання кількості скінченних елементів не враховано, або спрощено до простої геометрії. Геометрія кінцевих лабіринтових ущільнень була замінена на гладку циліндричну поверхню. Її радіус дорівнює середньому радіусу кожної групи ущільнення.

Модальний аналіз проводився у всьому можливому діапазоні роботи турбоустановки К-1000-60/3000. Початком відліку був повністю нерухомий стан, що відповідає 0 об/хв. Верхня межа досліджуваного діапазону становила 3360 об/хв.

Номінальною частотою роботи турбоустановки є 3000 об/хв. При перевищенні цього значення на 12% спрацьовує аварійний захист, який запобігає розгону турбоагрегату до небезпечних швидкостей обертання.

При роботі турбоагрегату на частотах, що перевищують номінальні значення суттєво зростають відцентрові сили. Тому неконтрольований розгін парової турбіни здатен призвести до накопичення суттєвого пошкодження в металі, або аварійної ситуації, включаючи поломку обладнання. А в найгіршому випадку руйнування машинного залу.

Для першої моделі ротора було замінено робочі лопатки та бандажні кріплення зосередженими масами та моментами інерції на кожному робочому ступені (рис. 4.1).

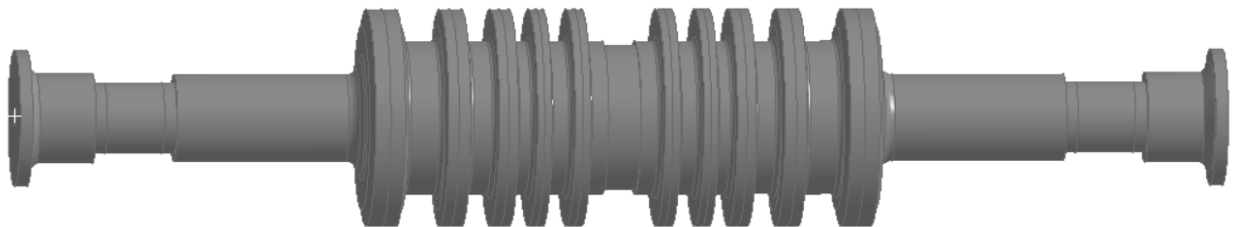


Рисунок 4.1 – Геометрична модель ротора ЦНТ з моментами інерції та зосередженими масами

При розрахунку власних та критичних частот було враховано демпфуючі характеристики турбоустановки. Вони забезпечують поглинання та розсіювання системою енергії коливань.

Більш детально характеристики демпфування, їх вплив на власні частоти та методика модального аналізу описано в розділі 2.2.

Отримані моди коливань моделі з точковими масами та моментами інерції показані на рис. 4.2. На діаграмі видно дві точки перетину лінії частоти обертання ротора ( $R=1$ ) з лініями власних частот коливання (мода 2 та 3). Дані точки і є критичними частотами обертання. Моди номер 4, 5 та 6 лежать поза робочим діапазоном обертання установки, тому на них можна не звертати уваги.

Результати модального аналізу першої моделі занесені в таблицю 4.1. Вдалося знайти дві критичні швидкості обертання в робочому діапазоні турбоагрегату К-1000-60/3000: 2243 об/хв та 2264 об/хв. В технічній

документації до парової турбіни [95] наведена критична швидкість обертання 2153 об/хв, що на 0,47 % менше від розрахованої. Такою мізерною похибкою можна знехтувати.

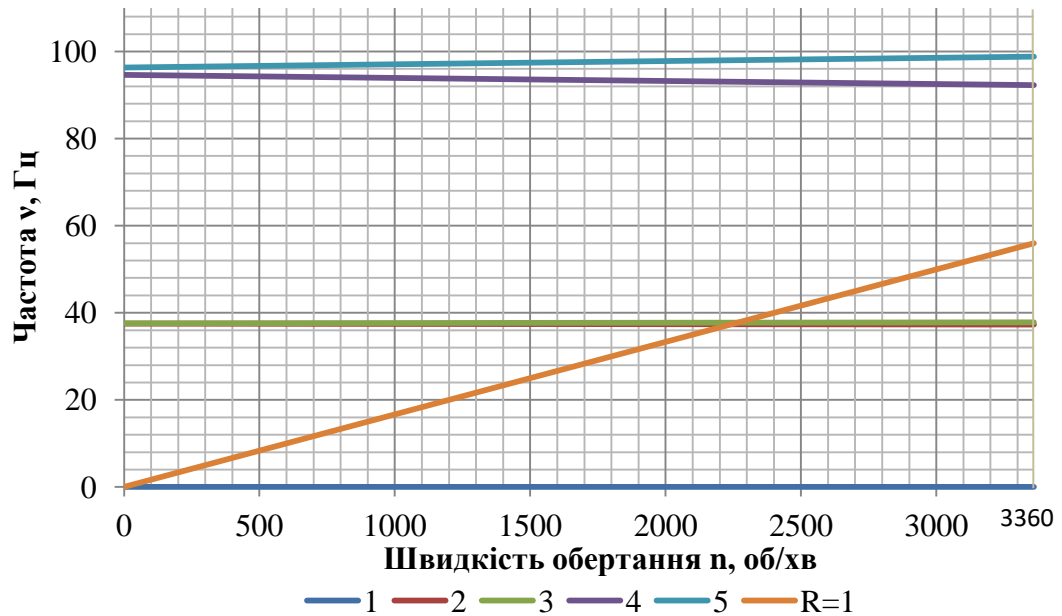


Рисунок 4.2 – Діаграма Кемпбелла для моделі ротора ЦНТ з моментами інерції та зосередженими масами: 1-5 – власні частоти коливання ротора; R=1 – частота обертання ротору

Таблиця 4.1 – Критична швидкість та власна частота обертання першої моделі

Мода, №	Заявлена критична швидкість [95], об/хв	Критична швидкість, об/хв	0, об/хв	3360, об/хв
1		0	$8,88 \cdot 10^{-4}$ Hz	$8,88 \cdot 10^{-4}$ Hz
2		2243	37,512 Hz	37,311 Hz
3	2153	2264	37,589 Hz	37,791 Hz
4		0	94,632 Hz	92,25 Hz
5		0	96,354 Hz	98,843 Hz

В науковій роботі [94] розглянуто варіант заміни лопаткового апарату дисками ідентичного радіусу та маси. Створена за такою методикою геометрична модель показана на рис. 4.3.

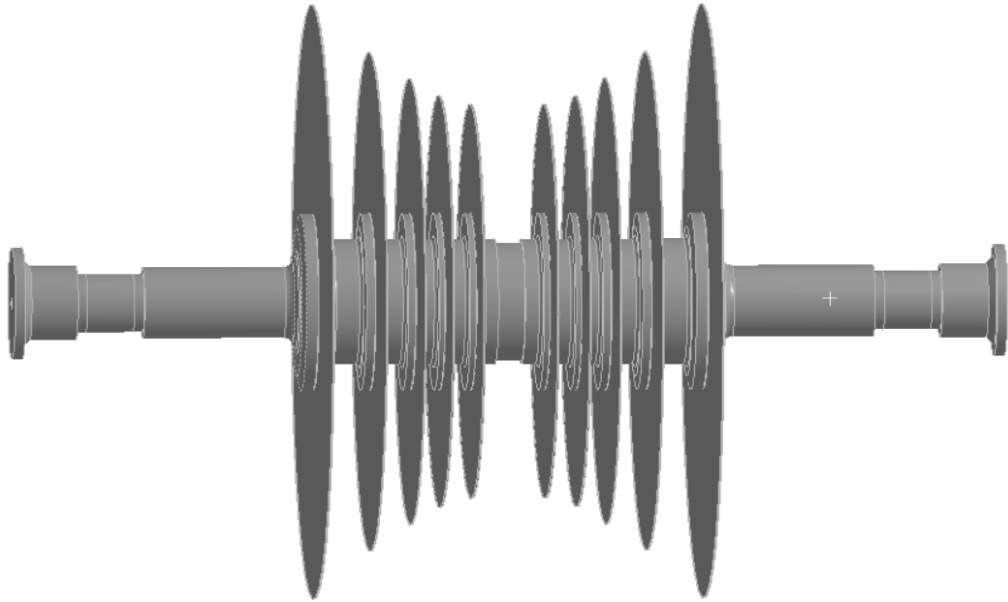


Рисунок 4.3 – Геометрична модель ротора ЦНТ з дисками еквівалентної довжини та маси

Тривалість розрахунку модального аналізу даної моделі, в порівнянні з першою моделлю, дещо збільшилася, оскільки зросла кількість кінцевих елементів. На діаграмі Кемпбелла (рис. 4.4) видно, що частота власних коливань значно зменшилась. Причиною цього є наявність довгих тонкостінних елементів у вигляді дисків. Радіус найбільшого диску становить 2123 мм при кореневому радіусі 900 мм.

Наявність дисків великого діаметру призвела до суттєвого зниження власних частот. Як видно з рис. 4.4, критичні швидкості обертання розробленої моделі не відповідають дійсності. Базові точки по яких будувалася діаграма Кемпбелла занесені в таблицю 4.2.

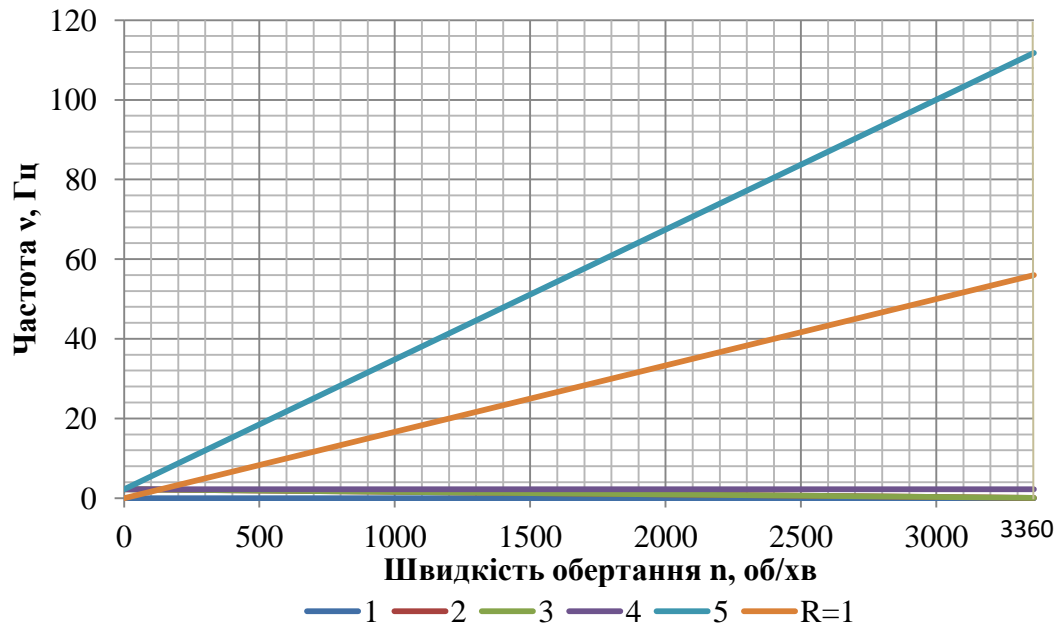


Рисунок 4.4 – Діаграма Кемпбелла для моделі ротора ЦНТ з дисками еквівалентної довжини та маси: 1-6 – власні частоти коливання ротора; R=1 – частота обертання ротору

Таблиця 4.2 – Критична швидкість та власна частота обертання моделі з дисками

Мода, №	Заявлена критична швидкість [95], об/хв	Критична швидкість, об/хв	0, об/хв	3360, об/хв
1		0	$1,07 \cdot 10^{-4}$ Hz	$1,07 \cdot 10^{-4}$ Hz
2		126,27	2,19 Hz	$4,27 \cdot 10^{-2}$ Hz
3	2153	126,31	2,19 Hz	$4,28 \cdot 10^{-2}$ Hz
4		131,22	2,19 Hz	2,21 Hz
5		0	2,19 Hz	111,74 Hz
6		0	2,21 Hz	112,04 Hz

Успішну верифікацію розроблених моделей, на основі критичних швидкостей обертання, пройшла тільки модель із зосередженими масами та моментами інерції. Відхилення розрахованих та нормованих значень критичних швидкостей обертання становить 0,34 %.

Диски великого радіусу призвели до суттєвого зниження частоти власних коливань перших мод. Тому це стало причиною зменшення критичної швидкості в декілька разів.

При подальшому дослідженні поведінки валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000 при аварійних та нештатних режимах роботи було вирішено замінити робочі лопатки на точкові маси та моменти інерції.

#### **4.3. Розрахункова скінченно-елементна модель валопроводу ТА К-1000-60/3000**

Геометричне моделювання валопроводу було виконано за допомогою технології тривимірного моделювання в графічному редакторі SolidWorks. Реальні ротори турбоагрегату К-1000-60/3000 представляють собою об'єкти зі складною геометричною формою. Вони включають величезну кількість конструктивних елементів, які вкрай важливі для нормальної експлуатації агрегату. Проте в певних задачах моделювання дані конструктивні особливості не суттєво впливають на точність розрахунку, але їх врахування потребує залучення значно більших розрахункових ресурсів. Тому створена геометрична модель не враховує дрібні елементи рельєфу валопроводу турбоагрегату, які не чинять суттєвого впливу на результати розрахунку напружено-деформованого стану.

На рис. 4.5 зображена геометрична модель валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000 із зосередженими масами та моментами інерції. замість робочого лопаткового апарату. Особливості даної моделі:

- враховано основні геометричні розміри роторів циліндрів парової турбіни та електрогенератора;
- враховано геометричні розміри всіх робочих дисків;
- враховано конструктивні особливості з'єднувальних муфт роторів ЦВТ, ЦНТ та генератора;

- не враховані дрібні елементи рельєфу (фаски, проточки, скруглення, канавки та ін.);
- робочі лопатки та бандажні кріплення замінені зосередженими масами та моментами інерції.



Рисунок 4.5 – Геометрична модель валопроводу ТА К-1000-60/3000

Важливим етапом програмного моделювання є наповнення розрахункової моделі фізико-механічними властивостями матеріалу об'єкту. До таких параметрів можна віднести: густину, коефіцієнт Пуассона, модуль пружності, коефіцієнт теплопровідності та лінійного розширення.

В технічній документації турбоагрегату К-1000-60/3000 [95] вказано, що валопровід установки виготовлено з хромонікелевої легованої сталі марки 30ХНЗМ1ФА. Даний матеріал володіє наступними фізико-механічними властивостями: густина  $\gamma = 7900 \text{ кг/м}^3$ , межа втоми  $\sigma_{-1} = 284 \text{ МПа}$ , межа текучості  $\sigma_{0,2} = 582 \text{ МПа}$ , модуль пружності  $E = 184,62 \text{ ГПа}$ , логарифмічний декремент крутильних коливань  $\delta = 2 \%$  (демпфуюча здатність роторної сталі [60, 87]).

#### **4.4. Дослідження НДС валопроводу ТА К-1000-60/3000 при короткому замиканні**

Для оцінки напружено-деформованого стану валопроводу турбоустановки К-1000-60/3000 внаслідок появи реактивного сплеску

крутного моменту, що виник через раптове коротке замикання на лінії між турбогенератором та трансформатором був використаний пакет «Transient Analysis» програмного комплексу ANSYS.

В даному розрахунку не враховувалися пульсації парового потоку в робочих циліндрах, коливання напруги в електромережі та генераторі, тому що вони не суттєво впливають на крутильні коливання валопроводу, але їх врахування призвело б до значного ускладнення розрахункової моделі.

Крутні моменти на роторах циліндрів парової турбіни прийняті стаціонарними. Значення моментів на робочих дисках кожного ступеня були взяті з теплового розрахунку проточної частини парової турбіни.

Внаслідок раптового короткого замикання, на бочці генератора з'являється додатковий реактивний крутний момент. Внаслідок цього на всьому валопроводі турбоустановки виникають крутні коливання.

Форма реактивного сплеску була обрана бігармонійною, тривалість дії – 0,02 с. Методика розрахунку величини крутного моменту на роторі електрогенератора, що виникає внаслідок дії короткого замикання детально описана в розділі 2.

На рис. 4.6–4.10 показано графік зміни максимальних дотичних напружень на найбільш напружених ділянках валопроводу турбоагрегату.

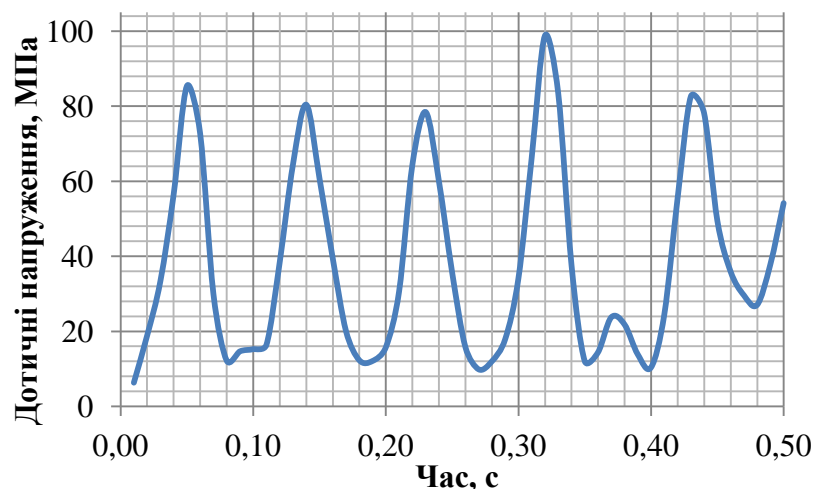


Рисунок 4.6 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ-1 та ЦНТ-2

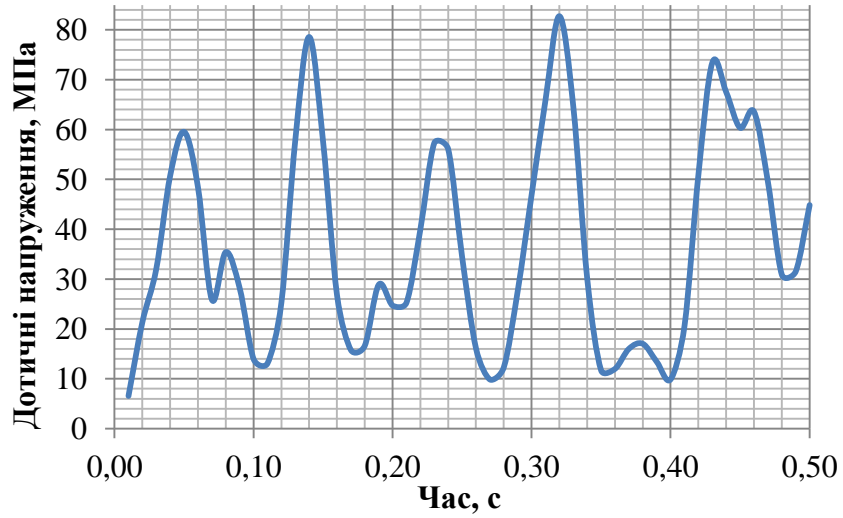


Рисунок 4.7 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ-2 та ЦВТ

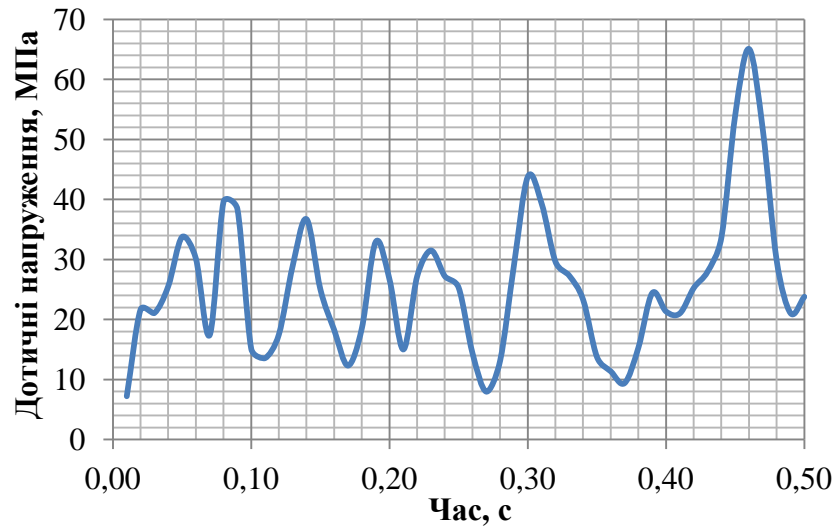


Рисунок 4.8 – Максимальні дотичні напруження між ЦВТ та ЦНТ-3

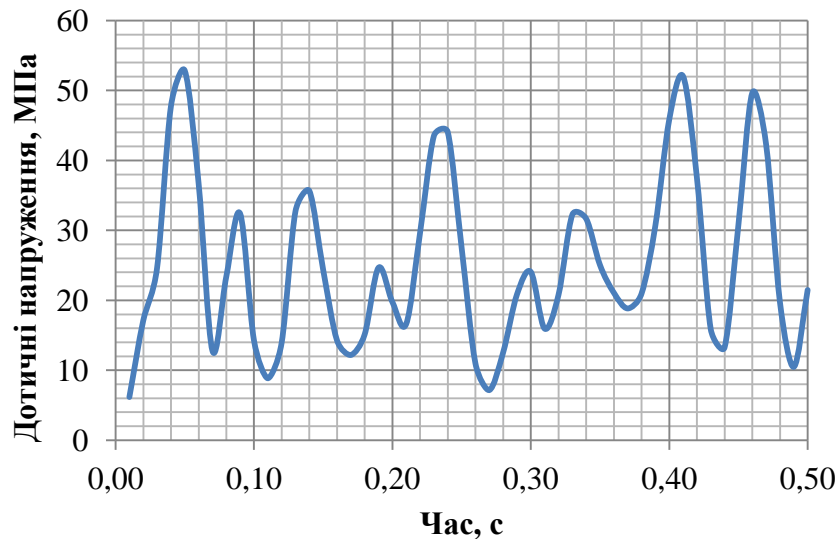


Рисунок 4.9 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ-3 та ЦНТ-4

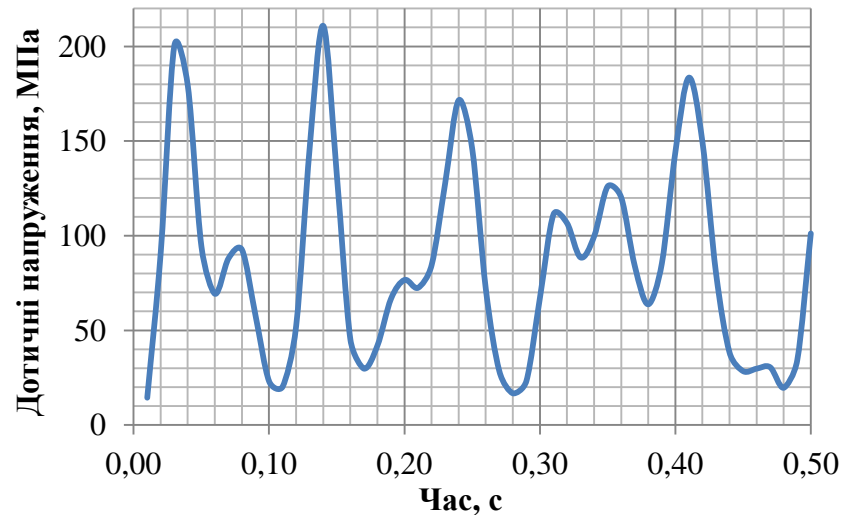


Рисунок 4.10 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ-4 та ЕГ

З рис. 4.6–4.10 слідує, що небезпечні дотичні напруження при короткому замиканні, тривалістю 0,02 с спостерігаються тільки на ділянці валопроводу між паровою турбіною та електрогенератором. На усіх інших ділянках роторів напруження не становлять небезпеки оскільки їх амплітуди не перевищують межу витривалості роторної сталі, тобто не призводять до руйнування металу по механізму циклової втоми.

Розподіл максимальних тангенційних напружень на поверхні роторів для моделі з моментами інерції та зосередженими масами замість лопаткового апарату показано на рис. 4.11–4.15.

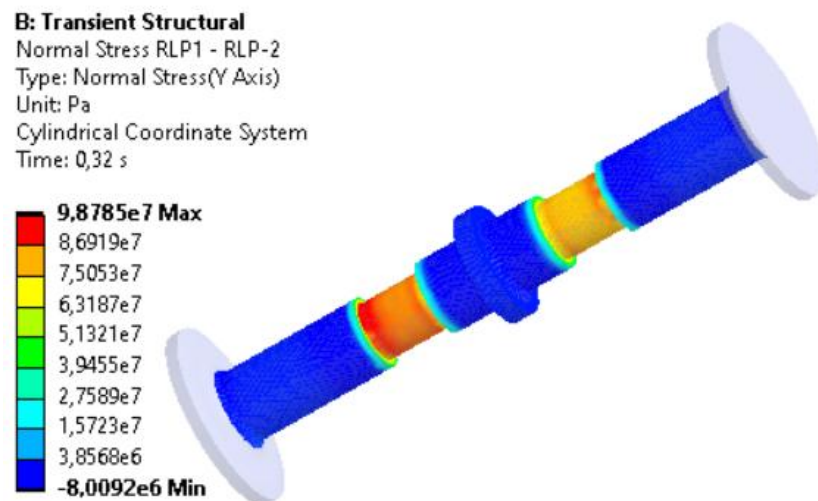


Рисунок 4.11 – Розподіл дотичних напружень між ЦНТ-1 і ЦНТ-2

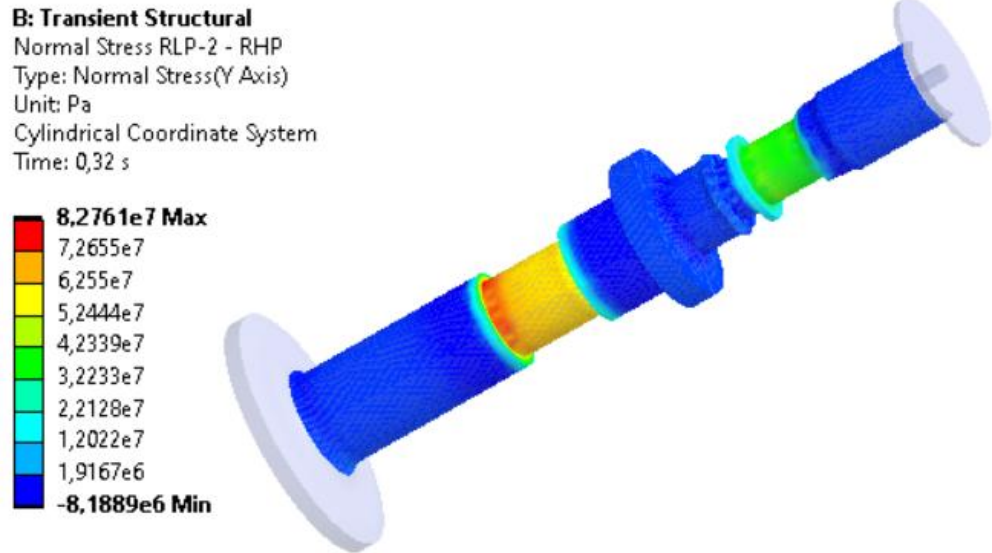


Рисунок 4.12 – Розподіл дотичних напружень між ЦНТ-2 і ЦВТ

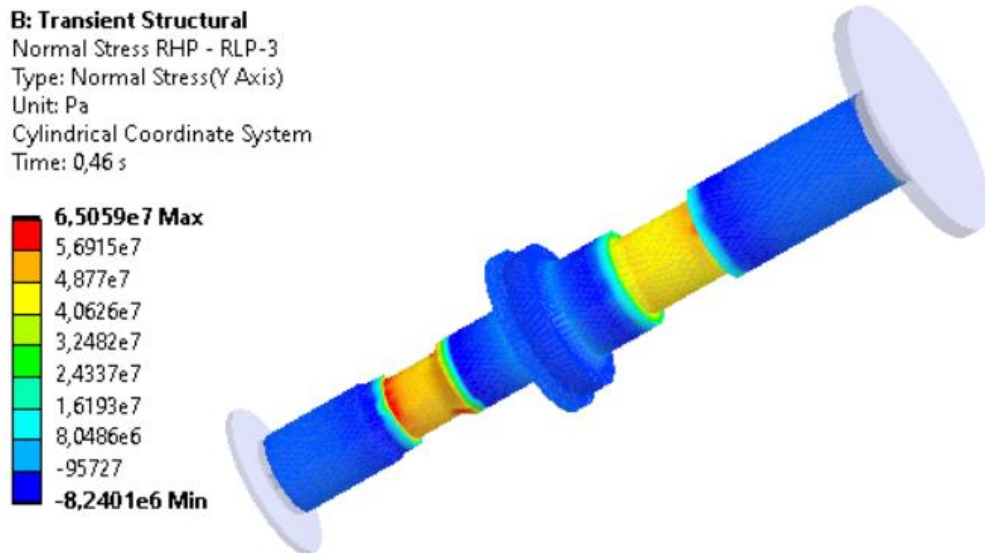


Рисунок 4.13 – Розподіл дотичних напружень між ЦВТ і ЦНТ-3

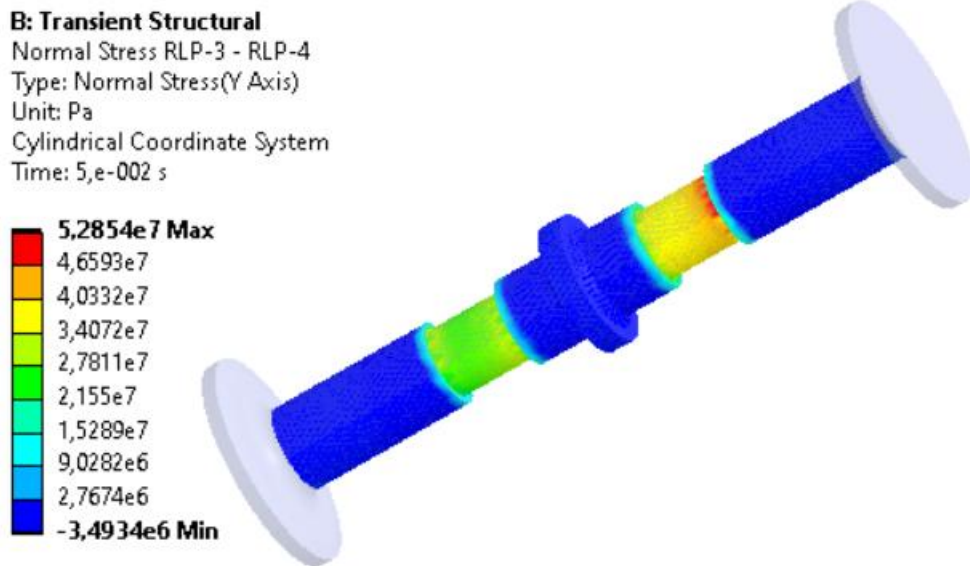


Рисунок 4.14 – Розподіл дотичних напружень між ЦНТ-3 і ЦНТ-4

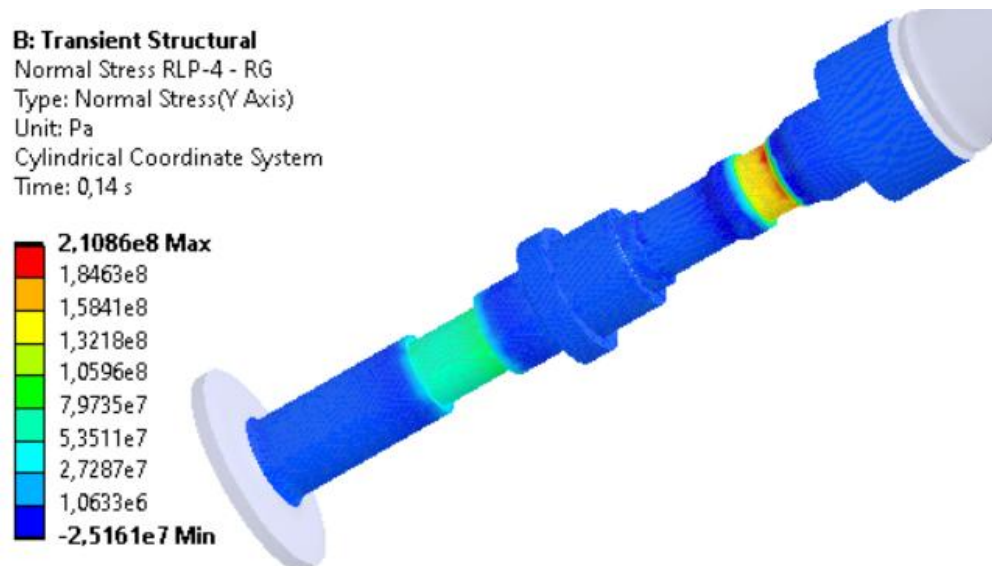


Рисунок 4.15 – Розподіл дотичних напружень між ЦНТ-4 і ЕГ

Таким чином, змодельоване коротке замикання викликало появу крутильних коливань всього валопроводу турбоагрегату. Найбільші амплітуди дотичних напружень спостерігаються на ділянках роторів з найменшим діаметром.

#### **4.5. Дослідження НДС валопроводу ТА К-1000-60/3000 при асинхронному включенні турбогенератора**

Обмеження по кількості пусків турбоагрегату встановлюється виробником. Тому це є одним із параметрів, що визначає ресурс турбоустановок. Проте, під час пуску енергоблоку не завжди вдається підключити електрогенератор до мережі з першої спроби. Іноді процес синхронізації та повторного підключення повторюється декілька разів. Тому фактична кількість підключень генератора до об'єднаної енергосистеми значно перевищує кількість пусків парової турбіни. При кожній спробі включення, успішній, або ні, на електрогенераторі виникає реактивний обертовий момент, який викликає появу крутильних коливань всього валопроводу турбоагрегату з різною інтенсивністю. Таким чином, можна з упевненістю стверджувати, що за весь проектний час експлуатації турбоустановки кількість підключень електрогенератора до мережі значно перевищує кількість пусків турбіни, кожне з яких спричиняє появу крутильних коливань валопроводу, тим самим призводить до втомного пошкодження металу [96].

За інформацією, наданою обслуговуючим персоналом атомної електростанції, швидкохідні турбоагрегати К-1000-60/3000 значно важче синхронізувати з мережею в порівнянні з тихохідними аналогами. Після планових зупинок та ремонтів не вдається одразу успішно підключити турбогенератор до об'єднаної енергосистеми. При цьому спостерігаються значні вібрації турбоагрегату. Нажаль, на електростанціях відсутні засоби моніторингу за крутильними коливаннями, що значно ускладнює оцінку залишкового ресурсу обладнання.

У зв'язку з відсутністю значень реактивних моментів, що виникають при асинхронному включенні електрогенератора ТВВ-1000-2УЗ ВЕО «Електросила» в мережу, було використано залежності отримані для електрогенератора ТГВ-200 [96].

Дослідження напружено-деформованого стану валопроводу при невіддалому підключенні турбогенератора до енергосистеми є складною задачею. Оскільки тривалість часу від моменту включення до аварійного відключення від мережі носить випадковий характер [97, 98].

На рис. 4.16 показано графік зміни реактивного крутного моменту на турбогенераторі при його асинхронному підключенні до мережі з кутом синхронізації  $30^\circ$ . Час до моменту аварійного відключення становить 0,271 с.

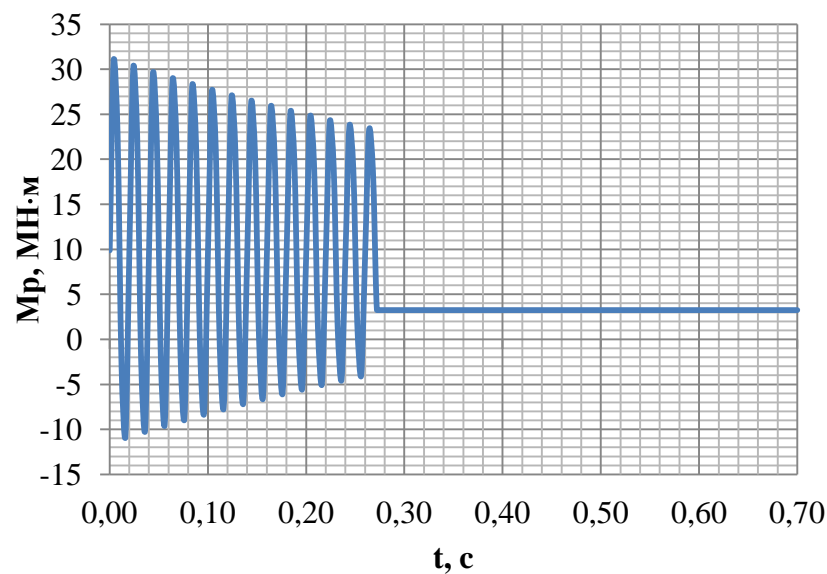


Рисунок 4.16 – Зміна реактивного крутного моменту на турбогенераторі [84]

На рис. 4.17–4.21 показано графік зміни максимальних дотичних напружень на ділянках валопроводу турбоагрегату при асинхронному підключенні турбогенератора до мережі з кутом синхронізації  $30^\circ$ .

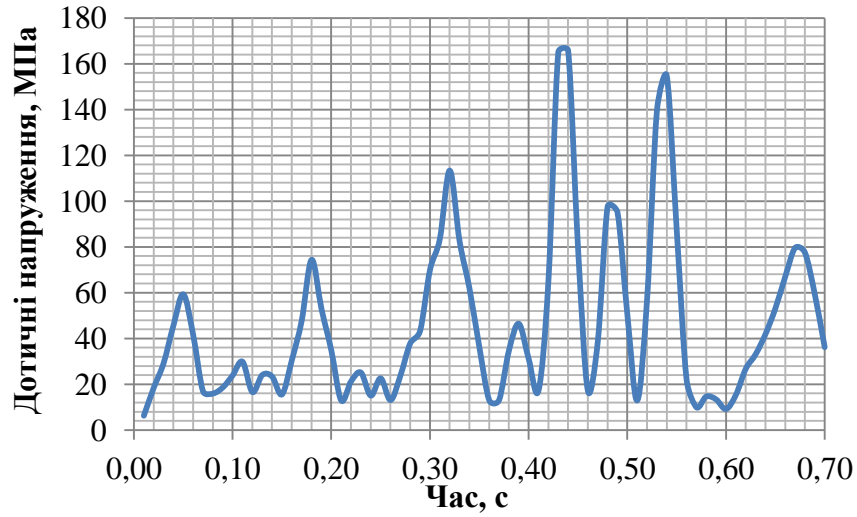


Рисунок 4.17 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ-1 та ЦНТ-2

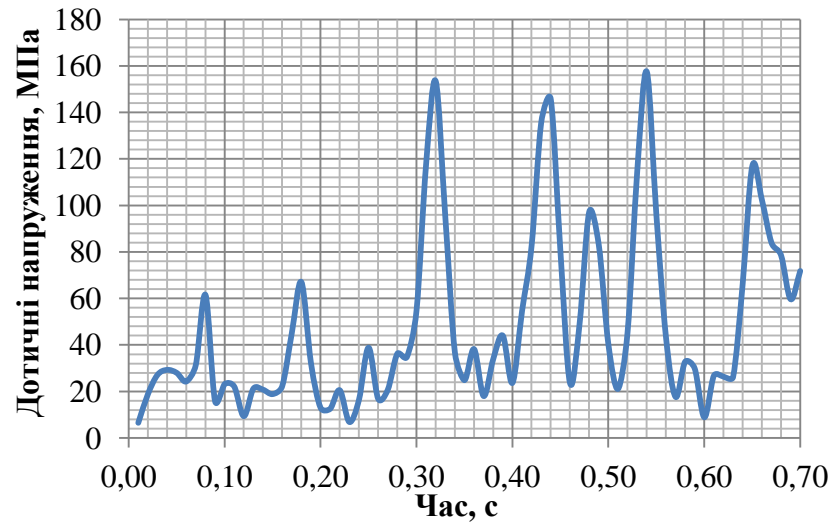


Рисунок 4.18 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ-2 та ЦВТ

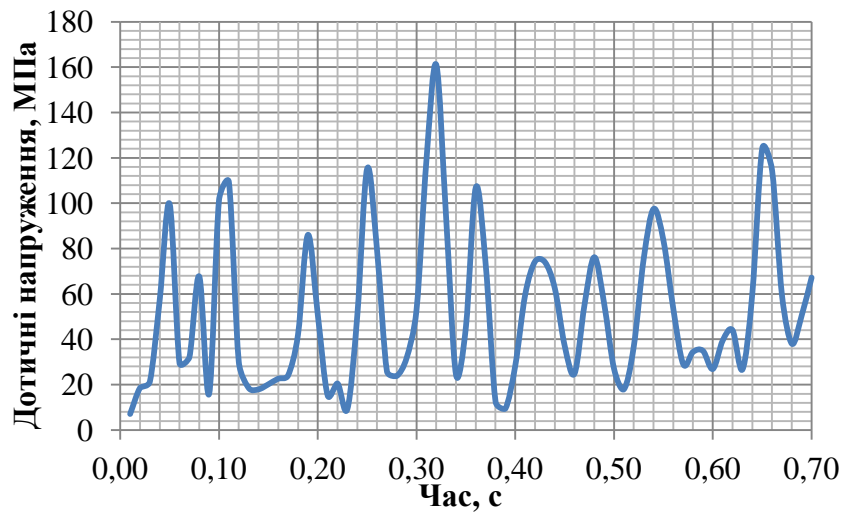


Рисунок 4.19 – Максимальні дотичні напруження між ЦВТ та ЦНТ-3

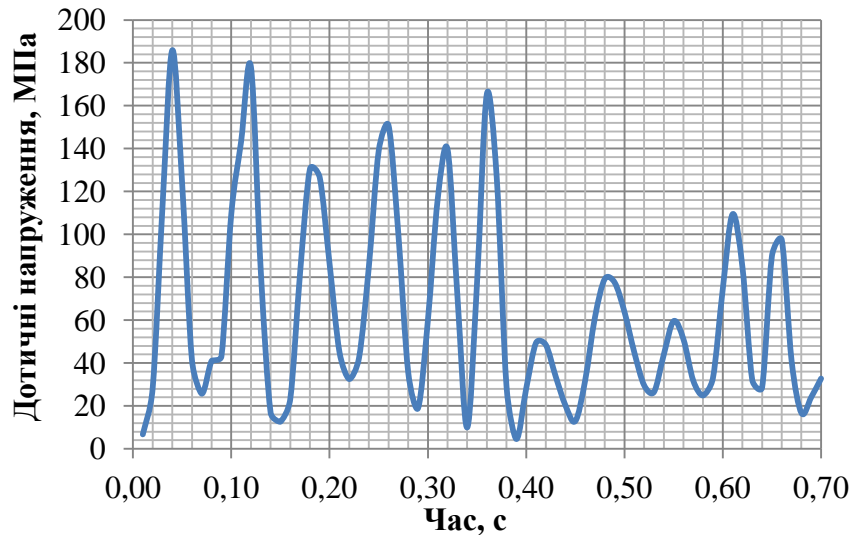


Рисунок 4.20 – Максимальні догічні напруження між ЦНТ-3 та ЦНТ-4

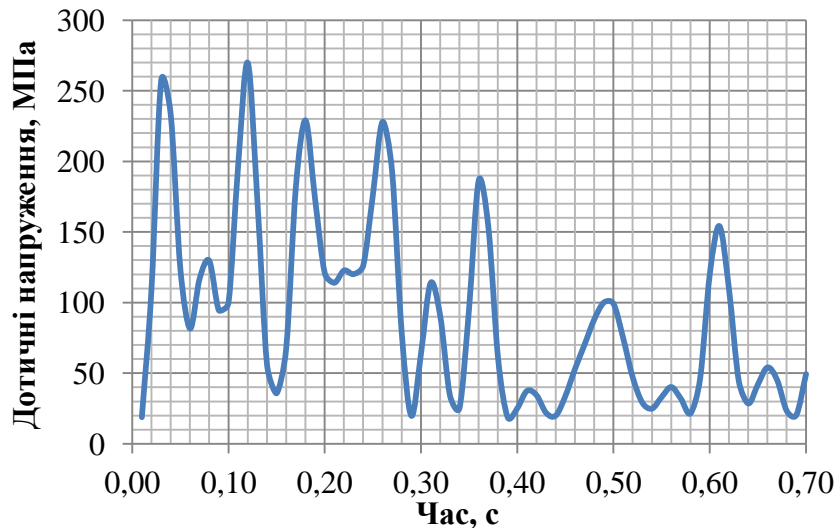


Рисунок 4.21 – Максимальні догічні напруження між ЦНТ-4 та ЕГ

Аналізуючи графіки 4.17–4.21, стає очевидно, що асинхронне включення з кутом синхронізації  $30^\circ$  спричинило появу крутильних коливань по всій довжині валопроводу. На усіх ділянках роторів між паровими циліндрами виникли напруження, що перевищують границю витривалості роторної сталі, таким чином це призвело до пошкодження металу валопроводу.

Як і очікувалося, найбільші інтенсивності догічних напружень виникли на ділянці валопроводу між паровою турбіною та турбогенератором. На даній ділянці спостерігається 5 пошкоджуючих циклів навантаження.

#### **4.6. Дослідження НДС валопроводу ТА К-1000-60/3000 при асинхронному включенні після відновлення ротору**

Впродовж останніх років на атомних електростанціях було виявлено ряд конструктивних недоліків паротурбінного обладнання потужністю 1000 МВт, що виготовлювалося на ЛМЗ.

Зокрема на одному із турбоагрегатів К-1000-60/3000 ЛМЗ під час проведення пускових випробувань відбулося пошкодження робочих лопаток 5-го ступеня ротора ЦВТ. Ремонтні роботи для повного відновлення пошкоджень такого роду потребують значного терміну виконання та зазвичай вимагають залучення виробничих потужностей виробників даного енергетичного обладнання.

В теперішніх умовах, об'єднана енергосистема нашої держави експлуатується в надзвичайно напруженому стані. Значна частка пошкоджених, або недосяжних енергоблоків спричиняє дефіцит потужностей в енергосистемі. Тому виведення з експлуатації потужного енергоблоку, що покриває базову частину графіка навантаження на довготривалій капітальний ремонт призведе до примусового відключення багатьох споживачів електричної енергії.

Дана складна ситуація змушує шукати конструктивні рішення, що дозволять в короткий термін відновити працездатний стан обладнання. Так в [99] розглядаються варіанти, які можна впровадити за короткий термін після пошкодження ротора ЦВТ турбоагрегату К-1000-60/3000 виробництва ЛМЗ в умовах електростанції, щоб забезпечити продовження роботи енергоблоку.

Дослідження [99] показало, що одним із найпростіших варіантів, з практичної точки зору, в разі пошкодження робочих лопаток 5-го ступеня парової турбіни К-1000-60/3000 ЛМЗ є конструктивне виконання циліндру високого тиску без робочих лопаток даного ступеня. При цьому внутрішня потужність енергоблоку становить близько 1003,39 МВт, що на 6,62 % менше від номінального значення.

В енергетиці відсутні випадки експлуатації енергоблоку К-1000-60/3000 без робочих лопаток одного із ступенів. Таким чином, дослідження крутильних коливань валопроводу, що виникають на турбоустановці після часткового відновлення має значний практичний та науковий інтерес.

Відмінність від дослідження проведеного в розділі 4.5 полягає у відсутності робочого лопаткового апарату 5-го ступеня правого потоку. Таким чином в граничних умовах було прибрано крутний момент, момент інерції та зосереджену масу на даному ступені, а також зменшено крутний моменти на роторі електрогенератора. Усі інші початкові умови залишалися ідентичними.

На рис. 4.22–4.26 показано графіки зміни максимальних дотичних напружень на ділянках валопроводу турбоагрегату при асинхронному підключенні турбогенератора до мережі з кутом синхронізації  $30^\circ$ . Синьою лінією (1) показано результати розрахунку для проєктної турбоустановки, а червою (2) для турбоустановки після відновлення (без 5-го робочого ступеня).

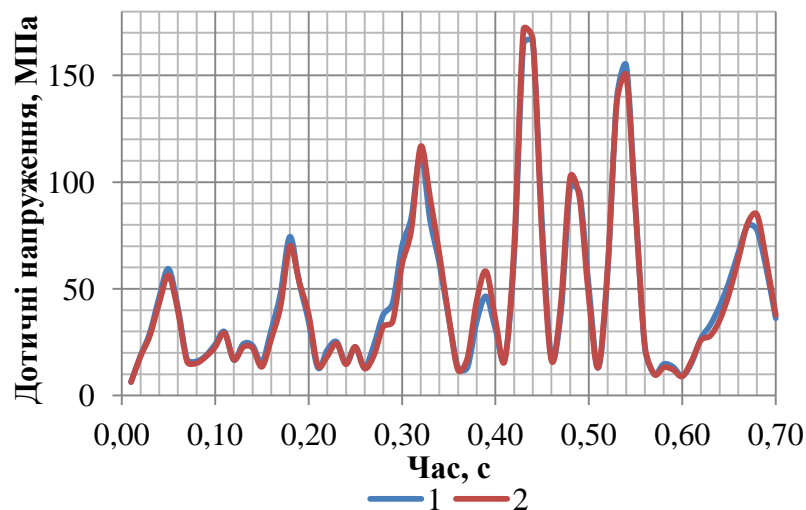


Рисунок 4.22 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ-1 та ЦНТ-2:

- 1 – дотичні напруження для проєктного валопроводу;
- 2 – дотичні напруження для валопроводу після відновлення (без 5-го робочого ступеня)

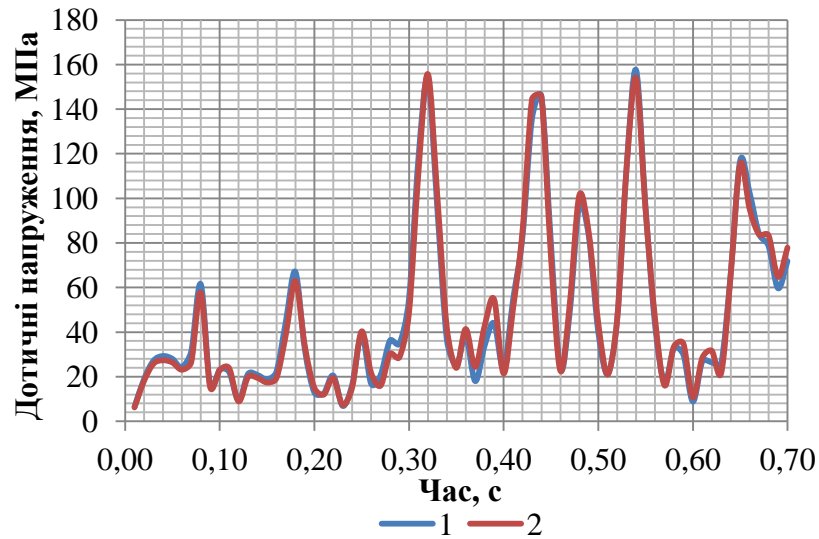


Рисунок 4.23 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ-2 та ЦВТ:  
 1 – дотичні напруження для проєктного валопроводу;  
 2 – дотичні напруження для валопроводу після відновлення (без 5-го робочого ступеня)

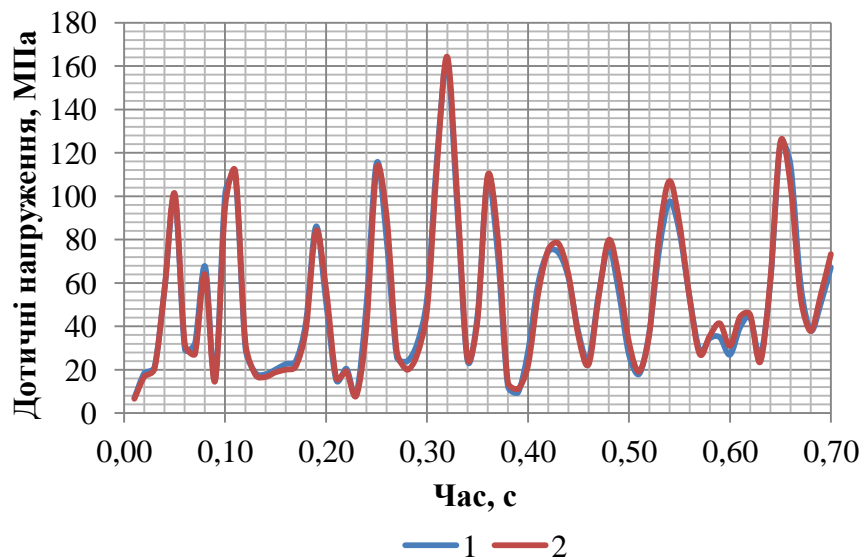


Рисунок 4.24 – Максимальні дотичні напруження між ЦВТ та ЦНТ-3:  
 1 – дотичні напруження для проєктного валопроводу;  
 2 – дотичні напруження для валопроводу після відновлення (без 5-го робочого ступеня)

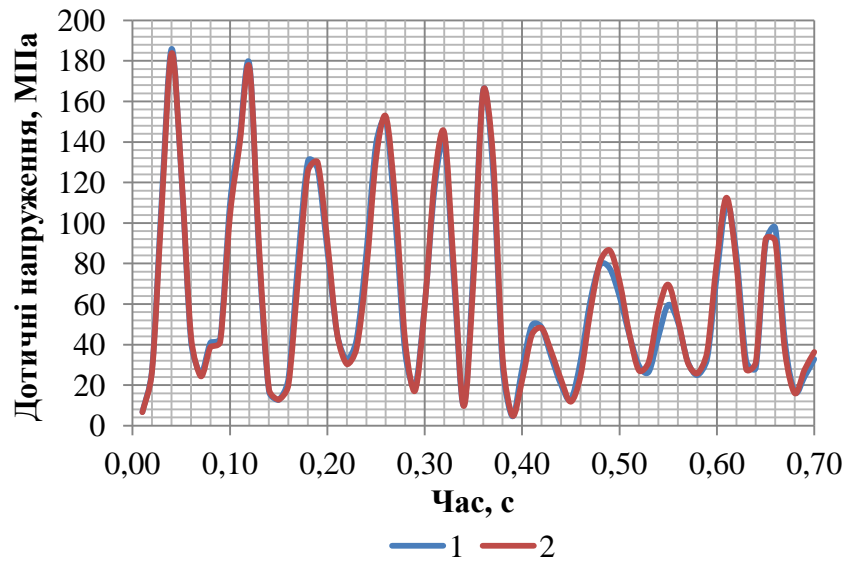


Рисунок 4.25 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ-3 та ЦНТ-4:  
 1 – дотичні напруження для проєктного валопроводу;  
 2 – дотичні напруження для валопроводу після відновлення (без 5-го робочого ступеня)

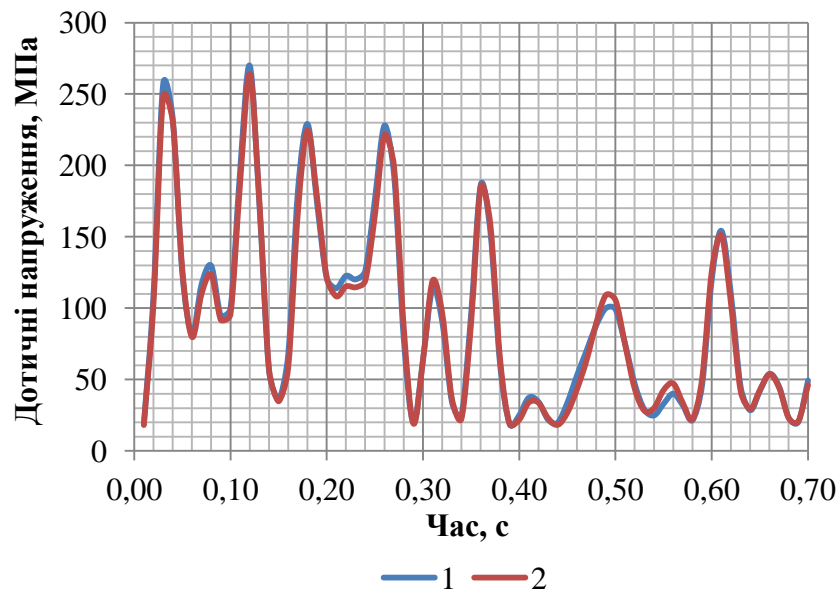


Рисунок 4.26 – Максимальні дотичні напруження між ЦНТ-4 та ЕГ:  
 1 – дотичні напруження для проєктного валопроводу;  
 2 – дотичні напруження для валопроводу після відновлення (без 5-го робочого ступеня)

Аналізуючи наведені вище графіки стає очевидним, що відсутність одного робочого ступеня ротора ЦВТ турбоагрегату К-1000-60/3000 мало впливає на крутильні коливання валопроводу, що виникають внаслідок

асинхронного включення турбогенератора до мережі. Відмінність у дотичних напруження між проєктним ротором та ротором після відновлення (зняття робочих лопаток з пошкодженого ступеня) є незначною.

Крутний момент, який створюється робочими лопатками 5-го ступеня є незначним, у порівнянні із загальним крутним моментом, що генерується паровою турбіною. Тому дотичні напруження, які виникли внаслідок асинхронного включення турбогенератора в мережу є дещо меншими в порівнянні з розрахунком проєктного валопроводу, що наведений в розділі 4.5.

#### **4.7. Розрахункова оцінка пошкодження валопроводу ТА К-1000-60/3000 внаслідок крутильних коливань**

Ротори турбоагрегату з приєднаними до них обертовими масами являють собою класичну багато резонансну крутильну маятникову систему. Усі вимушені та вільні обертові коливання відбуваються навколо осі обертання ротора. Багаторічний досвід експлуатації паротурбінних агрегатів ТЕС та АЕС підтверджує, що однією з причин утворення тріщин в металі роторів є крутильні коливання, які виникають з цілого ряду причин [34, 57, 58]. Проте, на більшості енергоблоків здійснюють безперервний моніторинг тільки за поперечними коливаннями валопроводу, а контроль за крутильними коливаннями не проводиться.

Короткі замикання та асинхронні включення турбогенератора в об'єднану енергосистему призводять до появи дисбалансу між електромагнітним моментом на роторі електрогенератора та механічним крутним моментом на валопроводі парової турбіни. При цьому може виникати крутний момент, що за величиною в декілька разів перевищує номінальний.

Для оцінки пошкодження металу валопроводу внаслідок крутильних коливань визначались максимальні дотичні напруження кожного циклу

коливань  $\tau_{ai}$ , які перевищують межу витривалості сталі. Далі за кривою втоми роторної сталі для кожного небезпечного коливання визначалася кількість циклів до руйнування  $N_{ip}$ . Пошкодження металу ділянки валопроводу на  $i$ -тому циклі коливань визначалося за наведеною нижче формулою:

$$P_i = \frac{1}{N_{ip}} \quad (4.1)$$

Розрахунок сумарного пошкодження на ділянці валопроводу внаслідок крутильних коливань проводився за теорією лінійною сумування пошкодження:

$$P = \sum_{i=1}^s P_i, \quad (4.2)$$

де  $s$  – кількість циклів пошкодження,

$P_i$  – пошкодження металу на  $i$ -тому циклі коливань.

Крутильні коливання валопроводу, що виникають внаслідок короткого замикання моделювалися реактивним сплеском бігармонічної форми на роторі електрогенератора тривалістю дії – 0,02 с. Кількість циклів пошкодження та рівень пошкодження металу на ділянках валопроводу наведено в таблиці 4.1.

Небезпечні дотичні напруження, що призвели до циклічного пошкодження металу виникли тільки на ділянці валопроводу між паровою турбіною та електрогенератором. На даній ділянці спостерігається 5 пошкоджуючих циклів коливань. Сумарне пошкодження ротору електрогенератора з боку парової турбіни становить  $3,13 \cdot 10^{-2} \%$ .

Таблиця 4.1 – Циклічне пошкодження найбільш навантажених ділянок валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000 внаслідок короткого замикання

Ділянка валопроводу	$s$	$\Pi$
РНТ-1 – РНТ-2	0	0
РНТ-2 – РВТ	0	0
РВТ – РНТ-3	0	0
РНТ-3 – РНТ-4	0	0
РНТ-4 – РГ	5	$3,13 \cdot 10^{-4}$

На інших ділянках валопроводу змодельоване трьохфазне коротке замикання не спричинило пошкодження металу роторів по механізму циклової втоми.

В розділах 4.5-4.6 досліджено напружено-деформований стан металу валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000 при асинхронному включенні з кутом синхронізації  $30^\circ$ , час до аварійного відключення становив 0,271 с. На основі отриманих графіків дотичних напружень визначалося пошкодження металу роторів, яке наведено в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 – Циклічне пошкодження найбільш навантажених ділянок валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000 внаслідок асинхронного включення

Ділянка валопроводу	$s_1$	$s_2$	$\Pi_1$	$\Pi_2$
РНТ-1 – РНТ-2	3	3	$7,17 \cdot 10^{-5}$	$7,54 \cdot 10^{-5}$
РНТ-2 – РВТ	4	4	$7,57 \cdot 10^{-5}$	$7,66 \cdot 10^{-5}$
РВТ – РНТ-3	5	6	$4,26 \cdot 10^{-5}$	$4,96 \cdot 10^{-5}$
РНТ-3 – РНТ-4	7	7	$2,15 \cdot 10^{-4}$	$2,18 \cdot 10^{-4}$
РНТ-4 – РГ	7	8	$6,85 \cdot 10^{-4}$	$6,45 \cdot 10^{-4}$

В таблиці вище індексами 1 позначено величини для проєктної моделі валопроводу, а індексами 2 – для валопроводу після відновлення (без робочого ступеня ЦВТ).

Найбільше пошкодження в обох моделях виникає на ділянці роторів між паровою турбіною та турбогенератором. Це пояснюється тим, що на цій ділянці діє максимальний крутний момент. Таким чином тут буде відбуватися максимальне пошкодження металу при крутильних коливаннях, якщо вони викликані збудженням з боку електрогенератора.

Внаслідок зняття усіх робочих лопаток пошкодженого 5-го ступеня тиску, зменшується номінальний крутний момент на роторі турбоустановки К-1000-60/3000 між ЦНТ-4 та РГ. Тим самим, зменшуються дотичні напруження, що виникають внаслідок сплеску реактивного моменту з боку електрогенератора. Пошкоджуваність від дії крутильних коливань зменшується на 5,9%.

В разі проведення синхронізації електрогенератора турбоустановки К-1000-60/3000 після зупинки турбоагрегату для проведення ремонтних робіт можливе здійснення декількох асинхронних підключень. Припустимо, що при кожному пуску турбоагрегату К-1000-60/3000 ЛМЗ відбулося близько 2-3 асинхронних підключень електрогенератора до мережі. Тоді для енергоблоку АЕС який пускали 52 рази за весь час експлуатації відбулося 104-156 асинхронних підключень. То внаслідок крутильних коливань при 104-х підключеннях з грубою синхронізацією метал проєктного валопроводу пошкодився на  $104 \cdot 6,85 \cdot 10^{-2} = 7,124$  %, а валопроводу без 5-го робочого ступеня – на  $104 \cdot 6,45 \cdot 10^{-2} = 6,71$  %. Якщо ж відбулося 156 підключень з грубою синхронізацією, то внаслідок крутильних коливань метал проєктного валопроводу пошкодився на  $156 \cdot 6,85 \cdot 10^{-2} = 10,686$  %, а валопроводу без 5-го робочого ступеня – на  $156 \cdot 6,45 \cdot 10^{-2} = 10,062$  %. Таким чином, пошкодження за весь час експлуатації енергоблоку, що виникають внаслідок крутильних

коливань при несинхронних підключеннях турбогенератора становлять суттєву величину, яка є співставною з циклічною пошкоджуваністю.

#### 4.8. Висновки до розділу

1. Для створення моделі застосовано поширений підхід заміни робочих лопаток і бандажних кріплень на відповідні зосереджені маси та моменти інерції. Верифікацію розроблених моделей виконано на основі критичної швидкості обертання валопроводу. Відхилення розрахованих та критичних швидкостей обертання, що наводиться в технічній документації становить 0,34%.

2. Крутильні коливання, що виникають внаслідок короткого замикання моделювалися прикладанням бігармонійного сплеску на роторі електрогенератора, тривалістю дії – 0,02 с. Це викликало появу коливань широкого спектру. Проте, небезпечною є тільки ділянка між паровою турбіною та турбогенератором. На інших ділянках валопроводу інтенсивність дотичних напружень не перевищує межу витривалості роторної сталі.

Згідно з кривою Веллера для легованої сталі 25Х1М1ФА коротке замикання призвело до пошкодження металу валопроводу на рівні  $3,13 \cdot 10^{-2} \%$ .

3. Швидкохідні турбоагрегати К-1000-60/3000 ЛМЗ важко піддаються синхронізації. При недостатній синхронізації турбогенератора з мережею, його відключають та здійснюють повторну спробу синхронізації та підключення. Кожна така спроба супроводжується появою реактивного крутного сплеску на роторі електрогенератора, що призводить до крутильних коливань всього валопроводу.

Дослідження пошкодження металу при асинхронному включенні з кутом синхронізації  $30^\circ$  показало, що на всіх небезпечних ділянках

валопроводу виникають крутильні коливання, які призводять до накопичення пошкодження в металі.

Найбільший рівень пошкодження виникає між паровою турбіною та турбогенератором. Це пояснюється тим, що на даній ділянці валопроводу сумарний механічний крутний, який створюється потоком пару на кожному робочому ступені передається на електрогенератор.

4. За рахунок зменшення номінального крутного моменту на роторі турбоустановки К-1000-60/3000 ЛМЗ через зняття усіх робочих лопаток пошкодженого 5-го ступеня тиску ЦВТ, відбулося зменшення дотичних напружень, що виникли внаслідок сплеску реактивного моменту з боку електрогенератора. Таким чином рівень пошкодження металу зменшився на 5,9%.

5. Якщо припустити, що асинхронних включень було 156, то внаслідок крутильних коливань метал проєктного валопроводу пошкодився на  $156 \cdot 6,85 \cdot 10^{-2} = 10,686$  %, а валопроводу без 5-го робочого ступеня – на  $156 \cdot 6,45 \cdot 10^{-2} = 10,062$  %. Таким чином, пошкодження за весь час експлуатації енергоблоку, що виникають внаслідок крутильних коливань при несинхронних підключеннях турбогенератора становлять суттєву величину, що співставна з циклічною пошкоджуваністю.

6. Для точної оцінки пошкодження металу роторів турбоустановки К-1000-60/3000 внаслідок крутильних коливань необхідно проводити додаткові дослідження для отримання точних значень реактивних крутних моментів на роторі турбогенератора ТВВ-1000-2УЗ в залежності від кута синхронізації та тривалості дії, а також границь витривалості хромонікелевої легованої сталі марки 30ХНЗМ1ФА при крученні з різною асиметрією циклу навантаження.

## РОЗДІЛ 5

### РЕСУРСНІ ПОКАЗНИКИ РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТУРБОАГРЕГАТУ К-1000-60/3000

В даному розділі дисертації наведено частину результатів науково-дослідної роботи за договором № 37-124-08-22-17927 «Оцінка можливості подовження безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ХАЕС після пошкодження ротора ЦВТ», що виконувалась за участі дисертанта. Зокрема здобувач брав участь у дослідженні теплового стану ротора високого тиску при роботі на типових режимах експлуатації.

Моделювання теплового та напружено-деформованого стану ротора циліндра високого тиску виконані на основі розробленого просторового 3-D аналогу. Модель ротору виконано на основі проектної документації із врахуванням основних конструктивних особливостей об'єкту. Проточна частина циліндру виконана без робочих лопаток пошкодженого 5-го ступеня, а геометрію кріплення лопаток даного ступеня замінено на гладку циліндричну поверхню.

Оцінка накопиченого пошкодження в металі та ресурсні показники виконано у відповідності до рекомендацій нормативних документів СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2021 «Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій» та СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011 «Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни».

Оцінка пошкодження металу внаслідок малоциклової втоми, проводилась в найбільш навантажених ділянках ротора. Для цього, за допомогою методу Найбера, амплітуда інтенсивності деформації приводилась до симетричного циклу навантаження. У відповідності до рекомендацій керівного технічного матеріалу РТМ 108.021.103-85, на основі кореляційних залежностей, визначалося допустиме число пусків парової турбіни.

## 5.1. Режими роботи та графіки пусків парової турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку АЕС

Пуск та зупинка паротурбінної установки є одними із найбільш відповідальних режимів роботи енергоблоку. Дані режими експлуатації пов'язані із суттєвою зміною термонапруженого стану металу паротурбінної установки. Тому від якості виконання режиму пуску і зупинки суттєво залежать надійність та довговічність турбоагрегату.

Пусковий режим є найбільш відповідальним, оскільки під час нього в обладнання відбувається різка зміна тепломеханічного стану. При цьому термічні та механічні напруження в металі паротурбінної установки, як правило, підсумовуються [100].

Пуск турбоагрегату виконується у відповідності до інструкції по експлуатації, яка затверджується головним інженером електростанції. Пусковий режим енергоблоку залежить від типу парової турбіни, її потужності, початкових параметрів робочого середовища, та конструктивних особливостей.

Загалом, при пуску парової турбіни можна виділити наступні етапи:

- а) підготовка;
- б) пуск і підвищення частоти обертання валопроводу до номінальної;
- в) синхронізація та включення турбогенератора в енергосистему, і подальше навантаження турбіни.

Пусковий режим енергоблоку атомної електростанції обирається в залежності від температури металу зовнішньої поверхні фланця циліндру високого тиску в зоні паровпуску. Відповідно до інструкції по експлуатації парової турбіни К-1000-60/3000 ЛМЗ, можна виділити три основні пускові режими роботи [95]:

- а) при температурі  $T_{флЦВТ}^{зовн} < 100$  °С – пуск з холодного стану (ХС);

б) при температурі  $T_{флЦВТ}^{зовн} = 100 - 150 \text{ }^\circ\text{C}$  – пуск з неохолодженого стану (НС);

в) при температурі  $T_{флЦВТ}^{зовн} > 100 \text{ }^\circ\text{C}$  – пуск з гарячого стану (ГС).

Для дослідження теплового стану металу ротора ЦВТ при пускових режимах роботи виконується розрахунок нестационарної задачі теплопровідності. Для її вирішення необхідно визначити граничні умови теплообміну I-IV роду. Вони мають відповідати графікам-завданням пуску турбоагрегату К-1000-60/3000 ЛМЗ з відповідного теплового стану. Дані графіки для кожного пускового режиму зображено на рис. 5.1-5.3.

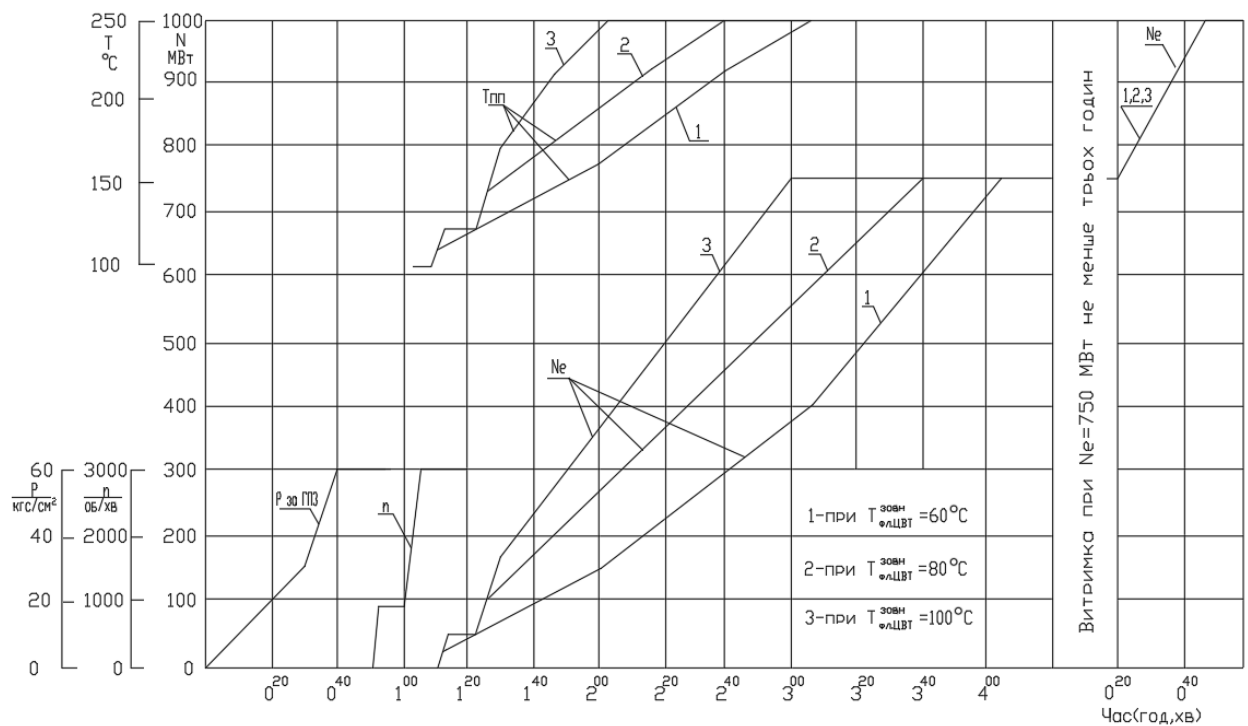


Рисунок 5.1 – Графік-завдання пуску турбоагрегату К-1000-60/3000 ЛМЗ з холодного стану (ХС)

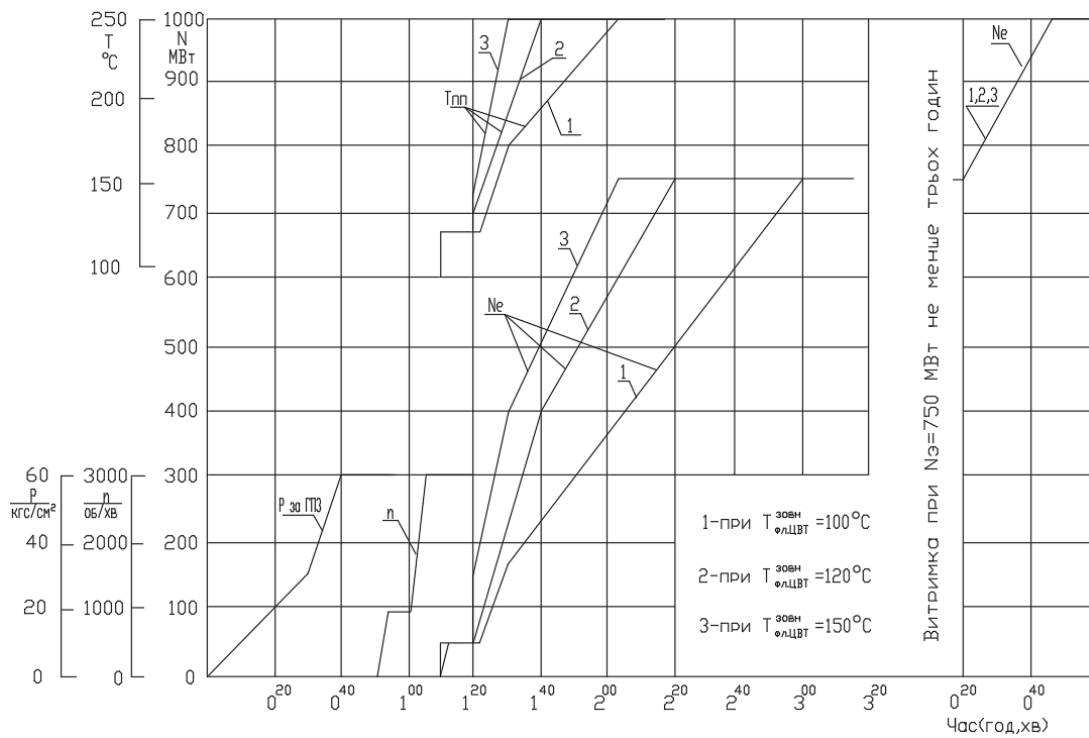


Рисунок 5.2 – Графік-завдання пуску турбоагрегату К-1000-60/3000 ЛМЗ з неостиглого стану (НС)

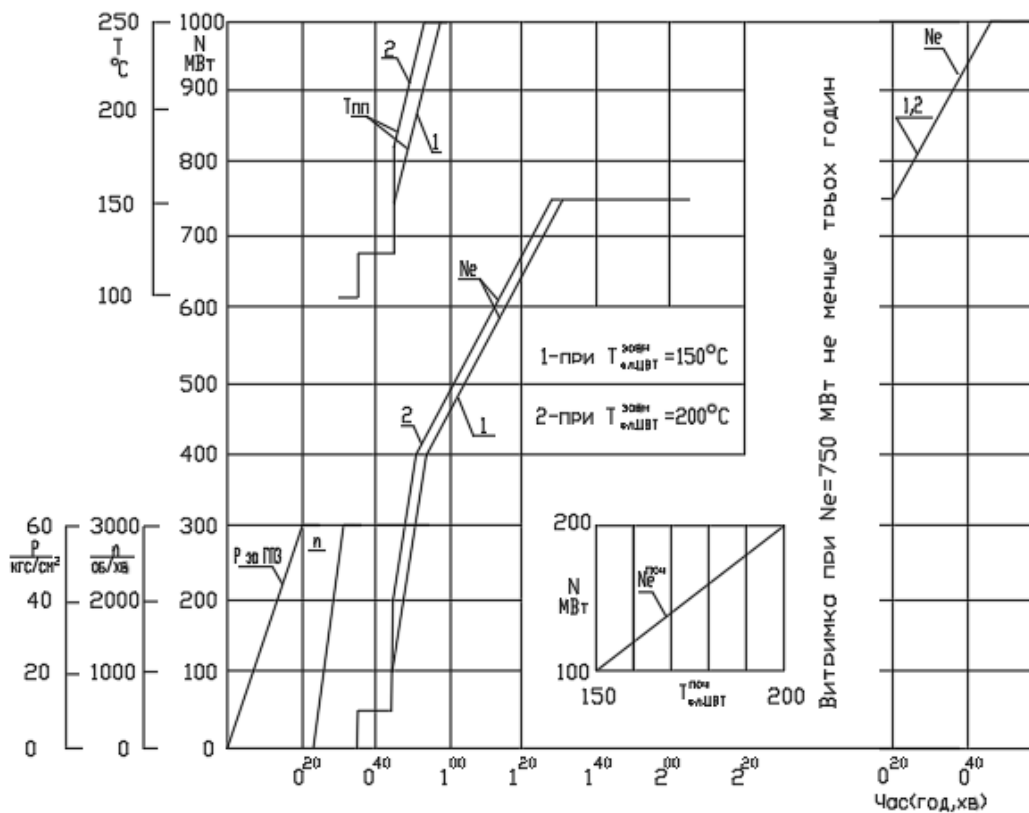


Рисунок 5.3 – Графік-завдання пуску турбоагрегату К-1000-60/3000 ЛМЗ з гарячого стану (ГС)

## 5.2. Математична модель розрахунку теплового стану, напружено-деформованого стану та оцінки залишкового ресурсу ротора ЦВТ ТА К-1000-60/3000

Крайова задача нестационарної теплопровідності включає рівняння теплопровідності та граничні умови I-IV роду [101]:

$$\operatorname{div}[\lambda(T) \cdot \operatorname{grad}(T)] = c(T) \cdot \gamma(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (5.1)$$

$$T_{\text{ст}} = f(x, y, z, \tau) \quad (5.2)$$

$$q = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau) \quad (5.3)$$

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha(t_{\text{сеп}} - t_{\text{см}}) \quad (5.4)$$

$$\begin{cases} T_{\text{см}_1} = T_{\text{см}_2} \\ -\lambda_1 \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_2 \end{cases} \quad (5.5)$$

де  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\gamma$  – функції температури і координати при початковій умові  $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$  та ГУ I- IV роду.

Для визначення граничних умов теплообміну ротора ЦВТ необхідно провести детальний розрахунок проточної частини парового циліндру при роботі на номінальному режимі. При детальному розрахунку визначають основні термодинамічні параметри робочого середовища (температура, тиск, питомий об'єм), перепади ентальпій, швидкості на середньому перерізі соплових та робочих лопаток, а також значення втрат кожного ступеня робочого циліндру. Також необхідно володіти інформацією, щодо його характерних геометричних розмірів Для дослідження нестационарних

режимів роботи турбоагрегату виконується розрахункова оцінка зазначених вище параметрів пари для витрат, що відповідають графікам пусків енергоблоку атомної електростанції (рис. 5.1-5.3).

Після розрахунку основних параметрів пари в необхідних точках проточної частини робочого циліндру на номінальному та пускових режимах роботи, визначають граничні умови I-IV роду. Порядок їх розрахунку детально описано в документі РТМ 108.020.16-83 [101].

Коефіцієнт тепловіддачі залежить від типу досліджуваної поверхні ротора парової турбіни та дорівнює:

- від пари до міжлопаткових поверхонь ротора:

$$Nu = 0,206 \cdot Re^{0,66} \cdot s_2^{-0,58} \quad (5.6)$$

$$s_2 = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2b_0}{\bar{t} \cdot l \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2) \cdot \cos^2\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right)}} \quad (5.7)$$

- на торцевих стінках дисків ступенів ротора:

$$Nu = 0,0197 \cdot (n + 2,6)^{0,2} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \quad (5.8)$$

де  $n$  – показник степеня в рівнянні зміни температурного напору по радіусу диска:

$$t_{cm} - t_{cp} = c \cdot r^n \quad (5.9)$$

- для робочих дисків ступенів ротора, які обертаються в кожуху між сусідніми діафрагмами:

$$Nu = 0,0256 \cdot (1 - z_\varphi)^{0,75} \cdot Re^{0,75} \cdot Pr^{0,6} \cdot \left(\frac{s}{r}\right)^{0,25} \quad (5.10)$$

- для ділянок ротора з прямоточним типом ущільнення, рівняння конвективного теплообміну:

$$\begin{cases} Nu = \frac{0,256 Re^{0,6} Pr^{0,43}}{(\frac{s}{\delta})^{0,085} (\frac{h}{\delta})^{0,075}}, \text{ при } Re = 2,4 \cdot 10^2 \div 8,7 \cdot 10^3 \\ Nu = \frac{0,0454 Re^{0,8} Pr^{0,43}}{(\frac{s}{\delta})^{0,1} (\frac{h}{\delta})^{0,1}}, \text{ при } Re = 8,7 \cdot 10^3 \div 1,7 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (5.11)$$

де  $s$  – відстань між гребнями ущільнень;

$\delta$  – відстань від гребня ущільнень до поверхні ротора;

$h$  – відстань від поверхні ротора до корпусу циліндра.

- для ступінчатих ущільнень:

$$\begin{cases} Nu = 2,04 Re^{0,5} (\frac{h}{\delta})^{-0,56} Pr^{0,43}, \text{ при } Re \leq 1 \cdot 10^4 \\ Nu = 0,476 Re^{0,7} (\frac{h}{\delta})^{-0,56} Pr^{0,43}, \text{ при } 6 \cdot 10^3 < Re < 1,2 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (5.12)$$

- для проміжних та діафрагмових ущільнень із ступінчатими, або прямоточними лабіринтами:

$$Nu = \frac{0,052}{k} Re^{0,9} (\frac{\delta}{h})^{0,7} Pr^{0,43}, \text{ при } 3,5 \cdot 10^3 < Re < 2,5 \cdot 10^4 \quad (5.13)$$

де  $z$  – кількість гребнів ущільнень;

$p_1$  – повний тиск перед лабіринтовим ущільненням;

$p_2$  – повний тиск за лабіринтом ущільненням;

$k$  – коефіцієнт витрати для даного типу ущільнення. Визначається за нижче наведеним рівнянням:

$$k = \frac{G}{f \sqrt{g (p_1^2 - p_2^2) / zRT}} \quad (5.14)$$

$W_{cp}$  – середня швидкість пари, що проходить через ущільнення:

$$W_{cp} = G_y \cdot v_{cp} / F_y \quad (5.15)$$

$G_y$  – витрата ущільнюючої пари:

$$G_y = \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1-(p_2/p_1)^2}{z}} \quad (5.16)$$

$F_y$  – робоча площа ущільнень:

$$F_y = \pi \cdot d_y \cdot \delta \quad (5.17)$$

- для поверхонь ротора, що контактують з повітрям:

$$Nu = 0,11 \cdot (0,5 \cdot Re^2 + Gr)^{0,33} \quad (5.18)$$

- для ділянки поверхні ротора, що знаходиться в підшипниках:

$$Nu = 6 \cdot (Re_m \cdot Pr_m)^{0,23} \cdot d_{ш}/l_{ш} \quad (5.19)$$

де  $d_{ш}$  – діаметр шийки вала ротора;

$l_{ш}$  – довжина поверхні шийки ротора, яка омивається маслом.

Таким чином, при дослідженні теплового стану металу на теплообмінних поверхнях ротора ЦВТ турбоагрегату К-1000-60/3000 задавалися граничні умови III роду із використанням гіперболічної інтерполяції розрахованих величин, а на внутрішній поверхні осевого каналу задавалися граничні умови II роду.

Нестационарні напружено-деформовані стани ротора ЦВТ при різних пускових режимах енергоблоку встановлювались на основі рівнянь рівноваги, закону пружності та сумісності деформацій.

$$\{\sigma_i\}_j + \rho X_i = 0; \quad i, j = 1, 2, 3; \quad p_i = f(x, y, z, 0) \quad (5.20)$$

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \cdot \Delta T\} \quad (5.21)$$

де  $\{\sigma_i\}_j$  – нормальні та дотичні напруження в металі ротора ЦВТ;

$X_i$  – масова сила, яка діє в елементах валу (сила тяжіння, відцентрова сила, реакції опор та ін.);

$p_i$  – зовнішнє розподілене навантаження;

$\rho_i$  – густина роторної сталі;

$\{\varepsilon_{ij}\}$  – вектор деформацій;

$[a]$  – матриця коефіцієнтів пружності;

$\{\sigma_{ij}\}$  – вектор напружень;

$\{\beta \cdot \Delta T\}$  – вектор температурних деформацій;

$\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення;

$\Delta T$  – зміна температури металу ротора ЦВТ протягом експлуатації.

Для розрахунку теплового та напружено-деформованого стану ротора циліндра високого тиску, було визначено всі теплофізичні та фізико-механічні характеристики роторної сталі 30ХНЗМ1ФА в залежності від температури металу. Визначення характеристик проводилося у відповідності до РТМ 108.021.103-85 [102].

Сумарне пошкодження  $\Pi'$  металу ротору, який працює в умовах спільної дії повзучості при різних сталих режимах експлуатації та циклічних навантажень при різних змінних режимах, визначається за удосконаленою формулою, що враховує пошкодження металу внаслідок впливу крутильних коливань валопроводу [91]:

$$\Pi' = \Pi'_{\text{ст}} + \Pi'_{\text{ц}} + \Pi'_{\text{кр.к}} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_j}{T'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}} + \sum_{j=1}^{s'} \frac{r'_i}{R'_{pi}} \quad (5.22)$$

де  $\Pi'_{\text{ст}}$  – статична пошкоджувальність металу;

$\Pi'_{\text{ц}}$  – циклічна пошкоджувальність металу;

$\Pi'_{\text{кр.к}}$  – пошкоджувальність металу через дію крутильних коливань валопроводу, накопичена в металі ротору на момент оцінки залишкового терміну експлуатації;

$t'_j$  – тривалість роботи на  $j$ -му сталому режимі при температурі металу  $T'_j$  та еквівалентних місцевих напружень повзучості  $(\sigma'_{\Delta j})_{\text{max}}$ ;

$T'_{pj}$  – час до настання граничного стану металу під дією еквівалентних напружень  $(\sigma'_{\Delta j})_{\text{max}}$  при температурах  $T'_j$  згідно із діаграмою тривалої міцності матеріалу;

$q'$  – число різних типів сталих режимів на момент оцінки з температурою  $T'_j$  й сталими еквівалентними місцевими напруженнями повзучості  $(\sigma'_{\Delta j})_{\text{max}}$ ;

$n'_l$  – кількість циклів навантаження  $l$ -го типу;

$N'_{pl}$  – кількість циклів до появи утомних тріщин внаслідок дії тільки циклічних навантажень  $l$ -го типу;

$$N_{\text{д}} = \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (5.23)$$

$N_1, N_2$  – допустима кількість циклів навантаження, які визначаються за кривими малоциклової втоми при амплітудах  $\varepsilon_{\text{а пр.}}$  та  $n_{\varepsilon} \cdot \varepsilon_{\text{а пр.}}$ ;

$n_N$  – коефіцієнт запасу міцності по числу циклів;

$n_{\varepsilon}$  – коефіцієнт запасу міцності по деформації;

$\varepsilon_{a.np.}$  – амплітуда інтенсивності деформації, що приведена до симетричного циклу навантаження визначена з врахуванням ефективного коефіцієнту інтенсивності напружень  $\bar{K}_T$ :

$$\varepsilon_{a.np.} = \frac{1+\nu}{1,5E} (C\sigma_a + \sigma_{-1} - \sigma_N) \quad (5.24)$$

$$C = \begin{cases} 1, & \text{при } N \leq 10^4; \\ \frac{\bar{K}_T}{K_T}, & \text{при } N|_{C=1} > 10^4; \end{cases} \quad \sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \frac{1+r}{1-r}}; \quad \sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} \quad (5.25)$$

$$\bar{K}_T = 1 + p(K_T - 1) \quad (5.26)$$

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона;

$E$  – модуль пружності роторної сталі;

$\sigma_{-1}$  – межа втомлюваності металу при симетричному типі навантаження;

$r$  – коефіцієнт, що характеризує асиметрію циклу навантаження;

$p$  – коефіцієнт чутливості металу ротору до концентрації напружень;

$k'$  – кількість різних типів циклів на момент проведення оцінки з різними розмахами наведених напружень  $\Delta\sigma'_i$  або амплітуд деформацій  $\varepsilon'_{di}$ ;

$\sigma_N^c$  – межа втомлюваності роторної сталі при несиметричному навантаженні та при сталій повзучості;

$\sigma_a$  – амплітуда інтенсивності напружень в розрахунковій точці об'єкту,  
 $\sigma_{д.м.}(T_1)$ ,  $\sigma_{д.м.}(T_2)$  - межі довготривалої міцності за термін експлуатації, що відповідають температурам  $T_1$  і  $T_2$ ;

$\sigma_{\max}$  – максимальне напруження циклу;

$r'_i$  – кількість циклів навантаження з амплітудою напружень  $\tau_{ai}$  ( $\tau_{ai}$  – амплітуда  $i$ -го циклу затухаючого процесу коливань);

$R'_{pi}$  – число циклів до руйнування при циклічному навантаженні та амплітуді напружень  $(\tau_{ai})_{\max}$  від крутильних коливань;

$s'$  – кількість циклів (блоків) навантаження об'єкту.

Прогнозоване залишкове напрацювання металу в роках до моменту появи тріщини  $[G]_{\text{зал}}$  визначається за нижче наведеною формулою [5, 30]:

$$[G]_{\text{зал}} = \frac{1-P'}{P''_p}, \quad (5.27)$$

де  $P'$  – накопичена на момент проведення оцінки сумарна пошкоджувальність;

$P''_p$  – прогнозована осереднена річна пошкоджувальність металу (річна швидкість вичерпання ресурсу) на період експлуатації після проведення оцінки, яка буде накопичуватись в досліджуваній зоні ротора при чергуванні  $q''$  типів сталих режимів та  $k''$  типів циклів з різними циклічними навантаженнями.

### **5.3. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора циліндра високого тиску ТА К-1000-60/3000**

Дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора ТА К-1000-60/3000 проведено для основних режимів експлуатації енергоблоку АЕС. До них відноситься номінальний режим при електричній потужності 1000 МВт, пуски з гарячого та холодного станів металу агрегату.

У зв'язку з тим, що ротор є симетричним, двох-потоким розрахунки виконувались тільки для одного потоку. Це дозволило суттєво скоротити розрахункові ресурси та затратений час на проведення дослідження [104].

Найбільша температура металу виникає на диску першого ступеня та становить 264,5 °С. Температура металу на ділянках кінцевих ущільнень становить від 151,1 до 115,3 °С. Детальний розподіл температур для номінального режиму експлуатації наведено на рис. 5.4.

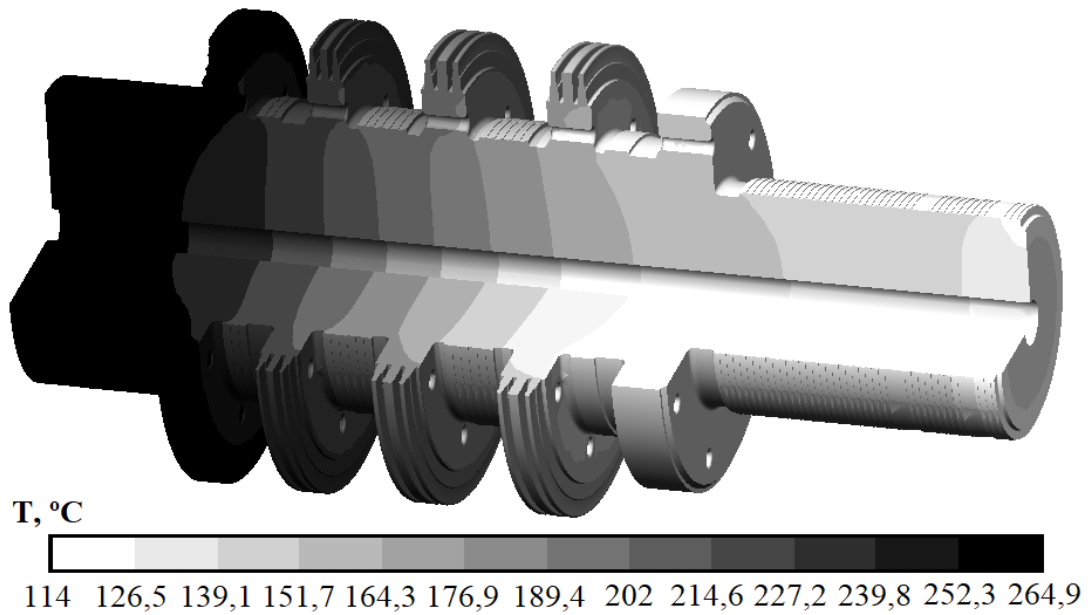


Рисунок 5.4 – Тепловий стан на номінальному режимі роботи турбіни К-1000-60/3000

На основі проведеного розрахунку теплового стану ротора циліндра високого тиску, було виконано розрахунок напружено-деформованого стану. Розподіл напружень наведено на рис. 5.5.

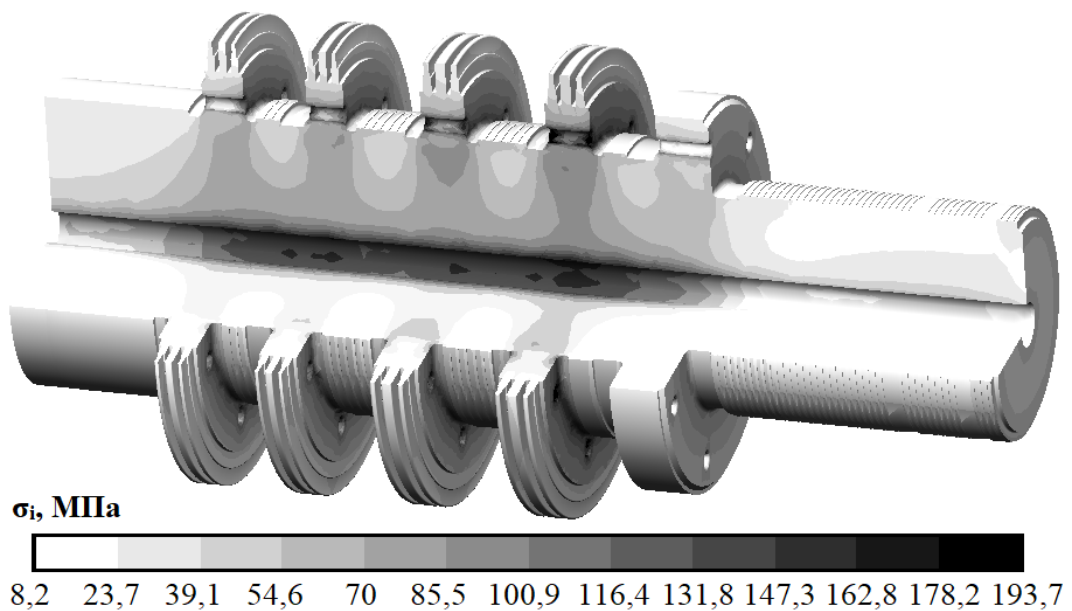


Рисунок 5.5 – Напружено-деформований стан на номінальному режимі роботи турбіни К-1000-60/3000

Отриманий напружено-деформований стан ротора ЦВТ демонструє, що максимальні інтенсивності напружень при номінальному режимі експлуатації спостерігаються в області розвантажувальних отворів 3-го та 4-го робочого ступеня, а також в осьовому каналі під цими ж ступенями. Максимальні значення напружень становлять  $\sigma_{i\ max} = 193,7$  МПа [104].

Варто зауважити, що важливими даними на пускових режимах роботи енергоблоку є інформація про нерівномірність розподілу температурних полів, представлена у вигляді нестационарних градієнтів температур. В досліджуваному роторі ЦВТ блоку АЕС було обрано 12 найбільш характерних областей дослідження. Дані точки зображено на рис. 5.6.

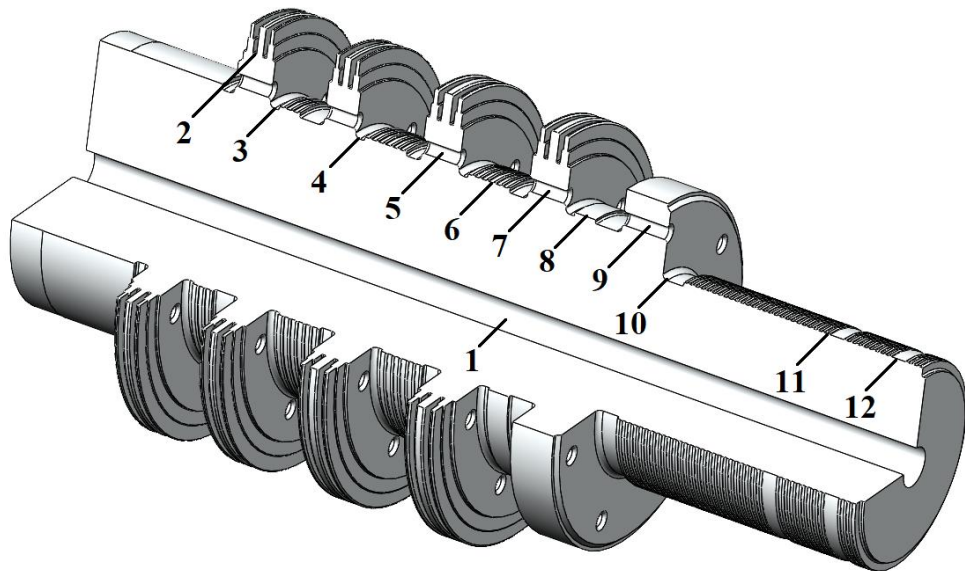


Рисунок 5.6 – Характерні точки дослідження ротора ЦВТ [104]: 1 – поверхня осьового отвору ротора в області 4-го робочого ступеня; 2 – хвостовик кріплення робочих лопаток 1-го ступеня тиску; 3 – галтель 2-го ступеня з боку вихлопу; 4 – галтель 3-го ступеня тиску з боку вихлопу; 5 – розвантажувальний отвір диску 3-го ступеня; 6 – діафрагмове ущільнення 4-го ступеня; 7 – розвантажувальний отвір диску 4-го ступеня; 8 – діафрагмове ущільнення 5-го ступеня; 9 – розвантажувальний отвір диску 5-го ступеня; 10 – галтель 5-го ступеня з боку вихлопу; 11 – гребні кінцевих ущільнень з боку камери А; 12 – вал ротора в області камери Б кінцевих ущільнень

На рис. 5.7 та 5.8 зображено динаміку зміни градієнтів температур і температури металу в характерних областях дослідження протягом пуску з холодного стану ТА К-1000-60/3000 ЛМЗ [104].

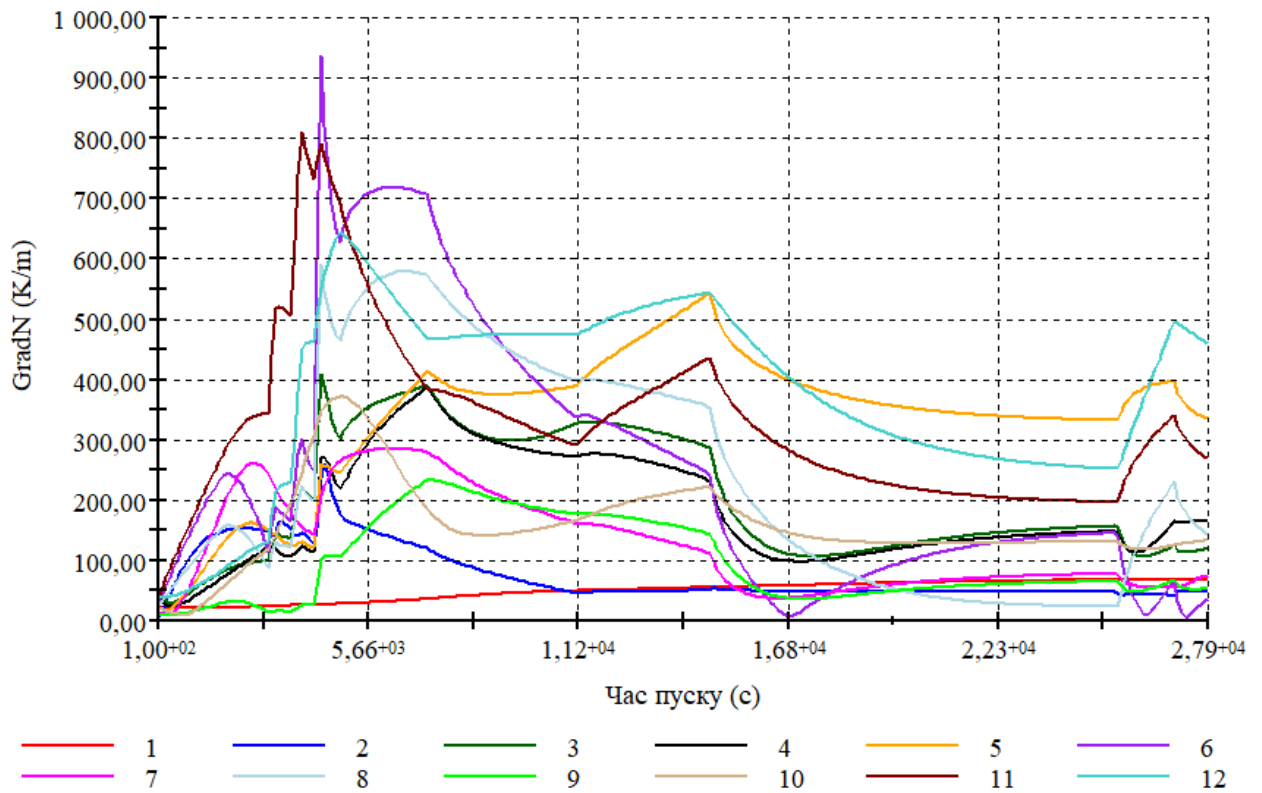


Рисунок 5.7 – Динаміка зміни градієнтів температур при пуску ТА з холодного стану металу [104]

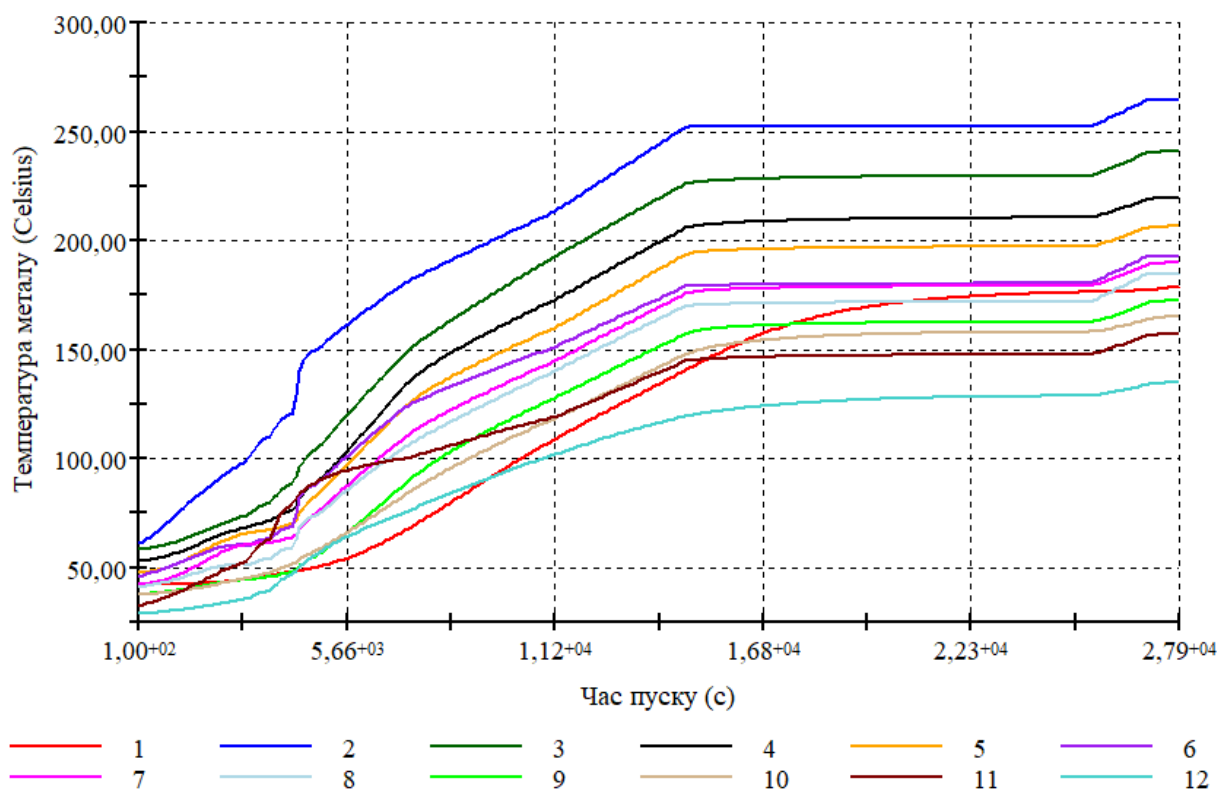


Рисунок 5.8 – Динаміка зміни температури при пуску ТА з холодного стану металу [104]

Найбільші значення градієнтів температур при пуску з холодного стану металу в більшості досліджуваних точок ротора спостерігаються з моменту часу 3040 с. В цей момент часу відбувається поштовх ротору. Найбільша величина градієнту температур на пусковому режимі з холодного стану спостерігається в області діафрагмового ущільнення 4-го ступеня. Максимальна величина градієнту температур виникає в момент синхронізації турбогенератора з енергосистемою (4400 с) та відповідно становить  $\text{grad}T = 952 \text{ К/м}$ . Поява великого градієнту температур в даній точці пояснюється несформованою контактною течією перетікань ущільнюючої пари, що дроселювала в попередніх сегментах лабіринтових ущільнень та втрат гострої пари після соплового апарату 3-го ступеня тиску. При подальшому продовженні пуску енергоблоку відбувається нормалізація характеру течії робочого середовища в проточній частині парової турбіни та

кінцевих ущільненнях, а також стабілізуються теплові поля металу ротора ЦВТ. При цьому, градієнти температур суттєво зменшуються (до 400 К/м).

Після проведення аналізу динаміки зміни температури металу ротору ЦВТ (рис. 5.8), стає очевидним, що прогрівання металу впродовж всього пуску відбувається достатньо плавно.

Найбільш стрімке нагрівання металу ротору спостерігається з моменту синхронізації до набирання 50 МВт електричної потужності (4200-4480 с), але при цьому швидкість нагрівання металу становить 5,2 °С/хв (допустиме значення 7 °С/хв). Таким чином швидкість прогрівання металу при пуску турбоагрегату з холодного стану не перевищує допустиме значення.

В момент закінчення пускового режиму з холодного стану спостерігається майже повна стабілізація температурного поля ротора. Це пояснюється достатньо тривалою витримкою турбоагрегату при електричній потужності генератора 750 МВт.

На основі отриманих графіків динаміки зміни градієнтів температур та динаміки зміни температури металу протягом пуску ТА К-1000-60/3000 ЛМЗ з холодного стану можна встановити моменти часу, коли нерівномірність полів температур мала найбільший вплив на напружено-деформований стан ротора циліндру високого тиску. Але варто зазначити, що в ці моменти часу не завжди виникають максимальні циклічні напруження, оскільки спільно з внутрішніми напруженнями внаслідок нерівномірності теплових полів діють інші зовнішні навантаження, такі як сили тиску пари, розтягуючі напруження внаслідок відцентрових сил, реакції опор підшипників та інші.

Аналогічні розрахунки теплового стану ротору були проведені для режиму пуску турбоагрегату з гарячого стану металу. На рис. 5.9 та 5.10 зображено динаміку зміни градієнтів температур і температури металу в характерних точках дослідження протягом пуску з гарячого стану металу ТА К-1000-60/3000 ЛМЗ.

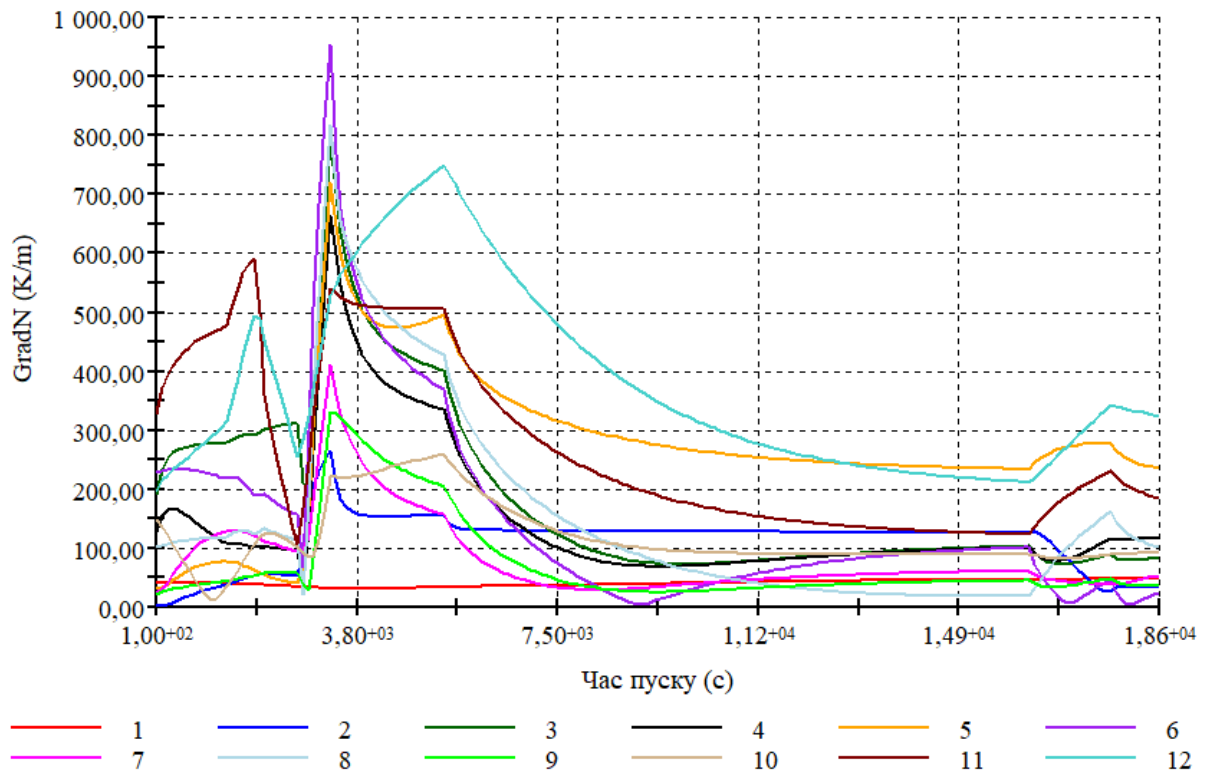


Рисунок 5.9 – Динаміка зміни градієнтів температур при пуску ТА з гарячого стану металу [104]

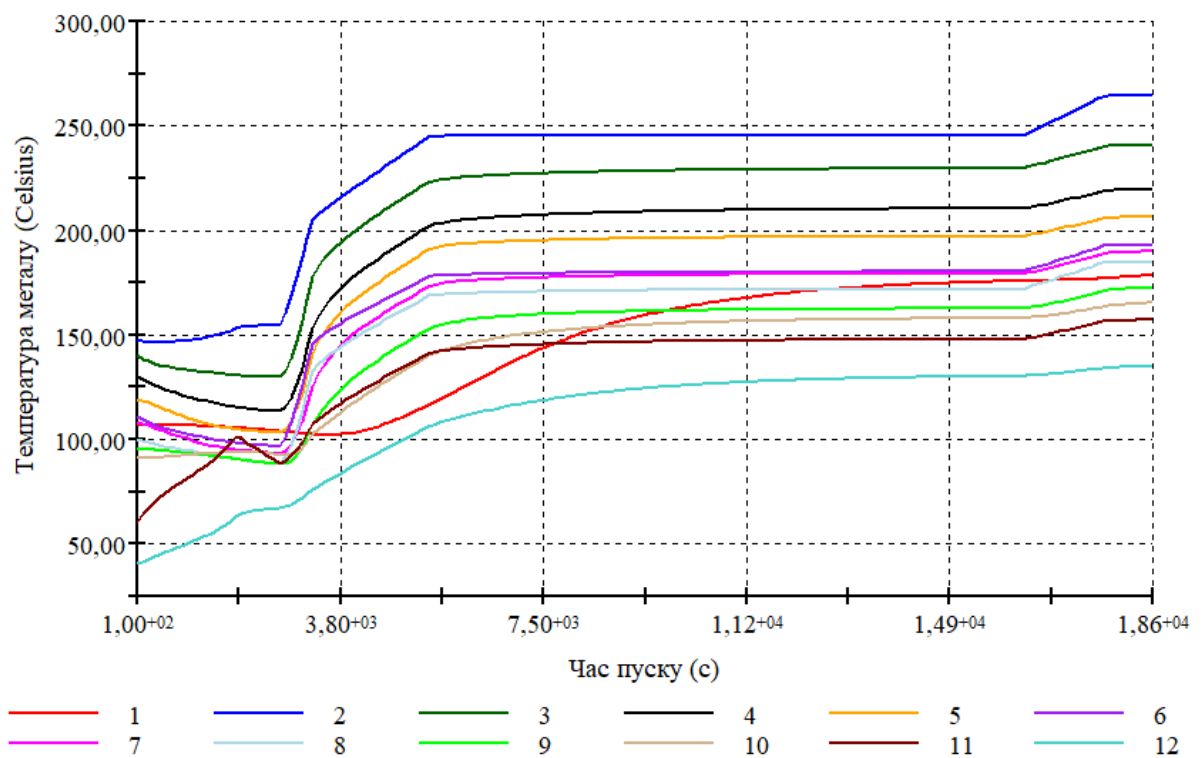


Рисунок 5.10 – Динаміка зміни температури при пуску ТА з гарячого стану металу [104]

Порівнюючи динаміку зміни градієнтів температур металу ротора при пуску турбоагрегату з холодного та гарячого станів (рис. 5.7 та рис. 5.9) можна стверджувати, що вони є подібними [104]. Максимальний градієнт температур становить  $\text{grad}T = 958 \text{ К/м}$ . При даному пусковому режимі він також спостерігається в області діафрагмового ущільнення 4-го ступеня тиску, проте вже в інший момент часу, а саме 3300 с, що відповідає роботі на електричній потужності 400 МВт.

При роботі парової турбіни на холостому ході до синхронізації, та в момент синхронізації турбоагрегату (2100 с) спостерігається пік у зміні градієнтів температур, проте його інтенсивність є суттєво меншою у порівнянні з режимом пуску з холодного стану.

Таку динаміку зміни градієнтів температур при пуску парової турбіни з гарячого стану металу можна пояснити тим, що поштовх ротора відбувається парою з температурою близькою до температури металу ротора ЦВТ. При подальшому наборі потужності спостерігається ще декілька піків, а саме при виході на електричну потужність 750 МВт (5400 с) та 1000 МВт (17700 с). Значення градієнтів температур в ці моменти часу не перевищують 750 К/м та 350 К/м. Це свідчить про достатньо рівномірний розподіл температур та завершення стабілізації теплового поля.

#### **5.4. Розрахункова оцінка пошкодження та залишкового ресурсу ротора циліндра високого тиску**

Використовуючи результати розрахунку напружено-деформованого стану для номінального режиму та режиму пусків з різних теплових станів були встановлені значення амплітуд інтенсивності напружень  $\sigma_a$  та коефіцієнти асиметрії навантаження  $r$  [105].

При пуску з холодного стану найбільше розтягуюче напруження, що виникає в металі ротора ЦВТ становить  $\sigma_{max}^{XC} = 296,4 \text{ МПа}$ , а найбільше

стискаюче  $\sigma_{min}^{XC} = -190,2$  МПа. При пуску з гарячого стану спостерігаються дещо більші інтенсивності напружень. Вони становлять  $\sigma_{max}^{IC} = 298,9$  МПа – найбільше розтягуюче,  $\sigma_{min}^{IC} = -205,9$  МПа – найбільше стискаюче. Найбільше значення амплітуди інтенсивності при обох пускових режимах виникає в області розвантажувального отвору диску 4-го робочого ступеня.

В областях № 1 та 7 виникли найбільші амплітуди інтенсивності напружень з несиметрією циклів навантаження. Тому саме дані ділянки ротору суттєво обмежують допустиму кількість пусків турбоагрегату з різних теплових станів.

При пуску енергоблоку з холодного стану металу найбільш інтенсивне накопичення циклічного пошкодження відбувається в зоні осьової розточки валу в області під 4-им робочим ступенем тиску. Розраховане допустиме число циклів пуску з холодного стану складає 1050.

В той же час, при пуску з гарячого стану металу найбільш інтенсивне накопичення циклічного пошкодження відбувається в зоні розвантажувальних отворів в диску 4-го ступеня. Результати розрахунку показали, що допустиме число циклів пуску з гарячого стану становить 891.

Аналіз результатів розрахунку напружено-деформованого стану ротора при номінальних і пускових режимах роботи парової турбіни показали, що максимальні напруження основного металу виникають на інших ділянках ротора ніж при крутильних коливаннях, спричинених реактивним обертовим сплеском на електрогенераторі.

Розрахунки теплового та напружено-деформованого стану показали, що максимальне статичне та циклічне пошкодження при номінальних і пускових режимах виникає в області розвантажувального отвору диску 4-го робочого ступеня, в той час, як максимальне пошкодження внаслідок крутильних коливань виникає на ділянці між 5-тим робочим диском та муфтою, що з'єднує ротор ЦТВ та ротор ЦНТ-3. Результати проведених розрахункових досліджень [105] представлені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Ресурсні показники ротора ЦВТ  
ТА К-1000-60/3000 без 5-го ступеня

№	Досліджуваний параметр	Позначення, розмірність	Значення
1	Поточне напрацювання енергоблоку	$T$ , год	113652
2	Поточне сумарне число пусків	$n$	52
3	Кількість пусків з ГС металу	$n_{ГС}$	25
4	Кількість пусків з ХС металу	$n_{ХС}$	27
5	Коефіцієнти запасу міцності по числу циклів / по деформаціях	$n_N / n_\epsilon$	10 / 1,5
6	Інтенсивність напружень на номінальному режимі роботи	$\sigma_{i\text{ ном}}$ , МПа	193,7
7	Амплітуда інтенсивності напружень при пуску з ГС металу	$\sigma_{a\text{ ГС}}$ , МПа	167,1
8	Амплітуда інтенсивності напружень при пуску з ХС металу	$\sigma_{a\text{ ХС}}$ , МПа	164,55
9	Допустимий час роботи металу	$T_d$ , год	220000
10	Допустима кількість пусків з ГС металу	$N_{дГС}$	891
11	Допустима кількість пусків з ХС металу	$N_{дХС}$	1050
12	Статичне пошкодження основного металу ротора	$P'_{ст}$ , %	51,66
13	Циклічне пошкодження основного металу ротора	$P'_{ц}$ , %	5,38
14	Сумарне пошкодження основного металу ротора	$P'_{\Sigma}$ , %	57,04
15	Пошкодження основного металу ротора від крутильних коливань	$P'_{кр.к}$ , %	10,06
16	Сумарне пошкодження основного металу ротора з врахування крутильних коливань	$P'_{\Sigma}$ , %	67,1
17	Залишковий ресурс	$\tau$ , год	85600

Результати розрахунку пошкодження ротору внаслідок крутильних коливань наведено в розділі 5.1. Кількість пусків за весь період експлуатації енергоблоку 1000 МВт станом на 21.04.2022 р. становить 52. Враховуючи, що при кожному пуску енергоблоку, можлива невдала спроба синхронізації,

то загальна кількість асинхронних підключень за весь період експлуатації даного турбоагрегату може варіюватися в інтервалі від 52 (одне асинхронне підключення при пуску) до 156 (три асинхронних підключення при пуску). Це пояснюється великою масою валопроводу та високою частотою обертання парової турбіни потужністю 1000 МВт.

Так пошкодження ротора при одному асинхронному підключенні складає 0,0645 %. У випадку 156-ти асинхронних підключень за весь період експлуатації валопровід парової турбіни 1000 МВт пошкодився від крутильних коливань на 10,06 %. Тобто пошкодження від крутильних коливань складають 17,64 % від сумарних пошкоджень. Статичні пошкодження основного металу складають 90,57 % від сумарних пошкоджень, а циклічні пошкодження за весь період експлуатації складають 9,43 % від сумарних пошкоджень. Таким чином для валопроводів потужних вологопарових турбін пошкодження від крутильних коливань вносять значний вклад в сумарні пошкодження і вимагають додаткового дослідження та врахування при оцінці залишкового ресурсу турбоагрегату.

Залишковий ресурс ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 складає 85600 годин. Таким чином, можна продовжити експлуатації РВТ на 50 тис. год.

## 5.5. Висновки до розділу

1. Розрахунок ресурсних показників ротора циліндру високого тиску показав, що накопичене в основному металі статичне та циклічне пошкодження відповідно становлять  $P'_{CT} = 51,66 \%$ ,  $P'_{Ц} = 5,38 \%$ . Таким чином сумарне накопичене статичне та циклічне пошкодження складає  $P'_{\Sigma} = 57,04 \%$ .

2. Пошкодження валопроводу при одному асинхронному підключенні складає 0,0645 %. Станом на 21.04.2022 р. відбулося 52 пуски турбоагрегату К-1000-60/3000 ЛМЗ з різних теплових станів. Дані швидкохідні турбіни

важко піддаються синхронізації, тому фактична кількість синхронізацій та підключень турбогенератора до мережі перевищує кількість пусків агрегату. Якщо врахувати, що в середньому при кожному пуску відбулося три асинхронних підключення до мережі, то пошкодження металу валопроводу внаслідок крутильних коливань становить 10,06 %, що є співставною величиною з циклічним пошкодженням, які виникають на пускових та перехідних режимах експлуатації.

3. Залишковий ресурс ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 складає 85600 годин. Таким чином, можна продовжити експлуатації РВТ на 50 тис. год.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В ході проведеного літературного огляду здійснено аналіз основних чинників, що спричиняють появу крутильних коливань валопроводів турбоагрегатів. В загальному за характером збудження їх можна поділити на механічного (розбалансування, задівання обертових частин статору), або електричного (асинхронні підключення, короткі замикання, зміна навантаження в енергосистемі, взаємодія генератора з ЛЕП постійного струму) типу.

2. Запропоновано та розглянуто новий підхід до заміни робочих лопаток складного обертового обладнання з метою раціоналізації математичних моделей. Так, диски еквівалентної довжини та маси здатні частково відтворити динамічну поведінку робочих лопаток, проте в той же час це також призводить до ускладнення розрахункової моделі в порівнянні із заміною лопаткового апарату на зосереджені маси та моменти інерції.

3. Вдосконалено геометричні моделі валопроводів турбоагрегатів К-200-130 та К-1000-60/3000 для дослідження крутильних коливань валопроводів, шляхом покращення їх геометричних 3-D аналогів.

4. На основі розроблених моделей проведено дослідження напружено-деформованого стану валопроводів, що виникає внаслідок короткого замикання та асинхронного підключення. Моделювання показало, що поява реактивного сплеску на роторі електрогенератора внаслідок його нештатного режиму роботи спричиняє крутильні коливання усього валопроводу.

5. Отримані результати розрахунку напружено-деформованого стану валопроводів при нештатних режимах роботи дозволили оцінити вплив крутильних коливань на пошкодження парових турбін. Розрахунку показали, що рівень пошкодження металу валопроводу залежить від інтенсивності дотичних напружень найбільш навантажених ділянок.

6. При моделюванні короткого замикання для енергоблоку з ТА К-200-130 виникли крутильні коливання з інтенсивністю дотичних

напружень, що не перевищують границю втоми сталі 25X1M1ФА, тому внаслідок цього не відбувається пошкодження металу.

Натомість, коротке замикання на шинах між турбогенератором ТВВ-1000-2УЗ та трансформатором спричинило пошкодження металу в районі з'єднувальної муфти між ЦНТ-4 та електрогенератором на  $3,13 \cdot 10^{-2} \%$ .

7. Асинхронне підключення турбогенератора до мережі доволі поширене явище, яке призводить до появи крутильних коливань валопроводу. Інтенсивність дотичних напружень суттєво залежить від кута синхронізації. Його збільшення призводить до зростання інтенсивності дотичних напружень.

Турбоагрегати К-1000-60/3000 ЛМЗ важко піддаються синхронізації. Тому фактичне число асинхронних підключень перевищує кількість пусків турбоагрегату за весь час експлуатації. Внаслідок 156-ти підключень з кутом синхронізації  $30^\circ$  (асинхронне підключення) відбувається пошкодження металу на рівні 10,67 % для проєктного валопроводу та 10,06 % для валопроводу після відновлення (без 5-го ступеня ЦВТ). Це є співставною величиною з циклічним пошкодженням металу ротора ЦВТ, що виникло внаслідок 52-х пусків парової турбіни енергоблоку АЕС з різних теплових станів. Тому для валопроводів потужних турбін з частотою обертання 3000 об/хв пошкодження внаслідок крутильних коливань, що виникають при асинхронних підключеннях вносять значний вклад в сумарні пошкодження.

8. Реальна оцінка циклічного пошкодження металу валопроводів при крутильних коливаннях, що виникають внаслідок нештатних режимів роботи електрогенератора залишається відкритою. Точні значення пошкоджень та залишковий ресурс можна отримати на основі уточнених значень реактивних крутильних моментів на роторах турбоагрегату, отриманих засобами безперервного моніторингу в реальних умовах експлуатації енергоблоку.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Загарій, В. К., & Ковальчук, Т. Г. (2021). Відновлювана енергетика: тенденції розвитку у світі та Україні. *Науковий вісник Ужгородського національного університету*, 36, 70-75. <https://doi.org/10.32782/2413-9971/2021-36-12>
2. Офіційний сайт Міністерство енергетики України [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <https://www.mev.gov.ua/>
3. Сухинин, В. П., & Пугачева, Т. Н. (2013). Критерии, определяющие долговечность высокотемпературных роторов паровых турбин. *Вестник НТУ «ХПИ»*, 13(987), 56-62. – Режим доступу: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/3734>
4. України, Н. М. (2004). Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. *Типова інструкція*. СОУ-Н МПЕ, 40, 401.
5. Черноусенко, О. Ю., & Пешко, В. А. (2017). Оценка малоцикловой усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст.№ 1 ПАО" Харьковская ТЭЦ-5". *Вісник НТУ «ХПИ»*, 10 (1232), 30-37. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2017.10.04>
6. Chernousenko, O. Y., & Tkachenko, O. O. (2020). Залишковий ресурс ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240. *Вісник НТУ «ХПИ»*, (1), 18-26. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.01.03>
7. Chernousenko, O., Butovsky, L., Rindyuk, D., Granovska, O., & Moroz, O. (2017). Analysis of residual operational resource of high-temperature elements in power and industrial equipment. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(8 (85), 20-26. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.92459>

8. Черноусенко, О. Ю., Нікуленкова, Т. В., & Нікуленков, А. Г. (2016). Оцінка стану енергетичного обладнання України та інших країн. *Вісник НТУ «ХПІ»*, 22-27. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2016.08.03>
9. Георгиевская, Е. В., & Гаврилов, С. Н. (2013). Особенности продления срока службы паровых турбин при наработках, значительно превышающих парковый ресурс. *Вісник НТУ «ХПІ»*, 12 (986), 107-113.
10. Черноусенко, О. Ю., Риндюк, Д. В., & Пешко, В. А. (2018). Повторное продление эксплуатации литого высокотемпературного оборудования энергоблоков Кураховской ТЭС. *Вісник НТУ «ХПІ»*, 12 (1288), 38-45. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2018.12.07>
11. Черноусенко, О. Ю., Риндюк, Д. В., & Пешко, В. А. (2022). Тепловий та напружений стан ротора середнього тиску енергоблоку № 11 Бурштинської ТЕС. *Вісник НТУ «ХПІ»*, 1-2 (9-10), 5-14. – DOI: 10.20998/2078-774X.2022.01.01
12. Черноусенко, О. Ю., & Пешко, В. А. (2016). Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання. *Вісник НТУ «ХПІ»*, 10 (1182), 6-16. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2016.10.01>
13. Філатов, В., & Голенко, І. (2022). Використання теплоенергоцентралей в якості пікових та напівпікових потужностей. *Grail of Science*, (12-13), 288-293. <https://doi.org/10.36074/grail-of-science.29.04.2022.047>
14. Кулик, М. П. (2021). Перспективи безпечного функціонування об'єднаної енергетичної системи України. *ВЧЕНІ ЗАПИСКИ*, 2202167. <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2021.2-2/11>
15. Халатов, А. А., Кулішов, С. Б., Чобенко, В. Н., & Раїмов, Р. І. (2020). Використання газотурбінних технологій-ключ до енергетичної безпеки України. *Енергетика та електрифікація*, 6, 8-16.
16. Черноусенко, О. Ю., Усатий, О. П., Риндюк, Д. В., & Пешко, В. (2019). Управління ресурсом турбін 200 МВт шляхом оптимізації долі пусків

з різних теплових станів. *Вісник НТУ «ХП»*, (2), 4-11.  
<https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.02.01>

17. Hong, H., Wang, W., & Liu, Y. (2019). High-temperature fatigue behavior of a steam turbine rotor under flexible operating conditions with variable loading amplitudes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 163, 105121. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2019.105121>

18. Sun, L., Zhang, X. C., Wang, R. Z., Wang, X. W., Tu, S. T., Suzuki, K., & Miura, H. (2023). Evaluation of fatigue and creep-fatigue damage levels on the basis of engineering damage mechanics approach. *International Journal of Fatigue*, 166, 107277. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2022.107277>

19. Gao, H., Wang, A., Zio, E., & Bai, G. (2020). An integrated reliability approach with improved importance sampling for low-cycle fatigue damage prediction of turbine disks. *Reliability Engineering & System Safety*, 199, 106819. <https://doi.org/10.1016/j.ress.2020.106819>

20. Nikraves, M. Y., & MeidanSharafi, M. (2016). Failure of a steam turbine rotor due to circumferential crack growth influenced by temperature and steady torsion. *Engineering Failure Analysis*, 66, 296-311. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.03.020>

21. Azeez, A., Eriksson, R., Leidermark, D., & Calmunger, M. (2020). Low cycle fatigue life modelling using finite element strain range partitioning for a steam turbine rotor steel. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 107, 102510. <https://doi.org/10.1016/j.tafmec.2020.102510>

22. ГОСТ 25.502-79 (2005). Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. Москва.

23. Wang, Q., Khan, M. K., & Bathias, C. (2012). Current understanding of ultra-high cycle fatigue. *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, 2(3), 031002. <https://doi.org/10.1063/2.1203102>

24. Hrabowski, J., & Ummenhofer, T. (2019). Low cycle fatigue of

welded very and ultra-high strength steels. *Procedia Structural Integrity*, 19, 259-266. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2019.12.028>

25. Furuya, Y., Hirukawa, H., & Takeuchi, E. (2019). Gigacycle fatigue in high strength steels. *Science and technology of advanced materials*, 20(1), 643-656. <https://doi.org/10.1080/14686996.2019.1610904>

26. Костюк, А. Г. (2010). Динамика и прочность турбомашин : учебник для вузов. М. : Издательство МЭИ.

27. Opriş, I., Cenuşă, V. E., Norişor, M., Darie, G., Alexe, F. N., & Costinaş, S. (2020). Parametric optimization of the thermodynamic cycle design for supercritical steam power plants. *Energy Conversion and Management*, 208, 112587. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112587>

28. Mrzljak, V., Jelić, M., Poljak, I., & Prpić-Oršić, J. (2023). Analysis and Comparison of Main Steam Turbines from Four Different Thermal Power Plants. *Pomorstvo*, 37(1), 58-74. <https://doi.org/10.31217/p.37.1.6>

29. Leyzerovich, A. S. (2021). *Steam turbines for modern fossil-fuel power plants*. Crc Press.

30. Трухний, А.Д. (1990) Стационарные паровые турбины , изд. 2. М. : Энергоатомиздат.

31. Гришин, М. М., Губський, А. М., Пальков, С. А., & Пальков, І. А. (2014). Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин. *Вісник НТУ «ХПИ»*, (12), 98-103.

32. Сухинин, В. П., & Пугачева, Т. Н. (2008). Исследование напряженно-деформированного состояния и термоциклической стойкости ротора среднего давления турбины К-200-130 ЛМЗ. *Вісник НТУ «ХПИ»*, 6, 102-106.

33. Черноусенко, О. Ю., Рындюк, Д. В., & Пешко, В. А. (2018). Эффективное продление эксплуатации роторов высокого и среднего давления турбины К-200-130 Луганской ТЭС. *Проблеми загальної енергетики*, (2), 65-70. <https://doi.org/10.15407/pge2018.02.065>

34. Загреддинов, И. Ш., Костюк, А. Г., Трухний, А. Д., & Должанский, П. Р. (2004). Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы. *Теплоэнергетика*, 5, 5-15.
35. Сухинин, В. П., & Пугачева, Т. Н. (2007). Старение энергоблоков, расчетный и действительный ресурс. Пути реновации энергооборудования. *Вісник НТУ «ХП»*, 2, 71-76.
36. Шульженко, Н. Г., Ефремов, Ю. Г., & Гонтаровский, П. П. (2012). Средства вибродиагностики, оценки термочности и ресурса энергетического и транспортного оборудования. *Вибрация машин: измерение, снижение, защита, Донецк: ДонГТУ*, 3 (30), 40-43.
37. Шульженко, М. Г., Єфремов, Ю. Г., Цибулько, В. Й., & Депарма, О. В. (2014). Мобільні засоби оцінки вібраційного стану енергетичних агрегатів. *Вісник НТУ «ХП»*, (12), 104-110.
38. Madhavan, S., Jain, R., Sujatha, C., & Sekhar, A. S. (2014). Vibration based damage detection of rotor blades in a gas turbine engine. *Engineering Failure Analysis*, 46, 26-39. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.07.021>
39. Черноусенко, О. Ю. (2015). Оценка остаточного ресурса валопровода паровой турбины энергоблока № 10 Старобешевской ТЭС. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*, 2, 54-64.
40. Черноусенко, О. Ю., Риндюк, Д. В., & Пешко, В. А. (2019). Аналіз можливості продовження експлуатації ротора середнього тиску з урахуванням тріщин критичного розміру. *Вісник НТУ «ХП»*, 1, 4-9. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.01.01>
41. Черноусенко, О. Ю., Антонович, А. В., Крищук, Н. Г., Космина, М. В., & Долгих, М. О. (2007). Усталостные повреждения роторов ЦВД и ЦСД паровых турбин К-200-130-3 на ТЭС Украины. *Вісник НТУ «ХП»*, 2, 77-82.
42. Швецов, В. Л., & Гришин, М. М. (2019). Створення роторів турбін великої потужності. *Технологічні системи*, 2, 7-18. – DOI: [dx.doi.org/10.29010/087.1](https://doi.org/10.29010/087.1)

43. Zhang, K., Zhao, Y., & Li, L. (2022). Analysis and treatment of vibration of 1000MW secondary reheat steam turbine with super-long single-support shafting. In *ITM Web of Conferences* (Vol. 47, p. 03041). EDP Sciences. – <https://doi.org/10.1051/itmconf/20224703041>
44. Li, L., Cao, S., Li, J., Nie, R., & Hou, L. (2021). Review of rotor balancing methods. *Machines*, 9(5), 89. <https://doi.org/10.3390/machines9050089>
45. Deepthikumar, M. B., Sekhar, A. S., & Srikanthan, M. R. (2013). Modal balancing of flexible rotors with bow and distributed unbalance. *Journal of Sound and Vibration*, 332(24), 6216-6233. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.04.043>
46. Пугачева, Т. Н., Кошельник, А. В., & Круглякова, О. В. (2018). Влияние на долговечность работы высокотемпературных роторов длительной статической прочности и малоциклового усталости. *Донецький національний технічний університет*, 1 (19), 5-11.
47. Banaszkiwicz, M. (2018). The low-cycle fatigue life assessment method for online monitoring of steam turbine rotors. *International Journal of Fatigue*, 113, 311-323. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2018.02.032>
48. Черноусенко, О. Ю., Риндюк, Д. В., & Пешко, В. А. (2019). Напружено-деформований стан ротора турбіни К-1000-60/3000 при типових режимах експлуатації. *Вісник НТУ «ХП»*, (3), 4-10. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.03.01>
49. Долінська, І. Я. (2017). Розрахунок залишкового ресурсу диска ротора парової турбіни з урахуванням кількості зупинок обладнання. *Фізико-хімічна механіка матеріалів*, (53, № 5), 54-60.
50. Фурсова, Т.Н. (2019). К вопросу о повышении эксплуатационной надежности ответственных деталей турбин АЭС. *Машинобудування*, (23), 88-93. <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2019-23-88-93>
51. Смирнов, А. Н., Быкова, Н. В., Абабков, Н. В., & Фенстер, Б. Р. (2014). Анализ повреждаемости роторов паровых турбин (обзор). *Вестник*

*Кузбасского государственного технического университета*, 2 (102), 38-46.

52. Ur'ev, E. V., Bochkarev, E. V., Biyalt, M. A., Kistoichev, A. V., & Kshesinskii, D. S. (2019). Study of Torsional Vibrations of Turbomachine Shafts: Part 1. Algorithm Optimization for the Determination of the Parameters of Natural and Forced Torsional Vibrations of Shafts. *Thermal Engineering*, 66, 43-54. <https://doi.org/10.1134/S004060151812011X>

53. Ur'ev, E. V., Bochkarev, E. V., Biyalt, M. A., Kistoichev, A. V., & Kshesinskii, D. S. (2019). Study of Torsional Vibrations of Turbomachine Shafts: Part 2. Results of the First Phase Experimental Study of Shafting Torsional Vibrations of a T-175/210-12.75 Turbo Unit. *Thermal Engineering*, 66, 84-92. <https://doi.org/10.1134/S0040601519010075>

54. Barella, S., Bellogini, M., Boniardi, M., & Cincera, S. (2011). Failure analysis of a steam turbine rotor. *Engineering Failure Analysis*, 18(6), 1511-1519. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.05.006>

55. Бовсуновский, А. П., Черноусенко, О. Ю., Штефан, Е. В., & Башта, Д. А. (2010). Усталостное повреждение и разрушение роторов паровых турбин в результате крутильных колебаний. *Проблемы прочности*, 144-151.

56. Chernousenko, O., Peshko, V., Marisyuk, B., & Bovsunovsky, A. (2020). Estimation of Steam Turbine Shafts Fatigue Damage Caused by Torsional Vibrations. In *Fracture, Fatigue and Wear* (pp. 533-541). Singapore: Springer Singapore. [https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7\\_39](https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7_39)

57. Гармаш, Н. Г. (2015). Исследование напряженного состояния валопроводов турбин при коротких замыканиях. *Вестник НТУ «ХПИ»*, 15(1124), 141-145.

58. Bovsunovsky, A. (2019). Effect of Abnormal Operation of Turbine Generator on the Resource of Steam Turbine Shafting. In *Advances in Design, Simulation and Manufacturing: Proceedings of the International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2018, June*

12-15, 2018, Sumy, Ukraine (pp. 247-254). Springer International Publishing.  
[https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4\\_26](https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4_26)

59. Liu, C., & Jiang, D. (2020). Torsional vibration characteristics and experimental study of cracked rotor system with torsional oscillation. *Engineering Failure Analysis*, 116, 104737. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104737>

60. Бовсуновский, А. П. (2011). Экспериментальное исследование многоциклового усталости и демпфирующих свойств роторной стали Р2МА при кручении. *Проблемы прочности*, 4, 124-135.

61. Václavík, J., & Chvojan, J. (2017). Torsion vibrations monitoring of turbine shafts. *Procedia Structural Integrity*, 5, 1349-1354. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2017.07.197>

62. Бовсуновский, А. П. (2014). Несинхронное подключение турбогенератора к сети как фактор усталостного повреждения валопровода паровой турбины. *Проблемы прочности*, 6, 111-122.

63. Lin, C. H. (2022). The Impact of Integration of the VSC-HVDC Connected Offshore Wind Farm on Torsional Vibrations of Steam Turbine Generators. *Sustainability*, 15(1), 197. <https://doi.org/10.3390/su15010197>

64. Han, Z., Wang, K., Lu, L., Wu, Y., & Wang, C. (2019). Fatigue damage assessment method of turbine shafts' torsional vibrations under SSO incidents. *Engineering Failure Analysis*, 105, 627-637. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.07.030>

65. Sultanov, M. M., Chubko, Y. M., Blagochinov, A. V., & Kuryanova, E. V. (2021, March). Operational Control, Monitoring and Diagnostics of the Technical Condition of Steam Turbine Installations of Thermal Power Plants. In *2021 3rd International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering (REEPE)* (pp. 1-5). IEEE. – DOI: 10.1109/REEPE51337.2021.9388027

66. Banaszkiwicz, M. (2016). On-line monitoring and control of thermal stresses in steam turbine rotors. *Applied Thermal Engineering*, 94, 763-776.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.131>

67. Liska, J., Jakl, J., Vasicek, V., Misek, T., & Polreich, V. (2022). Real-Time Remote Monitoring of Steam Turbine Blades Based on High Cycle Fatigue Module and Cloud Computing. In *European Workshop on Structural Health Monitoring* (pp. 982-989). Cham: Springer International Publishing. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-07322-9\\_99](https://doi.org/10.1007/978-3-031-07322-9_99)

68. Тітко, В.О., Тітко, О.І., & Ахременко, В.Л. (2012). Прогнозування часу до відмови турбогенераторів за результатами вібродіагностики. *Енергетика та електрифікація*, 6 (346), 57-60.

69. Тітко, В.А., Ахременко, В.Л., Крамарский, В.А., & Тітко, В.А. (2012). Оценка технического состояния и остаточного ресурса турбогенераторов по результатам штатных виброизмерений. *Енергетика та електрифікація*, 8 (348), 35-38.

70. Нагорных, С. Н., & Сарафанов, Г. Ф. (1990). Излучение АЭ распространяющейся трещиной при усталости металлов. *Тезисы докладов I Всесоюзной научно-технической конференции «Неразрушающие физические методы контроля»*.

71. Birring, A., & Williams, J. (2022). ULTRASONIC TESTING IN NUCLEAR PLANTS. *Technical Diagnostics & Nondestructive Testing/Tekhnicheskaya Diagnostika I Nerazrushayushchiy Kontrol*, (3), 24-30. <https://doi.org/10.32548/2022.me-04269>

72. Mizanur, R. M., Rezk, O., Ouma, V. O., Vaysidin, S., Goma, M. A., Jung, J., & Lee, Y. (2016). A Study on Non Destructive Evaluation of the Steam Turbine L-0 Blades. *Journal of the Korean Society of Systems Engineering*, 12(1), 59-71. <http://dx.doi.org/10.14248/JKOSSE.2016.12.1.059>

73. Хоменок, Л. А., Ремезов, А. Н., Ковалев, И. А., Шаргородский, В. С., & Розенберг, С. Ш. (2003). Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. *СПб.–Издательство Петербургского энергетического института повышения квалификации Минэнерго России*.

74. Bjørheim, F., Siriwardane, S. C., & Pavlou, D. (2022). A review of fatigue damage detection and measurement techniques. *International Journal of Fatigue*, 154, 106556. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2021.106556>
75. Carnero P, A., Serrano R, L. S., Nebradt G, J. S., & Leyva M, L. S. (2008, January). Integration of thermal stress and lifetime supervision system of steam turbine rotors. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 43123, pp. 1035-1044).
76. Moroz, L., Frolov, B., & Kochurov, R. (2016, June). Steam turbine rotor transient thermo-structural analysis and lifetime prediction. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 49866, p. V008T26A038). American Society of Mechanical Engineers.
77. Черноусенко, О. Ю., Бутовський, Л. С., & Риндюк, Д. В. (2017). Розрахункове дослідження теплового, напружено-деформованого стану та індивідуального ресурсу трубопроводу котлоагрегату. *Вісник НТУ «ХПІ»*, 8 (1230), 49-56. – DOI: 10.20998/2078-774X.2017.08.07
78. Antonín, B., Jan, J., & Jindřich, L. (2015, November). Rotor thermal stress monitoring in steam turbines. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 659, No. 1, p. 012044). IOP Publishing.
79. Weigel, B. V., Odenbach, S., Uffrecht, W., & Polklas, T. (2021). Thermal Characterization of a Steam Turbine Casing Including Measuring of Adiabatic Wall Temperatures Using Proprietary Sensors. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 85017, p. V008T22A011). American Society of Mechanical Engineers.
80. РД 34.17.440-96. (1996). Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. Москва.
81. El Hefni, B., Bouskela, D., El Hefni, B., & Bouskela, D. (2019). Steam Turbine Modeling. *Modeling and Simulation of Thermal Power Plants with ThermoSysPro: A Theoretical Introduction and a Practical Guide*, 283-295. – DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-05105-1\\_10](https://doi.org/10.1007/978-3-030-05105-1_10)

82. Tanuma, T. (Ed.). (2022). *Advances in steam turbines for modern power plants*. Woodhead Publishing.
83. Гришин, Н. Н., Зайцев, Б. Ф., Морачковский, О. К., Пащенко, Ю. Г., & Кантор, А. Г. (2019). Динамика системы роторов турбоагрегата мощностью 1100 МВт. *Вестник НТУ «ХПИ»*, 3 (1328), 55–60. – DOI: 10.20998/2078-774X.2019.03.08
84. Bovsunovsky, A. P. (2015, June). Fatigue damage of steam turbine shaft at asynchronous connections of turbine generator to electrical network. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 628, No. 1, p. 012001). IOP Publishing. – DOI: 10.1088/1742-6596/628/1/012001
85. Doll, P., Winkelmann, S., Müller, F. F., Vogt, D. M., & Aschenbruck, J. (2022, June). Aerodynamic Damping of Last Stage Rotating Blades of Low Pressure Steam Turbine Determined From Vibration Test Data. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 86069, p. V08AT21A013). American Society of Mechanical Engineers.
86. Abou Elsaoud, A. M. (2021). Finite element dynamic study on large framed foundation of steam turbine generator [Thesis, the American University in Cairo]. AUC Knowledge Fountain.
87. Матвеев, В. В., & Бовсуновский, А. П. (1986). Методика экспериментального исследования демпфирующей способности материалов при бигармоническом деформировании в условиях однородного напряженного состояния. *Проблемы прочности*, 10, 118-122.
88. Ricotta, M., Meneghetti, G., Atzori, B., Risitano, G., & Risitano, A. (2019). Comparison of experimental thermal methods for the fatigue limit evaluation of a stainless steel. *Metals*, 9(6), 677. <https://doi.org/10.3390/met9060677>
89. Писаренко, Г. С., Квітка, О. Л., & Уманський, Е. С. (2004). Опір матеріалів: підручник/За ред. ГС Писаренка. К. : Вища шк.
90. Міненерговугілля України. (2011). СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-

52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: Методичні вказівки. Н. Г. Шульженко (Автор). Офіційне видання.

91. Черноусенко, О. Ю., Риндюк, Д. В., & Пешко, В. А. (2020). Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3).

92. Nectors, K., & De Waele, W. (2021). Cumulative damage and life prediction models for high-cycle fatigue of metals: A review. *Metals*, 11(2), 204. <https://doi.org/10.3390/met11020204>

93. ООО «ДТЭК Луганская ТЭС». (2006). Инструкция по устройству, обслуживанию, пуску и останову турбины К-200-130-1 завода ЛМЗ. Типовая инструкция по эксплуатации. Счастье, Украина.

94. Черноусенко, О. Ю., Пешко, В. А., & Марисюк, Б. О. (2019). Рационалізація підходів числового моделювання геометрично-складного обертового обладнання електричних станцій. *Енергетика: економіка, технології, екологія*, 3(57), 30-36. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2019.196372>

95. НАЭК «ЭНЕРГОАТОМ». (2006). Турбина паровая К-1000/60-3000. Техническое описание и инструкция по эксплуатации № 1-Э-ТЦ-2. Вараш, Украина.

96. Bovsunovsky, A. P., Kuevda, V. P., Kuevda Yu, V., & Shtefan, E. V. (2013). Fatigue damage of steam turbine shaft at asynchronous switching on of turbo generator to power network *Vibr. Eng. Technol*, 4, 51-57.

97. Bovsunovsky, A., Shtefan, E., & Peshko, V. (2023). Modeling of the circumferential crack growth under torsional vibrations of steam turbine shafting. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 125, 103881. <https://doi.org/10.1016/j.tafmec.2023.103881>

98. Mitsche, J. V., & Rusche, P. A. (1980). Shaft torsional stress due to asynchronous faulty synchronization. *IEEE Transactions on Power Apparatus and*

*Systems*, 5, 1864-1870.

99. Усатий, О., Черноусенко, О., & Пешко, В. (2023). Пошук можливих конструктивних рішень для продовження експлуатації ЦВТ потужної турбіни АЕС після пошкодження лопаток ротора. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (1-2), 5-10. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.01>

100. РД 34.17.440-96 (1996). Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. Москва.

101. РТМ 108.020.16-83 (1983). Расчет температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин. Москва.

102. РТМ 108.021.103-85 (1985). Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. Москва.

103. РД 153-34.1-17.458-98 (1999). Методика определения возможности эксплуатации с трещинами и выборками литых корпусных деталей турбин с давлением пара более 9 МПа. Москва.

104. Olha Yu. Chernousenko, Vitalii A. Peshko, Oleksandr P. Usatyi (2023). Changes in the thermal and stress-strain state of the HPC rotor of a powerful NPP turbine after the blades damage. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 26, no. 3, pp. 15–27. <https://doi.org/10.15407/pmach2023.03.015>

105. Olha Yu. Chernousenko, Vitalii A. Peshko, Oleksandr P. Usatyi (2024). Continued safe operation of the K-1000-60/3000 turbine unit after damage to the HPC rotor. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 27, no. 1, (preprint).

ДОДАТОК А  
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

**Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:**

1. Черноусенко, О. Ю., Пешко, В. А., & Марисюк, Б. О. (2019). Рационалізація підходів числового моделювання геометрично-складного обертового обладнання електричних станцій. *Енергетика: економіка, технології, екологія*, 3(57), 30–36. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2019.196372>
2. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2023). Верифікація геометричних моделей ротора ЦНТ турбоагрегату К-1000-60/3000 на базі власних та критичних частот. *Енергетика: економіка, технології, екологія: науковий журнал*, 2 (73), 62–67. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2023.289670>
3. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2023). Дослідження напружено-деформованого стану валопроводу ТА К-1000-60/3000 при крутильних коливаннях. *Вісник національного технічного університету «ХПИ»*, (3), 26–33. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.03.04>
4. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2023). Ресурсні характеристики валопроводу турбоагрегату К-1000-60/3000 після часткового відновлення ротора. *Вісник національного технічного університету «ХПИ»*, (4), 38–44. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.04.05>

**Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:**

1. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2019). Investigation of natural oscillations of high pressure rotor of cylinder turbine К-200-130 with ansys software. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики* : матеріали XVII Міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та студ. (с. 313).

Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського». – Режим доступу: [https://iate.kpi.ua/uploads/p\\_21\\_46257126.pdf](https://iate.kpi.ua/uploads/p_21_46257126.pdf)

2. Chernousenko, O., Peshko, V., Marisyuk, B., & Bovsunovsky, A. (2020). Estimation of Steam Turbine Shafts Fatigue Damage Caused by Torsional Vibrations. In *Fracture, Fatigue and Wear* (pp. 533-541). Singapore: Springer Singapore. [https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7\\_39](https://doi.org/10.1007/978-981-15-9893-7_39)

3. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2020). Дослідження напружено-деформованого стану валопроводу турбоагрегату К-200-130 при короткому замиканні. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : матеріали XVIII Міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та студ. (с. 224)*. Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського». – Режим доступу: [https://iate.kpi.ua/uploads/p\\_21\\_75795270.pdf](https://iate.kpi.ua/uploads/p_21_75795270.pdf)

4. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2021). НДС ділянки валопроводу ТА К-200-130 між ротором низького тиску та ротором електрогенератора при короткому замиканні. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : матеріали XIX Міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та студ. (с. 334)*. Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського». – Режим доступу: [https://iate.kpi.ua/uploads/p\\_21\\_54259438.pdf](https://iate.kpi.ua/uploads/p_21_54259438.pdf)


5. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2023). НДС валопроводу ТА К-1000-60/3000 при короткому замиканні. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та студ. (с. 256)*. Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського». – Режим доступу: [https://iate.kpi.ua/uploads/p\\_21\\_89484232.pdf](https://iate.kpi.ua/uploads/p_21_89484232.pdf)

6. Черноусенко, О. Ю., & Марисюк, Б. О. (2023). Розрахункова оцінка пошкодження валопроводу ТА К-1000-60/3000 внаслідок асинхронного включення. *Енергетичні та теплоенергетичні процеси й устаткування : матеріали XIX Міжнар. наук.-техн. конф.* Національний технічний університет «ХПІ».

**ДОДАТОК Б**  
**ДОКУМЕНТИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ**  
**ДОСЛІДЖЕННЯ**

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер  
 ВП «Хмельницька АЕС»

  
 Руслан КАРИКОВ  
 «02» 09 2022 р.

**Довідка**  
**про використання результатів науково-дослідної роботи**

В межах договору № 37-124-08-22-17927 від 14.06.2022 р. між ДП «НАЕК «Енергоатом» Відокремлений підрозділ «Хмельницька АЕС» та Корпорацією «Науковий парк «Київська політехніка», виконано науково-дослідну роботу на тему «Оцінка можливості продовження безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ХАЕС після пошкодження ротора ЦВТ (Аналітичні послуги)».

Перелік виконавців науково-дослідної роботи з боку Корпорації «Науковий парк «Київська політехніка»:

- 1) науковий керівник – Черноусенко О.Ю.;
- 2) відповідальні виконавці – Усатий О.П., Пешко В.А.;
- 3) виконавці – Беднарська І.С., Горяженко В. Ю., Шишута А. М., Марисюк Б. О., Ліщук С. Р., Шерфедінов Р. Б., Жирков О. Г.

За результатами науково-дослідних робіт виконавцями проведено оцінку можливості продовження безпечної експлуатації турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ВП «Хмельницька АЕС» після пошкодження ротора ЦВТ, а саме:

- виконано повірочний розрахунок ротору ЦВТ турбоустановки К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ВП «Хмельницька АЕС», надано науково-технічні рекомендації щодо подальшої експлуатації без робочих лопаток 5-го ступеня ротора ЦВТ при наявності діафрагм п'ятого ступеня та без них;
- досліджено вплив відсутності робочих лопаток 5-го ступеня ротора ЦВТ при наявності діафрагм п'ятого ступеня та без них на газодинамічні характеристики та інтегральні показники якості (потужність, внутрішній відносний ККД) ПЧ ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку №2 ВП «Хмельницька АЕС» на різних режимах експлуатації;
- оцінено можливість застосування «імітатора (-ів)» діафрагми 5-го ступеня ротора ЦВТ (дросельної шайби), виготовленого Doosan Skoda Power, у разі відсутності можливості встановити заводські діафрагми 5-го ступеня.

Матеріальні претензії не розглядаються.

Начальник турбінного цеху  
 ВП «Хмельницька АЕС»



Анатолій КУЦЕНКО



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ДТЕК Луганська ТЕС

Сафонов Б. Д.

«    » 2019 р.



Довідка

**про використання результатів науково-дослідної роботи**

В межах договору № 4629-ВЭ-ЛутЭС від 04.03.2019 р. з ТОВ «ДТЕК СХІДЕНЕРГО» згідно з вимогами СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 «Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки» субпідрядною організацією Корпорація «Науковий парк «Київська політехніка»» (виконавці - Черноусенко О.Ю., Риндюк Д.В., Пешко В.А., Беднарська І.С., Марисюк Б.О.) виконана науково-дослідна робота на тему «**Розрахунок ресурсу роторів та корпусних деталей ЦВТ і ЦСТ блоку ст. №15 для ДТЕК Луганська ТЕС**», а саме:

- зроблено аналіз результатів контролю металу запірної арматури АСК, АЗК, РК ЦВТ та РК ЦСТ, роторів та корпусних елементів циліндрів високого та середнього тиску парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт блока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС на базі вивчення та систематизації експлуатаційної і ремонтної документації за результатами неруйнівного контролю металу елементів енергетичного обладнання та його пошкоджуваності;

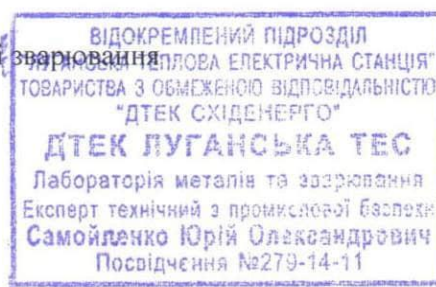
- проведені розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану, малоциклової втоми та довготривалої міцності металу циліндру високого та середнього тиску і оцінки залишкового ресурсу РВТ, РСТ, корпусів ЦВТ, ЦСТ, клапанів АСК, АЗК, РК ЦВТ і РК ЦСТ парової турбіни К-200-130 блока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС для визначення можливості її подальшої експлуатації;

- визначені максимально напружені зони основного металу РВТ, РСТ, корпусів ЦВТ, ЦСТ, клапанів АСК, АЗК, РК ЦВТ і РК ЦСТ парової турбіни К-200-130 блока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС з урахуванням впливу основних напружень та реальних умов експлуатації.

Надано висновки та рекомендації щодо допустимої залишкової кількості пусків енергоблока, залишкового ресурсу та продовження терміну експлуатації запірної арматури АСК, АЗК, РК ЦВТ та РК ЦСТ, роторів та корпусних елементів циліндрів високого та середнього тиску парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт блока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС.

Матеріальні претензії не розглядаються.

Начальник Лабораторії металів та зварювання  
ДТЕК Луганська ТЕС



Ю.О. Самойленко