

Міністерство освіти і науки України  
Національний аерокосмічний університет  
ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут"

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Кобзар Ігор Володимирович

УДК 629.7

## ДИСЕРТАЦІЯ

Збільшення надійності та подовження ресурсу  
підп'ятників гідрогенераторів

Спеціальність 134 – Авіаційна та ракетно-космічна техніка  
Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

  
Кобзар Ігор Володимирович

Науковий керівник:  
Третяк Олексій Володимирович,  
доктор технічних наук, доцент

Харків – 2024

## АНОТАЦІЯ

*Кобзар І. В.* Збільшення надійності та подовження ресурсу підп'ятників гідрогенераторів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 134 – "Авіаційна та ракетно-космічна техніка" (13 Механічна інженерія) – Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", Харків, 2024.

Дисертаційну роботу присвячено актуальному питанню підвищення надійності роботи підп'ятників гідрогенераторів для роторів вагою понад 300 тонн шляхом математичного моделювання термонапруженого стану при номінальних та аварійних режимах роботи. Було проведено оцінку можливості роботи системи валопроводу з пошкодженням дзеркальної поверхні за методом скінчених елементів у тривимірній постанові з явно змодельованими дефектами на підставі другої теорії міцності.

Метою дисертаційної роботи є розробка ефективних методів оцінки напружено-деформованого стану елементів конструкцій гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів великої потужності у номінальних і аварійних режимах на основі сучасних методів тривимірного комп'ютерного моделювання, що дозволить здійснити уточнений аналіз міцності елементів конструкцій і сприятиме підвищенню надійності експлуатації електричних машин великої потужності.

Перший розділ дисертаційної роботи присвячено аналізу світових тенденцій розвитку генераторобудування та сучасного стану генеруючого обладнання в Україні. Основна увага приділяється аналізу основних пошкоджень вузлів генераторів, що призводять до несправності та проблеми створення експертної системи контролю проблемних вузлів електричних машин на станціях для розпізнавання і попередження аварійних ситуацій. Проведено огляд існуючих математичних моделей і методів розрахунків напружено-деформованого стану елементів конструкцій генераторів. На практиці для розрахунку складного термопружного стану елементів конструкцій генераторів, як правило, використовуються інженерні методи, що ґрунтуються на спрощених аналітичних

методиках як до геометрії пружних тіл, так і до визначення граничних умов температурної задачі. Це пояснюється технічною складністю проведення чисельного моделювання газодинамічної задачі для всього генератора загалом.

Огляд існуючих досліджень напружено-деформованого стану конструкційних елементів синхронних машин великої потужності показав, що досліджень у тривимірній постановці задач дуже мало. Найчастіше досліджуються лише окремі конструктивні елементи, загалом же конструкція, як правило, не розглядається. Для розгляду тривимірних задач для розрахунку напружено-деформованого стану елементів конструкцій та системи охолодження генератора, найбільш перспективним є метод скінчених елементів.

Другий розділ дисертаційної роботи присвячено дослідженню наукового стану існуючих методологій та алгоритмів розрахунку міцності деталей та вузлів гідрогенераторів. Показано, що існуючий математичний апарат дозволяє виконувати обчислення міцності. Наявна база скінчених елементів дозволяє з достатньо високою точністю отримати картину технічного стану елементів конструкції. Зазначено, що для подальшого обчислення НДС конструкції необхідно додати нові граничні та початкові умови в частинах виключення можливих симетричних геометричних обмежень при несиметричних навантаженнях.

Представлено загальну методологію міцнісного розрахунку вузлів і деталей гідрогенераторів великої потужності, яка враховує особливості роботи генератора і заснована на розв'язанні комплексу задач – термопружності, теплопровідності і газодинаміки – у межах єдиної методології, що пропонується. Задача припускається незв'язаною, і через це засновується на послідовному розв'язанні рівнянь з їхнім ітераційним уточненням. Розв'язання задач було здійснено у програмному комплексі SolidWorks Simulation.

Були отримані з варіаційних принципів визначальні рівняння із використанням методів скінчених елементів. Для розв'язання задач теплопровідності та термопружності було застосовано скінченний елемент у вигляді тетраедра з лінійною і квадратичною апроксимацією шуканих величин.

Завдання термопружності сформульовано в геометрично і фізично лінійній постановці.

У третьому розділі представлено результати дослідження опорних вузлів гідрогенераторів великої потужності. Показано, що найбільш навантаженими елементами, які сприймають контактні навантаження, є жорсткі підп'ятники, а саме тарілки і опорні болти. Дослідження напружено-деформованого стану проводилось для дворядних підп'ятників жорсткого (Кременчуцька ГЕС) і гідравлічного типу (Дністровська ГАЕС) виробництва АТ "Українські енергетичні машини". Наведені формулювання завдань і результати розрахунку напружено-деформованого стану підп'ятників при тривимірному моделюванні та класичному аналітичному підході, який використовувався при проектуванні підп'ятника. У ході дослідження уточнено допустимі значення напружень у зоні контакту, що враховують особливості геометрії зони зіткнення тарілки з болтом.

Для жорсткого підп'ятника встановлено, що максимальні значення напружень посередині зони контакту болта і тарілки істотно відрізняються від даних аналітичного розрахунку. Середні ж напруження в місці контакту узгоджуються з напруженнями, отриманими при аналітичному розрахунку, і не перевищують допустимих значень. Це спричинено тим, що в аналітичному методі використовується спрощений опис характеру розподілу контактних зусиль у зоні взаємодії, заснований на припущенні про їхній рівномірний характер. У тривимірному розрахунку характер розподілу зусиль по ділянці контакту має більш складний характер і загалом відповідає відомому розподілу в завданні Герца.

Результати розрахунку камери гідравлічного підп'ятника за допомогою запропонованого методу і аналітичного методу, заснованого на інженерному підході, добре узгоджуються між собою. Відмінність між максимальними значеннями напружень, що отримані аналітично і за допомогою запропонованого методу, не перевищує 10 %. Також для гідравлічного підп'ятника проведено втомний розрахунок і показано, що термін експлуатації підп'ятника цього типу значно перевищує потрібний термін експлуатації гідрогенератора.

Четвертий розділ містить результати дослідження напружено-деформованого стану диска підп'ятника гідрогенератора Середньодніпровської



ГЕС потужністю 50 МВт з дефектами, які виникають у процесі тривалої експлуатації. Окрім цього, розглянуто типи внутрішніх та поверхневих дефектів, зазначено метод механічного розрахунку основних елементів, розглянуто основні причини виникнення вібрації, а також представлені методи для розрахунку і критерії стосовно вибору основних напружень.

У ході розрахунку було встановлено, що напруження на ділянці дефектів диска підп'ятника перевищують межу міцності матеріалу. Отримані напруження перевищують допустимі від межі плинності для обертових частин гідрогенераторів. Одержані величини напружень дефектів свідчать про можливість їхнього подальшого розвитку. Виведення дефектів потребуватиме істотного зменшення висоти диска підп'ятника, що у процесі роботи призведе до збільшення впливу температурних деформацій і виникнення зазорів між втулкою ротора і диском підп'ятника. У цих зазорах будуть виникати умови для початку і подальшого розвитку кавітації контактних поверхонь, а саме до виникнення мікротріщин та мікровибухів.

Задля дослідження збіжності результатів дані було проаналізовано за методикою HSS для розрахунку камери підп'ятника.

У дисертаційній роботі на основі єдиної методології вирішена важлива науково-технічна проблема, що полягає у розробці ефективних методів дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкцій та вузлів гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів за впливу силових і температурних навантажень. Отримані результати є теоретичною і практичною основою для інженерних розрахунків міцності елементів конструкцій генераторів великої потужності.

Достовірність одержаних результатів було встановлено шляхом їхнього порівняння з аналітичними розв'язками, що передусім використовуються при проектуванні електричних машин, отриманими за класичними інженерними методиками, а також з даними експериментальних досліджень.

Результати дисертаційної роботи використано на АТ "Українські енергетичні машини" (м. Харків) при проектуванні нових та реконструкції існуючих елементів

конструкцій гідрогенераторів середньої і великої потужності, зокрема, для Дністровської ГАЕС, Дніпро ГЕС-2, Кременчуцької ГЕС та Середньодніпровської ГЕС. Окрім цього, результати роботи впроваджено у навчальний процес на кафедрі аерокосмічної теплотехніки Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут".

Наступним кроком буде створення методів та алгоритмів розрахунку складних опорних елементів для гідрогенераторів нового покоління в частині максимально ефективного зниження вібрацій та впровадження в технічну документацію дійсного стану ресурсних параметрів конструктивних елементів, що будуть розраховані на основі технологічних параметрів компонентів.

*Наукова новизна роботи:*

1. В розрахунках ураховано температури та всі навантаження, що впливають на період експлуатації гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів.

2. Розроблено метод розрахунку напружено-деформованого стану опорних елементів (підп'ятників) гідрогенераторів великої потужності та проведено дослідження міцності дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типів за експлуатаційних навантажень.

*Практичне значення отриманих результатів.*

Розроблено методологію розрахунку напружено-деформованого стану в елементах конструкцій гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів великої потужності під впливом номінальних та аварійних навантажень, що орієнтована на розв'язання реальних, практично важливих, задач. В основі методології закладені розрахунки тривимірних моделей елементів конструкцій, що істотно підвищує точність оцінки їхньої міцності.

Отримані наукові результати можуть бути використані науково-дослідними та проектними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями енергетичної галузі, аерокосмічними університетами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень енергетичного обладнання.

Ключові слова: гідрогенератор, генератор, гідрогенератор-двигун, гідроагрегат, турбогенератор, електрична машина, ротор, статор, метод скінчених

елементів, напружено-деформований стан, механічні напруження, міцність, термопружність, аварійні навантаження.

### Список публікацій здобувача

*Статті у наукових фахових виданнях затверджених МОН України:*

1. **Кобзар І. В.**, Гнисько О. М., Полієнко В. Р., Третяк О. В., Динаміка і міцність корпусів та опорних елементів конструкції гідрогенераторів. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування : зб. наук. пр. – Харків, 2021. – Вип. 1 (5). – С. 19–24. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.01.03>

2. **Кобзар І. В.** Методологія розрахунку гідрогенераторів в задачах міцності. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування: зб. наук. пр. – Харків, 2023. – Вип. 1-2 – С. 18–22. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.03>

3. Суботін В. Г., Осадчий С. Д., Рассовський В. Л., **Кобзар І. В.**, Бураков О. С., Ефименко В. М., Коршунов О. О., Ковальов Ю. М., Хорєв О. М. Підвищення ефективності гідроагрегатів при реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду. *Гідроенергетика України*. 2021. № 3–4. ISSN 1812-9277

*Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:*

4. Tretiak O., Kritskiy D., **Kobzar I.**, Sokolova V., Arefieva M., Tretiak I., Hromenko D., Nazarenko V. Modeling of the Stress-Strain of the Suspensions of the Stators of High-Power Turbogenerators. *Computation*. – 2022. – Vol. 10, iss. 11, 191. – P. 1–13. (Scopus Q2) <https://doi.org/10.3390/computation10110191> .

5. Tretiak O., Kritskiy D., **Kobzar I.**, Arefieva M., Nazarenko V. The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation*. – 2022. – Vol. 10, iss. 9, 152. – P. 1–8. (Scopus Q2)

<https://doi.org/10.3390/computation10090152>

6. Tretiak O., Kritskiy D., **Kobzar I.**, Arefieva M., Selevko V., Brega D., Maiorova K., Tretiak I. Stress-Strained State of the Thrust Bearing Disc of Hydrogenerator-Motor. *Computation*. – 2023. – Vol. 11, iss. 3, 60. – P. 1–14. (Scopus Q2) . <https://doi.org/10.3390/computation11030060>

*Статті, що опубліковані в наукових періодичних виданнях інших держав*

7. Polienko V., Gnytko O., Tretiak O., **Kobzar I.** Studying and analysis of the thermally stressed state of the hydrogenator stator casings by methods of mathematical modeling. *European Journal of Technical and Natural Science*. – Vienna, 2021. – № 1. – P. 15–20. ISSN 2414-2352 <https://doi.org/10.29013/EJTNS-21-1-15-20>

8. Gakal P., Polienko V., Tretyak V., Tretiak O. **Kobzar I.** Finite element analysis of high load thrust bearings. *European Journal of Technical and Natural Science*. – Vienna, 2021. – № 4–5. – P. 32–39. ISSN 2414-2352 <https://doi.org/10.29013/EJTNS-21-4.5-32-39>

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

9. Третьяк О. В., **Кобзар І. В.** Аналіз напруженого стану елементів конструкції турбогенераторів потужністю 325 МВт. *XII міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем*. – Чернігів: НУ «Чернігівська політехніка», 2022. – Т. 1. – 256 с.

**ISBN 978-617-7932-15-3**

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:*

10. Третьяк О. В., Арефьева М. О., **Кобзар І. В.**, Репетенко М. В., Сергієнко С. А., Жуков А. Ю., Пеньковська Н. С., Селевко В. Б., Назаренко В. В. Методи та концепції розрахунку турбо- та гідрогенераторів у тривимірній постанові: монографія - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 138 с.

**ISBN 978-617-619-284-8**

11. Титко О. І., Крамарський В. А., Кобзар К. О., **Кобзар І. В.** Статор електричної машини. Патент UA 109895. <https://uapatents.com/6-109895-stator-elektrichno-mashini.html#kod>

12. Гордієнко В. Ю., Грубой О.П., Коврига А. Є., **Кобзар І. В.**, Левченко Г. Г., Рогалін С. В. Хлопков О. М, Черемісов І. Я. Ротор турбогенератора з концентричною обмоткою. Патент UA 115656. <https://uapatents.com/7-115656-rotor-turbogeneratora-z-koncentrichnoyu-obmotkoyu.html>

13. Гордієнко В. Ю., Грубой О.П., Коврига А. Є., **Кобзар І. В.**, Левченко Г. Г., Рогалін С. В. Хлопков О. М, Черемісов І. Я., Шофул А.К. Розбірне контактне електричне з'єднання. Патент UA 118081.

<https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=252831>

## ABSTRACT

*Kobzar I.* Increasing the Reliability and Prolonging the Service Life of Thrust Bearings of Hydrogenerators – A qualifying scientific work as a manuscript.

The dissertation work is purposed to the topical issue of increasing the reliability of the hydrogenerator thrust bearings for rotors weighing more than 300 tons by means of mathematical modeling of the thermal stress-strain state at rated and emergency modes of operation. The assessment of the possibility of operation of the shaft conduit system with damage to the mirror surface was carried out using the finite element method in a three-dimensional resolution with clearly modeled defects based on the second theory of strength.

The goal of the dissertation is the development of effective methods for assessing the stress-strain state of structural elements of high-power hydrogenerators and hydro-generators-motors in rated and emergency modes based on modern methods of three-dimensional computer modeling, which will allow for a refined analysis of the strength of structural elements and contribute to increasing the reliability of the operation of electric high power machines.

The first chapter of the dissertation is devoted to the analysis of global trends in the development of generator design and the current state of generating equipment in Ukraine. The main attention is paid to the analysis of the main damage of generator units, which lead to faults and the problem of creating an expert system for monitoring problematic units of electric machines at power plants to recognize and prevent emergency situations. The overview of the existing mathematical models and methods of calculating the stress-strain state of elements of generator structures was conducted. In practice, to calculate the complex thermoelastic state of elements of generator design, as a rule, engineering methods are used, which are based on simplified analytical methods both for the geometry of elastic bodies and for determining the boundary conditions of the temperature problem. This is explained by the technical complexity of numerical modeling of the gas-dynamic problem for the entire generator in general.

The review of existing studies of the stress-strain state of structural elements of high-power synchronous machines showed that there are very few studies in three-

dimensional problem formulation. Most often, only individual structural elements are investigated, but the structure as a whole is usually not considered. For considering three-dimensional problems for calculating the stress-strain state of structural elements and the generator cooling system, the most promising is the finite element method.

The second part of the dissertation is devoted to researching the scientific state of existing methodologies and algorithms for calculating the strength of parts and assemblies of hydrogenerators. It is shown that the existing mathematical apparatus allows performing strength calculations. The existing base of finite elements allows to obtain a picture of the technical condition of the structural elements with a sufficiently high accuracy. It is noted that for the further calculation of the stress-strain state of the design, it is necessary to add new boundary and initial conditions in the parts of the exclusion of possible symmetric geometric constraints under asymmetric loads.

The general methodology for the strength calculation of units and parts of high-power hydrogenerators is submitted, which takes into account the peculiarities of the generator's operation and is based on solving a complex of problems namely thermoelasticity, thermal conductivity and gas dynamics within the limits of the proposed single methodology. The problem is assumed to be uncoupled, and because of this, it is based on the sequential solution of the equations with their iterative refinement. The solution of the problems was carried out in the SolidWorks Simulation software complex.

Determining equations using finite element methods were obtained from variational principles. To solve the problems of thermal conductivity and thermoelasticity, the finite element in the form of a tetrahedron with linear and quadratic approximation of the required values was used. The problem of thermoelasticity is formulated in a geometrically and physically linear formulation.

In the third chapter the results of the study of the support units of high-power hydrogenerators are submitted. It is shown that the most loaded elements that perceive contact loads are rigid supports, namely plates and support bolts. The study of the stress-strain state was carried out for two-row rigid (Kremenchuk HPP) and hydraulic type (Dniester PSPP) two-row thrust bearings produced by JSC "Ukrainian Energy Machines". Formulations of the tasks and results of calculation of the stress-strain state of the thrust

bearings with three-dimensional modeling and a classical analytical approach, which was used in the design of the thrust bearings, are given. In the course of the study, the allowable values of stresses in the contact zone were clarified, taking into account the specifics of the geometry of the contact zone between the plate and the bolt.

For the rigid thrust bearing, it was established that the maximum stress values in the middle of the bolt and plate contact zone differ significantly from the data of the analytical calculation. The average stresses at the point of contact agree with the stresses obtained during the analytical calculation and do not exceed the permissible values. This is due to the fact that the analytical method uses a simplified description of the nature of the distribution of contact forces in the interaction zone, based on the assumption of their uniform nature. In the three-dimensional calculation, the nature of the distribution of forces on the contact area is more complex and generally corresponds to the known distribution in the Hertz task.

The results of the calculation of the hydraulic suspension chamber using the proposed method and the analytical method based on the engineering approach are in good agreement with each other. The difference between the maximum stress values obtained analytically and using the proposed method does not exceed 10%. Also, a fatigue calculation was performed for the hydraulic support and it was shown that the service life of this type of support significantly exceeds the required service life of the hydrogenerator.

The fourth section contains the results of the study of the stress-strain state of the thrust bearing disc of the hydrogenerator of the Serednyodniprovska HPP with a capacity 50 MW with defects that arise during long-term operation. In addition, the types of internal and surface defects are considered, the method of mechanical calculation of the main elements is indicated, the main causes of vibration are considered, as well as methods for calculation and criteria for choosing the main stresses are submitted.

In the course of the calculation, it was established that the stresses in the defect area of the thrust bearing disc exceed the strength limit of the material. The resulting stresses exceed the allowable yield strength for rotating parts of hydrogenerators. The obtained stress values of the defects indicate the possibility of their further progress. Removal of

defects will require a significant reduction in the height of the thrust bearing disc, which in the process of operation will lead to an increase in the effect of temperature deformations and the formation of gaps between the rotor sleeve and the thrust bearing disc. In these gaps, conditions will arise for the beginning and further development of cavitation of the contact surfaces, namely for the emerge of microcracks and microexplosions.

In order to study the convergence of the results, the data was analyzed using the HSS method for calculating the chamber of the thrust bearing.

The important scientific and technical problem is solved in the dissertation on the basis of a unified methodology, which consists in the development of effective methods of researching the stress-strain state of structural elements and assemblies of hydrogenerators and hydrogenerators-motors under the influence of force and temperature loads. The obtained results are the theoretical and practical basis for engineering calculations of the strength of structural elements of high-power generators.

The reliability of the obtained results was established by comparing them with analytical solutions, which are primarily used in the design of electric machines, obtained by classical engineering methods, as well as with experimental research data.

The results of the dissertation work were used at JSC "Ukrainian Energy Machines" (Kharkiv) in the design of new and reconstruction of existing structural elements of medium and high-power hydrogenerators, in particular, for the Dniester PSPP, Dnipro HPP-2, Kremenchuk HPP and Serednyodniprovska HPP. In addition, the results of the work are implemented in the educational process at the Department of Aerospace Thermal Engineering of the National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute".

The next step will be the development of methods and algorithms for the calculation of complex support elements for new generation of hydrogenerators in terms of the most effective reduction of vibrations and the implementation into the technical documentation of the actual state of the resource parameters of the structural elements, which will be calculated on the basis of the technological parameters of the components.



*Scientific novelty of the work:*

1. For the first time, temperatures and all loads affecting the period of operation of hydrogenerators and hydrogenerators-motors are taken into account in the calculations.
2. The method of calculating the stress-strain state of the support elements (thrust bearings) of high-power hydrogenerators was developed, and the study of the strength of double-row thrust bearings of rigid and hydraulic types under operational loads was carried out.

*Practical significance of the obtained results.*

The methodology for calculating the stress-strain state in structural elements of hydrogenerators and high-power hydrogenerators-motors under the influence of rated and emergency loads has been developed, which is aimed at solving real, practically important problems. The methodology is based on calculations of three-dimensional models of structural elements, which significantly increases the accuracy of assessing their strength.

The obtained scientific results can be used by research and design organizations, design bureaus, organizations of the energy industry, aerospace universities and other organizations that specialize in the field of energy equipment research.

Key words: hydrogenerator, generator, hydrogenerator-motor, hydraulic unit, turbogenerator, electric machine, rotor, stator, finite element method, stress-strain state, mechanical stresses, strength, thermoelasticity, emergency loads.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ..	17
ВСТУП.....	19
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ГЕНЕРАТОРНОГО ОБЛАДНАННЯ УКРАЇНИ ТА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ГЕНЕРАТОРІВ .....	27
1.1 Розвиток підходів до проєктування генераторів .....	27
1.2 Сучасний стан генераторного обладнання України.....	29
1.3 Типові дефекти та несправності генераторів .....	31
1.4 Аналіз міцності вузлів і деталей генераторів.....	39
1.5 Методи розрахунку напружено-деформованого стану елементів конструкцій генераторів.....	45
1.5.1 Класичні задачі теплового розрахунку генераторів.....	45
1.5.2 Задачі термопружності і пружності елементів та вузлів генератора, розрахунок механічної міцності і жорсткості окремих вузлів та деталей .....	56
1.6 Висновки до першого розділу.....	67
1.7 Література до першого розділу.....	68
РОЗДІЛ 2 МЕТОДОЛОГІЯ РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ В ТРИВИМІРНІЙ ПОСТАНОВЦІ.....	73
2.1 Типи гідрогенераторів великої потужності.....	73
2.2 Особливості міцнісного розрахунку гідрогенераторів .....	76
2.3 Загальна постановка задач та методика проведення розрахунку .....	77
2.4 Дослідження гідрогенератора-двигуна.....	79
2.4.1 Призначення гідрогенератора-двигуна.....	79
2.4.2 Технічні дані гідрогенератора-двигуна .....	80
2.4.3 Склад гідрогенератора-двигуна.....	82

2.4.4 Будова гідрогенератора-двигуна.....	84
2.5 Математична постановка задачі термопружності та основні співвідношення математичного апарату.....	91
2.6 Постановка задачі нестационарної теплопровідності.....	104
2.7 Висновки до другого розділу.....	107
2.8 Література до другого розділу.....	108
<b>РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ</b>	
<b>ГІДРОГЕНЕРАТОРА.....</b>	<b>110</b>
3.1 Особливості конструкцій та причини виникнення дефектів підп'ятників..	110
3.2 Постановка задачі.....	117
3.3 Дослідження НДС підп'ятника жорсткого типу.....	118
3.3.1 Розрахункова схема аналітичного методу.....	118
3.3.2 Реалізація методу тривимірного розрахунку.....	121
3.4 Дослідження НДС підп'ятника на гідравлічній опорі.....	127
3.4.1 Аналітичний розрахунок.....	128
3.4.2 Тривимірне чисельне розв'язання.....	130
3.5 Висновки до третього розділу.....	135
3.6 Література до третього розділу.....	137
<b>РОЗДІЛ 4 МЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИСКА ПІДП'ЯТНИКА З</b>	
<b>ДЕФЕКТАМИ ДЗЕРКАЛЬНОЇ ПОВЕРХНІ.....</b>	<b>138</b>
4.1 Постановка задачі розрахунку.....	138
4.1.1 Типи поверхневих дефектів.....	139
4.1.2 Особливість довготривалої експлуатації гідрогенератора.....	140
4.1.3 Основні причини виникнення вібрації.....	140
4.1.4 Вимоги до дзеркальної поверхні диска підп'ятника.....	141
4.2 Вихідні дані для розрахунку.....	143

4.3 Умови розрахунку .....	143
4.4 Результати розрахунку .....	144
4.4.1 Дефект №1 .....	145
4.4.2 Дефект №2 .....	148
4.4.3 Дефект №3 .....	150
4.4.4 Дефект № 4. ....	153
4.4.5 Дефект №5 .....	156
4.4.6 Дефект №6 .....	159
4.4.7 Дефект №7 .....	162
4.4.8 Дефект №8 .....	165
4.4.9 Дефект №9 .....	168
4.4.10 Дефект №10 .....	171
4.4.11 Дефект №11 .....	174
4.4.12 Дефект №12 .....	177
4.4.13 Дефект №13 .....	179
4.5 Дослідження збіжності результатів методом HSS .....	182
4.6 Висновки до четвертого розділу.....	184
4.7 Література до четвертого розділу.....	185
ВИСНОВКИ.....	187
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ .....	189
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ .....	191
ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ .....	193

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ,  
ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення та символи

- $\sigma$  – межа плинності, Па  
 $\tau$  – дотичне напруження, Па  
 $\vartheta$  – температура точки тіла в заданий момент часу, К  
 $\rho$  – густина матеріалу, кг/м<sup>3</sup>  
 $c$  – питома теплоємність, Дж/(кг·°С)  
 $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, Вт/(м·К)  
 $q$  – густина теплового потоку (матеріалу), Вт/м<sup>2</sup>  
 $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)  
 $E$  – модуль Юнга, Па  
 $\nu$  – коефіцієнт Пуассона, в.о.  
 $B$  – магнітна індукція, Тл  
 $f$  – частота змінного струму, Гц  
 $F$  – масова сила, Н  
 $\Omega$  – кутова швидкість, рад/с  
 $G$  – модуль зсуву, Па  
 $P$  – потенційна енергія деформацій, Дж  
 $Q$  – питома потужність внутрішнього джерела тепла, Вт/м<sup>2</sup>

Індекси

- $\alpha_1, \alpha_2$  – відношення внутрішнього радіуса деталей до зовнішнього, в.о.  
 $n$  – номінальна частота обертання ротора, об/хв.  
 $n_y$  – угонна частота обертання ротора, об/хв.  
 $T_d^0$  – постійна часу обмотки збудження при розімкненій обмотці статора, с  
 $T_d'$  – постійна часу обмотки збудження при замкнених накоротко обмотках статора, с  
 $T_a$  – постійна часу обмотки статора при замкненій накоротко обмотці збудження, с  
 $P_{\text{пит.}}$  – питомі втрати, Вт/кг

$A_V$  – робота об’ємних сил, Дж

$A_S$  – робота поверхневих сил, Дж

$t_0$  – температура на поверхні тіла, К

$t_{nc}$  – температура навколишнього середовища, К

$T_{pid.}$  – температура рідини, К

$q_3$  – розподілене навантаження на зовнішній сегмент підп’ятника, Па

$q_6$  – розподілене навантаження на внутрішній сегмент підп’ятника, Па

$l_3$  – довжина плеча важеля зовнішнього сегменту підп’ятника, м

$l_6$  – довжина плеча важеля внутрішнього сегменту підп’ятника, м

$P_3$  – навантаження на зовнішній сегмент підп’ятника, Па

$P_6$  – навантаження на внутрішній сегмент підп’ятника, Па

$F_3$  – площа робочої поверхні зовнішнього сегмента підп’ятника, м<sup>2</sup>

$F_6$  – площа робочої поверхні внутрішнього сегмента підп’ятника, м<sup>2</sup>

$P_1$  – Навантаження на один сегмент підп’ятника, Па

$\sigma_0$  – номінальні (геометричні) напруження у концентраторі, Па

$\sigma_T$  – межа плинності матеріалу, Па

### Скорочення

ГЕС – гідроелектростанція

ГАЕС – гідроакumuлююча електростанція

ГА – гідроагрегат

АЕС – атомна електростанція

ТЕС – теплоелектростанція

ТЕЦ – теплоелектроцентрально

МСЕ – метод скінчених елементів

НДС – напружено-деформований стан

CFD – Computational Fluid Dynamics

HSS – Hermitian and skew-Hermitian splitting

## ВСТУП

**Актуальність досліджень.** Раніше в Україні основна частина електроенергії вироблялась на теплових та атомних електростанціях, а гідроелектростанції виконували в основному допоміжну роль при пікових навантаженнях на мережу та для компенсації реактивної потужності.

В умовах сучасного технічного стану гідрогенератори виробляють значну частину електроенергії. Причому зараз блоки гідроелектростанцій працюють в умовах маневрового режиму та частково замінюють теплову генерацію.

Серед працюючих на гідроелектростанціях генераторів особливо виділяються гідрогенератори вертикального типу. Важливим елементом конструкції такого генератора, що сприймає вертикальні навантаження від ваги всього гідроагрегату, є підп'ятник. Це є однією з причин, чому кількість пусків та зупинів гідроагрегату на протязі доби та року регламентується технологічними інструкціями заводу-виробника. Але в умовах поточного стану рішення про ввід агрегатів в роботу приймаються екстрено, в оперативному режимі, внаслідок чого частота виникнення асиметричних багатовекторних зусиль на конструктивні елементи гідроагрегату, визначених багаточасовими нерівномірними градієнтами температур, зростає у рази. При цьому елементи конструкцій генератора працюють в умовах складних навантажень, зумовлених спільною дією сил інерції від обертання ротора, гравітаційних сил, складових навантажень, що виникають від посадки деталей на розтяг, а також температурних навантажень, які виникають, перш за все, внаслідок виділення тепла в активному контурі і визначаються параметрами роботи системи примусової вентиляції. У складних конструкціях генераторів це призводить до необхідності розгляду цілого комплексу задач, пов'язаних з визначенням термічного напруженого стану конструкцій, ускладненого попередніми напруженнями, впливом температурних полів, що залежать від параметрів роботи систем вентиляції та багатьох інших факторів.

Таким чином розробка ефективних методів дослідження напружено-деформованого стану підп'ятника та оцінки його фактичного технічного стану є

дуже актуальною науковою задачею, що за поточних умов має неабияке практичне значення.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дослідження є розробка ефективних методів для оцінки напружено-деформованого стану підп'ятників гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів великої потужності в проєктних і надпроєктних режимах на основі сучасного методу скінчених елементів у тривимірній постановці, що дозволить здійснити уточнений аналіз міцності елементів конструкцій генератора і буде сприяти підвищенню надійності експлуатації електричних машин великої потужності, а також огляд імовірної роботи гідрогенератора з наявними технологічними та експлуатаційними дефектами.

Для досягнення поставленої мети у дисертаційній роботі необхідно розв'язати наступні задачі:

- побудувати загальну методологію проведення міцнісного розрахунку конструкцій гідрогенераторів високої потужності, яка базується на розв'язанні низки задач термопружності, теплопровідності і газодинаміки у тривимірних постановках із використанням методу скінчених елементів та сучасних комп'ютерних систем, що вирізняються передачею початкових та граничних умов між задачами, що, зі свого боку, дозволить провести уточнений аналіз напружено-деформованого стану конструкцій під час експлуатаційних та аварійних навантажень;

- у межах тривимірної теорії пружності розробити метод розрахунку напружено-деформованого стану опорних елементів генераторів великої потужності та провести дослідження міцності дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типу під час експлуатаційних навантажень;

- у межах тривимірної теорії пружності розробити метод розрахунку напружено-деформованого стану опорних елементів генераторів великої потужності та провести дослідження міцності дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типу під час експлуатаційних навантажень з існуючими дефектами.

**Об'єкт дослідження** – процеси «деформування» елементів конструкцій генераторів великої та середньої потужності за експлуатаційних та аварійних



впливів з дефектами.

**Предмет дослідження** – напружено-деформований стан в елементах конструкцій гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів.

Для вирішення поставлених в дисертаційній роботі завдань наукової проблеми побудови методології розрахунку міцності елементів конструкцій генератора великої потужності використані наступні наукові **методи дослідження**:

1. Класичні методи і моделі теорій термопружності, теплопровідності та механіки суцільних середовищ для формування рівнянь стану.

2. Під час формулювання контактних задач були використані загальні співвідношення механіки контактної взаємодії.

3. Дискретизація розв'язувальних співвідношень для аналізу напружено-деформованого стану досліджуваних тіл на основі метода скінчених елементів.

4. Числові дослідження здійснювалися у середовищі програмного комплексу SolidWorks, в якому створювалися тривимірні комп'ютерні моделі.

5. Розроблена теорія оцінки збільшення дефектів.

Достовірність отриманих результатів і висновків у дисертаційній роботі забезпечується математичним моделюванням без спрощень та без використання умов симетрії.

Отримані результати математичного моделювання підп'ятників гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів задовільно погоджуються з даними експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів.

**Наукова новизна одержаних результатів.**

1. В розрахунках ураховано температури та всі навантаження, що впливають на період експлуатації гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів.

2. Розроблено метод розрахунку напружено-деформованого стану опорних елементів (підп'ятників) гідрогенераторів великої потужності та проведено дослідження міцності дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типів за експлуатаційних навантажень.

**Практичне значення отриманих результатів.** Розроблено методологію розрахунку напружено-деформованого стану в елементах конструкцій

гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів великої потужності під впливом номінальних та аварійних навантажень, що орієнтована на розв'язання реальних, практично важливих, задач. В основі методології закладені розрахунки тривимірних моделей елементів конструкцій, що істотно підвищує точність оцінки їхньої міцності.

Отримані наукові результати можуть бути використані науково-дослідними та проектними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями енергетичної галузі, аерокосмічними університетами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень енергетичного обладнання.

**Впровадження результатів роботи.** Методологію, методи та результати досліджень напружено-деформованого стану гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів впроваджено на АТ "Українські енергетичні машини" (м. Харків) і використано під час проектування, виробництва та складання гідрогенераторів в частині оптимізації напружено-деформованого стану, теплового стану та зменшення масо-габаритних показників генераторів наступних станцій: Дністровська ГАЕС (СВО2-1255/255-40 потужністю 324 МВт в генераторному режимі та 416 МВт у режимі двигуна), Київська ГАЕС (під час реконструкції трьох генераторів СВ1 733/130-36М потужністю 46,8 МВт), Середньодніпровська ГЕС (два генератори СВ 1500/100-112 потужністю 50 МВт), Дніпро ГЕС-2 (два генератори СВ1 1230/140-56М потужністю 119 МВт), Кременчуцька ГЕС (два блока СВКр1-1340/150-96М потужністю 60 МВт).

**Особистий внесок здобувача** Наукові положення, висновки і рекомендації, викладені в дисертації та представлені до захисту, виконані особисто автором. В дисертації відсутні результати, що належать співавторам, разом з якими опубліковані наукові праці.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалась у Національному аерокосмічному університеті ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут".

Робота проводилася відповідно до "Збільшення надійності та подовження ресурсу підп'ятників гідрогенераторів" у рамках програми розвитку

гідроенергетики на період до 2026 року, схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 13 липня 2016 р. № 552-р.

Крім того, тема дисертації безпосередньо пов'язана з роботами, що виконувалися у межах заводських замовлень АТ "Українські енергетичні машини" в частині проектування, виробництва та складання гідрогенераторів наступних станцій: Дністровська ГАЕС, Київська ГАЕС (під час реконструкції), Середньодніпровська ГЕС, Дніпро ГЕС-2, Кременчуцька ГЕС.

**Апробація результатів дисертації.** Результати досліджень дисертанта було викладено у тезах XII міжнародній науково-практичній конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем, (Україна, Чернігів, НУ «Чернігівська політехніка», 2022).

**Публікації.** Основний зміст дисертації відображено у 8 статтях, з яких 3 статті у виданнях, які входять до переліку наукових фахових видань України [1–3], три статті у виданні, що реферуються в базі даних Scopus [4–6] та дві статті, що опубліковані в наукових періодичних виданнях інших держав [7, 8]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковані у 1 тезі науково-технічної конференції [9], в одній монографії [10] та в трьох патентах [11–13].

Всі положення наукової новизни дисертації отримані автором самостійно. В статтях, що опубліковані у співавторстві, проведення досліджень і аналіз результатів виконані автором особисто; формулювання задач і висновків виконано разом із науковим керівником і частково з співавторами публікацій; підготовка й видання науково-технічних статей виконано за участю співавторів. В спільних роботах автору належить:

[1] – створення загальної методології розрахунку міцності опорних елементів конструкції гідрогенератора;

[2] – стаття написана одноосібно;

[3] – огляд конструкції та створення концепції оптимального моделювання вузлів та деталей;

[4] – розробка методології розрахунку контактних задач для моделювання збірки з великою кількістю елементів;

[5] – створення методології вибору геометрії для обчислення базових дефектів підп'ятника гідрогенератора; створення методу та критеріїв оцінки стану поверхні підп'ятника методом скінчених елементів;

[6] – загальний огляд та впровадження алгоритмів теорії метода скінчених елементів;

[7] – створення алгоритмів та математичної моделі обчислення механічного напруження корпусів гідрогенераторів від дії критичних сил, побудова тривимірної моделі, створення концепції завдання граничних та початкових умов;

[8] – завдання параметрів розрахункової сітки, дослідження збіжності;

[9] – створення методології визначення допустимих навантажень для опорних вузлів крупних електричних машин, розроблення алгоритму завдання контактів для з'єднувальних поверхонь для різних типів сітки;

[10] – дослідження конструкцій та методів розрахунку підп'ятників;

[11] – забезпечення міцності конструкції статора електричної машини;

[12] – забезпечення міцності конструкції ротора електричної машини;

[13] – забезпечення нормального теплового стану струмопровідних елементів електричної машини.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків та списків використаних джерел до кожного розділу і загальних висновків. Загальний обсяг дисертації складає 193 сторінок, з них 161 сторінка основного тексту, 133 рисунка по тексту, 8 таблиць по тексту, списків використаних джерел до кожного розділу, сумарно викладених на 8 сторінках.

Література до вступу:

1. **Кобзар І. В.**, Гнисько О. М., Полієнко В. Р., Третяк О. В. Динаміка і міцність корпусів та опорних елементів конструкції гідрогенераторів. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування* : зб. наук. пр. – Харків, 2021. – Вип. 1 (5). – С. 19–24. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.01.03>

2. **Кобзар І. В.** Методологія розрахунку гідрогенераторів в задачах міцності. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Енергетичні та теплотехнічні процеси й*

устаткування: зб. наук. пр. – Харків, 2023. – Вип. 1-2 – С. 18–22.

<https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.03>

3. Суботін В. Г., Осадчий С. Д., Рассовський В. Л., **Кобзар І. В.**, Бураков О. С., Ефименко В. М., Коршунов О. О., Ковальов Ю. М., Хорєв О. М. Підвищення ефективності гідроагрегатів при реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду. *Гідроенергетика України*. 2021. № 3–4. ISSN 1812-9277

4. Tretiak O., Kritskiy D., **Kobzar I.**, Sokolova V., Arefieva M., Tretiak I., Hromenko D., Nazarenko V. Modeling of the Stress-Strain of the Suspensions of the Stators of High-Power Turbogenerators. *Computation*. – 2022. – Vol. 10, iss. 11, 191. – P. 1–13. (Scopus Q2) <https://doi.org/10.3390/computation10110191> .

5. Tretiak O., Kritskiy D., **Kobzar I.**, Arefieva M., Nazarenko V. The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation*. – 2022. – Vol. 10, iss. 9, 152. – P. 1–8. (Scopus Q2)

<https://doi.org/10.3390/computation10090152>

6. Tretiak O., Kritskiy D., **Kobzar I.**, Arefieva M., Selevko V., Brega D., Maiorova K., Tretiak I. Stress-Strained State of the Thrust Bearing Disc of Hydrogenerator-Motor. *Computation*. – 2023. – Vol. 11, iss. 3, 60. – P. 1–14. (Scopus Q2) . <https://doi.org/10.3390/computation11030060>

7. Polienko V., Gnytko O., Tretiak O., **Kobzar I.** Studying and analysis of the thermally stressed state of the hydrogenator stator casings by methods of mathematical modeling. *European Journal of Technical and Natural Science*. – Vienna, 2021. – № 1. – P. 15–20. ISSN 2414-2352 <https://doi.org/10.29013/EJTNS-21-1-15-20>

8. Gakal P., Polienko V., Tretyak V., Tretiak O. **Kobzar I.** Finite element analysis of high load thrust bearings. *European Journal of Technical and Natural Science*. – Vienna, 2021. – № 4–5. – P. 32–39. ISSN 2414-2352 <https://doi.org/10.29013/EJTNS-21-4.5-32-39>

9. Третьяк О. В., **Кобзар І. В.** Аналіз напруженого стану елементів конструкції турбогенераторів потужністю 325 МВт. *XII міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем*. – Чернігів: НУ «Чернігівська політехніка», 2022. – Т. 1. – 256 с.

**ISBN 978-617-7932-15-3**

10. Третяк О. В., Арефьєва М. О., **Кобзар І. В.**, Репетенко М. В., Сергієнко С. А., Жуков А. Ю., Пеньковська Н. С., Селевко В. Б., Назаренко В. В. *Методи та концепції розрахунку турбо- та гідрогенераторів у тривимірній постанові: монографія - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 138 с.*

**ISBN 978-617-619-284-8**

11. Титко О. І., Крамарський В. А., Кобзар К. О., **Кобзар І. В.** Статор електричної машини. Патент UA 109895. <https://uapatents.com/6-109895-stator-elektrichno-mashini.html#kod>

12. Гордієнко В. Ю., Грубой О.П., Коврига А. Є., **Кобзар І. В.**, Левченко Г. Г., Рогалін С. В. Хлопков О. М, Черемісов І. Я. Ротор турбогенератора з концентричною обмоткою. Патент UA 115656. <https://uapatents.com/7-115656-rotor-turbogenerators-z-koncentrichnoyu-obmotkoyu.html>

13. Гордієнко В. Ю., Грубой О.П., Коврига А. Є., **Кобзар І. В.**, Левченко Г. Г., Рогалін С. В. Хлопков О. М, Черемісов І. Я., Шофул А.К. Розбірне контактне електричне з'єднання. Патент UA 118081. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=252831>

## РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ГЕНЕРАТОРНОГО ОБЛАДНАННЯ УКРАЇНИ ТА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ГЕНЕРАТОРІВ

Класичні методи розрахунку генераторів сформувалися на початку ХХ століття. Вони фактично дали змогу сформувати сьогоdnішній вигляд електричних машин, започаткувавши основи і підходи до їхнього проектування. Відмітною рисою початкового етапу стало те, що усі розрахунки (теплові, механічні, електричні, вентиляційні) здійснювалися фахівцями з електричних машин. Провідною ціллю стало створення машини потрібної потужності. Ще тривалий проміжок часу були відсутні конкретні вимоги стосовно маси і габаритів. Цієї пори генератори вироблялися з повітряним охолодженням. За потужності понад 3-6 МВт у конструкції застосовувався повітроохолоджувач і замкнений цикл охолодження.

У середині минулого століття США, Великобританія та Японія стають основними країнами, що виготовляють електричні машини, згодом до цієї когорти долучився Китай. Саме у цей час розробляються теоретичні основи і підходи з проведення механічних та вентиляційних розрахунків. На принципі тісної співпраці конструкторських підрозділів зі спеціалізованими науковими академічними інститутами формується наукова база.

### **1.1 Розвиток підходів до проектування генераторів**

Структуру створення проєктів заздалегідь визначали розрахунки аналітичними методами, після чого вони втілювались у життя конструкторськими бюро. Загальні теоретичні основи та підходи до проведення механічних і теплових розрахунків генераторів було закладено у фундаментальних працях О. І. Абрамова, Е. Відемана, І. О. Глебова, Я. Б. Данилевича, Ф. М. Детинко, В. В. Домбровського, О. А. Дукштау, Г. О. Загородньої, О. С. Єремєєва, М. П. Іванова, О. В. Іванова-Смоленського, П. М. Іпатова, М. Я. Каплан, Е. Г. Кашарського, В. Келленберга, О. О. Олексіїва, Г. Б. Пинського, В. М. Фастовського, Г. М. Хуторецького та ін.

Еволюція генераторів йде шляхом зменшення їхньої маси і розмірів, а також підвищенням економічності і надійності роботи через залучення у використанні

нових матеріалів для струмопровідних частин агрегатів і конструкційних матеріалів, а також поліпшення систем охолодження. Генераторам потужністю до 100 МВт повітряної системи охолодження вистачало, але за більшої потужності постала потреба використання води для охолодження, теплопровідність якої у 3 рази вища, а теплоємність у 3500 разів вища, ніж у водню.

Бурхливий розвиток можливостей обчислювальної техніки здійснив революцію у чисельних методах розрахунку і виготовленні машин потужністю до 1000 МВт для турбогенераторів і 500 МВт для гідрогенераторів, які мають високу надійність та експлуатуються і до нашого часу.

Новації у розрахункових методах стали поштовхом для якісного перегляду конструкцій та досліджень течій середовищ, теплопровідності, які запропонували С. С. Кутаталадзе, Ю. М. Мацевитий, Г. Г. Щасливий, В. В. Кузмін [1, 2]. Відтоді у розрахунку генераторів почали використовувати комп'ютерну техніку. Було втілено нові алгоритми розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) генераторів, що враховують вібраційні особливості. Це праці Ю. С. Воробйова, Ф. М. Детинка, М. Г. Шульженка та ін. [3]. На основі цього було запропоновано удосконалені технології виготовлення генераторів.

Наступний етап розвитку генераторобудування визначався повузловою модернізацією через удосконалення конкретного вузла зі збереженням загального компонування машини. Еволюція технічних засобів дала змогу здійснити неабиякий поштовх у розвитку систем спостереження і контролю роботи генераторів, що відкриває нові горизонти в удосконаленні режимів їхньої експлуатації.

У ХХІ столітті системи охолодження генераторів піддались переосмисленню. Спостерігається перехід від водневого і воднево-водяного до повітряного охолодження машин [4, 5]. Вперше було досліджено НДС деяких вузлів і деталей генераторів у тривимірній постановці. Певним недоліком цих розрахунків стало застосування вимог і обмежень, створених для аналітичних методів.



Певна річ, для подальшого поступу в удосконаленні конструкції генераторів виникає необхідність у розробці загальної методології розрахунку НДС елементів конструкцій генератора, що ґрунтувалася б на сучасних методах тривимірного моделювання течії охолоджувача та пружної поведінки конструкцій.

## **1.2 Сучасний стан генераторного обладнання України**

Згідно з Енергетичною стратегією України на період до 2035 року, виробництво електроенергії у нашій державі має збільшитися з 163,7 млрд кВт·год (2015 р.) до 195 млрд кВт·год (2035 р.) за умови загального підвищення енергоефективності промисловості [6]. Попри те, що планується істотний розвиток нетрадиційної енергетики (сонячної та вітрової) з 1 % до майже 15 %, виробництво енергії на АЕС, ТЕС/ТЕЦ та гідроелектростанціях все ще переважає. До того ж, частка виробництва електроенергії на гідроелектростанціях має зрости з 7 млрд кВт·год. до 13 млрд кВт·год., на АЕС – з 87,6 млрд кВт·год. до 94 млрд кВт·год., а на ТЕС/ТЕЦ зменшитися з 67,5 млрд кВт·год. до 63 млрд кВт·год. Цих показників можна досягти лише завдяки оновленню і модернізації потужностей, що генерують електроенергію, та застосуванню новітніх технологій.

Поточний стан генераторного обладнання визначається тим, що термін експлуатації переважної більшості машин за нормативною документацією вже добіг кінця або закінчиться найближчими роками. Через це потрібно невідкладно здійснити оновлення і модернізацію машин, а також розробку агрегатів новітнього покоління [7, 8].

У наші дні на ТЕС України експлуатуються понад 85 турбогенераторів потужністю 200 МВт та 300 МВт, а саме: 30 турбогенераторів типу ТГВ-200, 4 турбогенератори типу ТГВ-200Д, 11 – ТГВ-200М потужністю 200 МВт, а також 42 турбогенератори типу ТГВ-300 потужністю 300 МВт. З них близько 75 % уже відпрацювали свій нормативний строк служби, який становить 25-30 років. З 34 турбогенераторів типу ТГВ-200 та ТГВ-200Д 26 турбогенераторів перебувають в експлуатації протягом 35-50 років, а 8 турбогенераторів експлуатуються 20-29 років. З 42 турбогенераторів типу ТГВ-300 38 експлуатуються 35-48 років і 4

турбогенератори – 22-29 років. Тож більшість великих генераторів в нашій державі вже відпрацювала свій термін експлуатації.

Останніми роками поточний стан неабияк ускладнюють особливості експлуатації енергоблоків, що визначаються великою кількістю пусків і зупинок, «екстремальною» маневреністю щодо активно-реактивного навантаження тощо. А це неодмінно пришвидшує спрацьовування турбоагрегатів, підвищує ступінь їхнього ушкодження.

Цілковита заміна турбогенераторів ТГВ-200 та ТГВ-300, що відпрацювали свій розрахунковий та нормативний ресурс, на нові за короткий проміжок часу надто проблематична. Загальносвітові тенденції показують, що модернізація генераторів, яка є менш витратною, дозволяє ефективніше збільшити потужність генерування енергії. Як правило, після модернізації номінальна потужність машини підвищується на 8-15 %. Також можуть зростати (або змінюватися за характером розподілу по поверхні) температурні і силові навантаження на елементи конструкцій генераторів. З цього випливає потреба у проведенні перевірочних розрахунків міцності елементів конструкцій турбогенераторів при їхній модернізації.

Під час модернізації потрібно розуміти, які саме елементи генератора мають найменший ресурс і потребують першочергової заміни, а також, які дозволять з найменшими затратами підвищити потужність агрегату. Одним із подібних засобів підвищення потужності генераторів є застосування більш ефективної системи охолодження.

Спираючись на статистику відмов великих турбогенераторів, можна зробити висновок про те, що найменший запас ресурсу має корпусна ізоляція обмотки статора. Переважна більшість перших турбогенераторів типу ТГВ-200 і їх модифікацій використовувала мікалентну асфальтобітумну компаундовану ізоляцію, яка розрахована на гранично допустиму робочу температуру обмотки статора у 105 °С. Практика експлуатації цих генераторів при досягненні граничної температури у 105 °С продемонструвала, що у деяких випадках відбувається зниження механічних характеристик ізоляції і просідання лобових частин обмотки,

а також витікання компаунда із головок тощо. Відносно низька допустима температура обмотки неабияк обмежує можливості маневреності генераторів та ускладнює вибір найекономнішого режиму роботи блоків. Поряд з цим, низька термостійкість ізоляції істотно обмежує потенційні резерви з підвищення потужності як обмотки статора, так й інших вузлів.

На турбогенераторах ТГВ-300 вже використовується термореактивна ізоляція з механічним опресовуванням і запіканням у жорстких пресформах, яка має кращі механічні характеристики та допустиму робочу температуру у 120 °С. Проте експлуатація, що перевищує 30 років, інколи спричиняє процеси повільного механічного її руйнування через послаблення щільності закріплення стрижнів у пазах і лобових частинах, а також значних термомеханічних навантажень при частих пусках і зупинах агрегатів. Ретельний аналіз пошкоджень ізоляції турбогенераторів був проведений у науковій праці [9].

Україна має усі технічні можливості, аби модернізувати і замінити машини, що наразі перебувають в експлуатації. Наша держава має своїх вітчизняних виробників турбін і генераторів, які є світовими лідерами галузі. В Україні існує АТ "Українські енергетичні машини", яке є одним зі світових лідерів у виробництві генераторів і турбін різної потужності.

### **1.3 Типові дефекти та несправності генераторів**

Забезпечення безаварійної роботи гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів і понині лишається до кінця не вирішеною задачею протягом усього періоду експлуатації електричних машин. Зважаючи на те, що більшість електростанцій (ГЕС та ГАЕС) покривають пікові навантаження на мережу, вихід з ладу будь-якої потужності може спричинити неабиякі збої в енергосистемі загалом.

Конструкція генераторів мусить відповідати технічним вимогам, а відповідність генераторів вимогам міцності до механічних зовнішніх факторів має бути підтверджена розрахунками [10].

Також генератори мають передбачати нетривалий проміжок часу роботи у критичному режимі за номінальної потужності та навантаженнях, що значно перевищують номінальні. Тривалість роботи за критичного режиму може займати до 5 хв. за відхилень напруги  $\pm 5\%$  і частоти  $\pm 2\%$  від номінальних значень. Аби забезпечити надійну і тривалу роботу генератора напруження в елементах конструкцій статора і ротора, у критичних режимах мусять не перевищувати межі плинності матеріалу.

Окрім цього, генератори мають без пошкоджень і залишкових деформацій витримувати упродовж 2 хв. аварійне підвищення частоти обертання на 20 % понад номінальної. Споживач може замовити виготовлення генераторів, що спроможні допускати аварійне підвищення частоти обертання понад номінальну до 30 %.

Досвід та підвищені вимоги до конструкцій роторів електрогенераторів показують, що вузли і деталі мають забезпечувати міцність валу генератора на обертальні коливання, які повинні підтверджуватися шляхом розрахунку з подальшим експериментальним моніторингом. Варто зазначити, що наявні методики розрахунку НДС конструкцій на критичних режимах мають низку вад. По-перше, – це розбіжності в описі поведінки самої конструкції, а по-друге, – це опис рівня самих критичних навантажень. Рівень навантажень на конструкції у критичних режимах чітко регламентуються нормативними документами, але потрібно здійснити аналіз для уточнення їхніх параметрів (граничної величини, напрямку дії, природи розподілу у просторі та зміни у часі).

У процесі роботи генераторів виникає складнонапружений стан їх вузлів і деталей, але рівень дії різноманітних комбінованих навантажень різниться для кожного елемента генератора. Через це ускладнюється проведення розрахунків у комплексі. Щоб виявити найуразливіші частини генератора, здійснено ретельний аналіз пошкоджень, що виникають в них за тривалої експлуатації.

Згідно з результатами здійсненого статистичного опрацювання даних з приводу виникнення типових аварійних ситуацій, які трапляються на генераторах електростанцій, спричинених різноманітними відмовами, створено діаграми типових аварійних ситуацій (рис. 1.1). З діаграм помітно, що найбільш уразливі

частини – це статор, ротор, контактні кільця та струмопідводи. Ще нерідко трапляються дефекти системи охолодження, а присутність водню, як охолоджуючого середовища генератора, підвищує ймовірні негативні наслідки аварії [11]. Тож потрібно приділяти детальну увагу щодо конструкції статорів генераторів та їх системи охолодження.

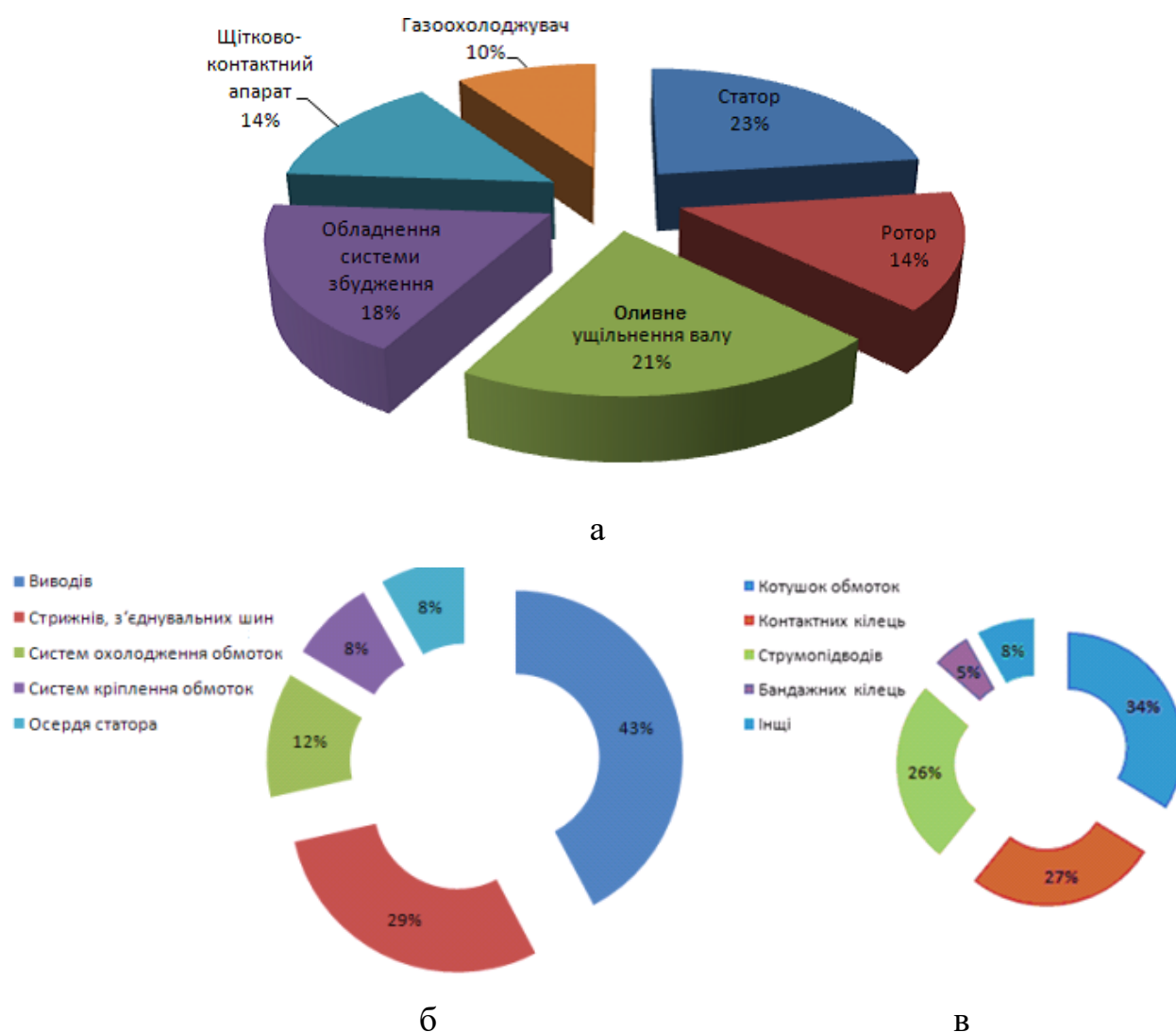


Рис. 1.1 – Діаграми даних щодо виникнення типових аварійних ситуацій генераторів: а – загальна картина пошкоджень; б – пошкодження статора; в – пошкодження ротора

Найбільші пошкодження ізоляції лобових частин можна побачити через дію електродинамічних сил, за впливу яких лобові частини намагаються наблизитися до натискних фланців статора і зміститися за напрямком обертання поля ротора

[12]. Електродинамічні зусилля, що виникають, спроможні знищити мотузкові бандажі та пошкодити лобову частину. Істотно високе переміщення виникає у лобових частинах завдяки впливу температурних переміщень. Температура та вібрації стають причиною механічних пошкодження ізоляції, що, зі свого боку, стає результатом електричного пробою ізоляції.

На рис. 1.2 продемонстровано місце виникнення коронної активності, яка була присутня у рамках виділеної прямокутником ділянки під час випробувань від зовнішнього джерела при напрузі у 31 кВ (розрядна активність на ділянці виходу 9-го стержня із паза). Випробування здійснювалися з метою визначення характеристик часткових розрядів обмотки та ступеня коронної активності.

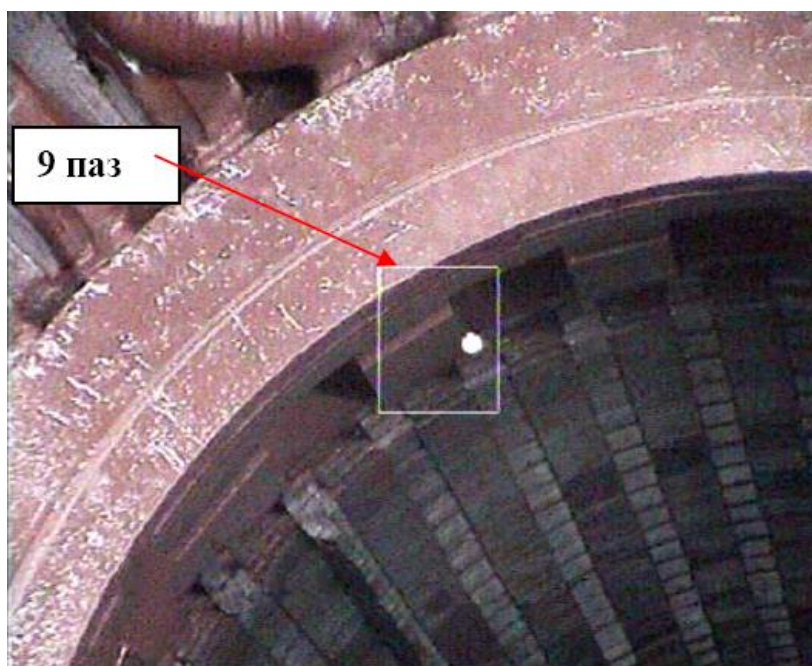


Рис. 1.2 – Місце виникнення коронної активності під час випробувань

Окрім цього характерним пошкодженням електричної ізоляції є розтріскування [13]. Оскільки цей дефект спричиняє коротке замикання та ймовірну пожежу, західні виробники не обходять проблеми експлуатації стержнів. У праці [14] продемонстровано спроможність часткового розв'язання згаданої вище проблеми. На рис. 1.3 продемонстровано розтріскування ізоляції через вплив великих вібраційних навантажень.

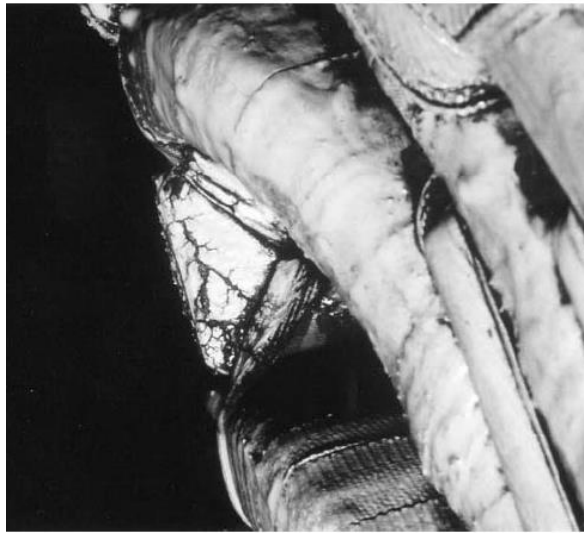


Рис. 1.3 – Розтріскування ізоляції

Однією з причин виникнення дефектів осердя статора є зниження через певний проміжок часу його запресовування і неможливість збільшення питомого тиску на осердя статора. У гідрогенераторах згадана проблема виникає через неможливість встановлення силових акумуляторів, схожих за конструкцією з турбогенераторними. Як наслідок цього виникає «фреттінг-знос». Результати фізичного спрацювання елементів генератора наведені на рис. 1.4.

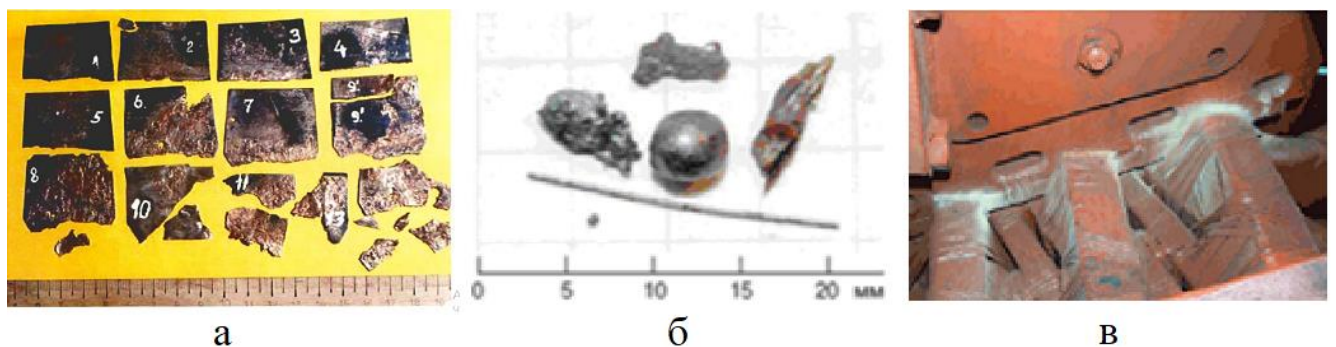


Рис. 1.4 – Результати фізичного спрацювання елементів генератора:  
 а – обломки із фреттінг-зносом; б – уламки елементарних листових сталей, краплі розплавленого металу та котун з порошку намагніченого заліза, утвореного через віброударну взаємодію у вузлах кріплення сердечника з набірними призмами;  
 в – стирання вузлів кріплення бандажних кілець до кронштейна



Схема розвитку розкришування листів активної сталі осердя наведена на рис. 1.5. Аби запобігти виникненню цієї проблеми, потрібно здійснювати ретельні розрахунки складнонапруженого стану пресуючих елементів активної сталі осердя.

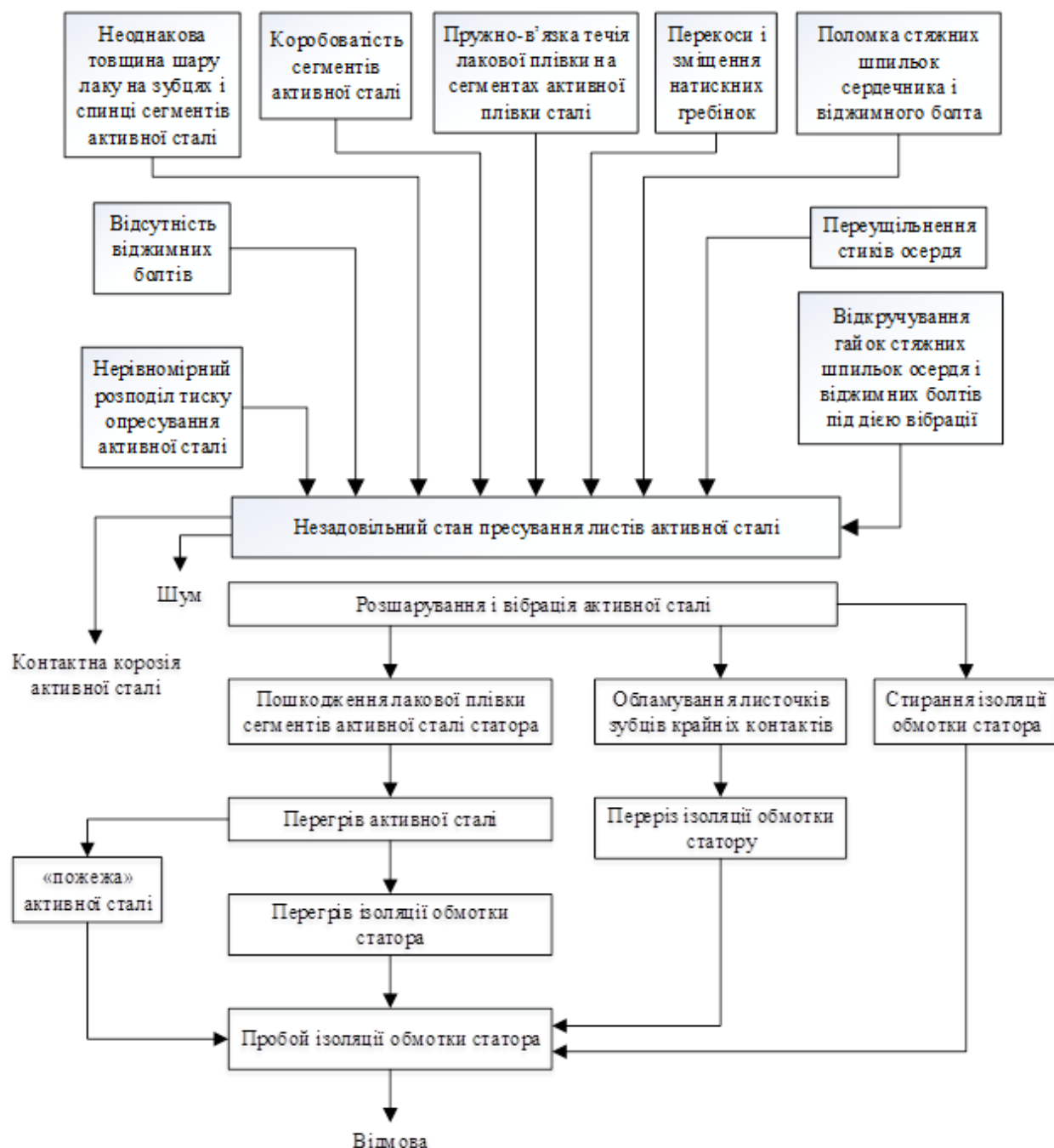


Рис. 1.5 – Схема розвитку розкришування листів активної сталі осердя

Корпусна та виткова ізоляція обмотки ротора (одного з найбільш навантажених вузлів) також має властивість електричного та теплового старіння.



На рис. 1.6 наведено пошкодження конструкції ротора турбогенератора "General Electric" через коротке замикання. Аварія сталася внаслідок пошкодження ізоляції обмотки ротора через дію високих температур. Як результат – повна заміна ротора.

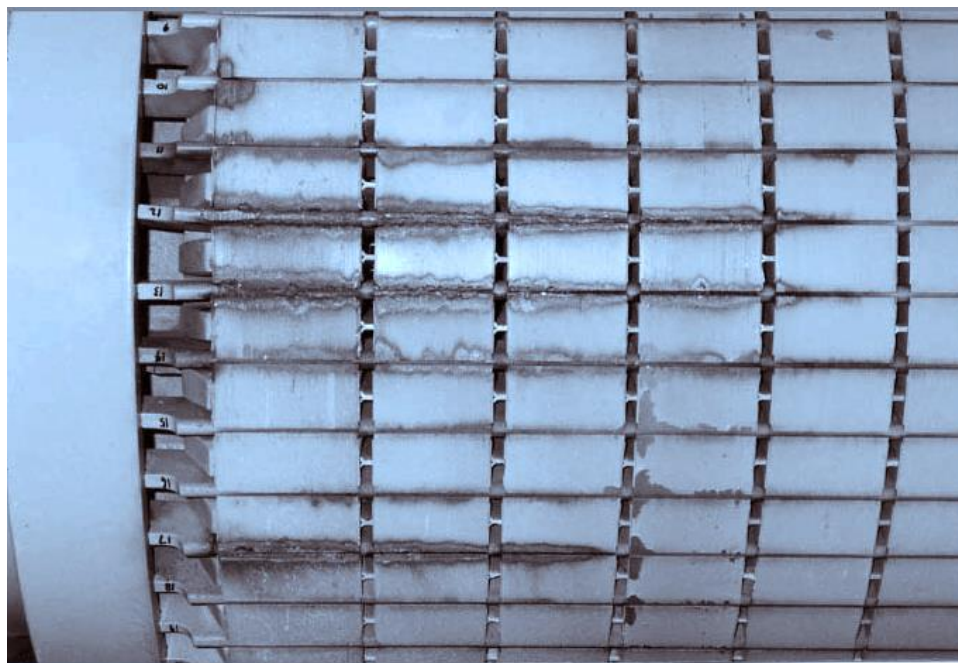


Рис. 1.6 – Пошкодження конструкції ротора турбогенератора через коротке замикання

У бандажних кільцях ротора (найвідповідальнішого щодо механічних навантажень вузла) величина натягу на посадкових місцях через тривалий проміжок часу експлуатації та багаторазовий їхній демонтаж перебуває, переважно, на мінімально допустимому рівні або поза його межею (навіть за більш давних норм, не враховуючи вимог до надійності цього вузла, що зросли за останні роки). При експлуатації турбогенераторів серії ТВВ-200-2А через значну вібрацію ротора та підвищення температури струмопровідних елементів ротора траплялися пошкодження у бандажних кільцях ротора (див. рис. 1.7). Детальний огляд проблемних місць роторної групи викладено у праці [15].



Рис. 1.7 – Кольори мінливості на внутрішній частині бандажного кільця

Під час дослідження турбогенераторів ТГВ-200 та ТГВ-300, нормативний ресурс яких вичерпався, було виявлено значне зношення конструктивних деталей, як-от вкладишів (вкладки) опорних та ущільнювальних підшипників із пошкодженням бабітового шару, зношення робочої площі лабіринтових оливних ущільнень, псування ущільнення повітряного проміжку та фіксування натискних фланців статора, просочування в охолоджувальних трубках газоохолоджувачів, спрацювання деталей апарата щіткотримачів, тощо.

Охолоджувач (теплообмінник) в конструкції турбогенератора посідає неабияке місце. Під час повного циклу експлуатації генератора нормальний технічний стан охолоджувача гарантує надійну роботу загальної системи охолодження. Зазвичай охолоджувач є досить навантаженою частиною турбогенератора. Попри неабияку увагу до конструкції та регулярний технічний огляд трапляються такі дефекти: закупорка трубок, розтріскування охолоджувальної поверхні, пошкодження фланців тощо. Через це під час проектування серйозним завданням для гарантування надійної експлуатації генератора є розрахунок теплових полів охолоджувача.

У наші дні для моніторингу технічного стану генераторів на станціях розміщуються системи контролю, що дають змогу оцінити зміни головних параметрів роботи агрегату. Технічний стан певних вузлів і деталей зазвичай

визначається шляхом візуального огляду та допоміжних інструментальних засобів під час планових обстежень.

Руйнування вузла генератора можуть бути спричинені через неправильну роботу автоматики, завищений проміжок роботи у режимі короткого замикання. Запобігти аварійних ситуацій можна методом створення експертних систем для перевірки і управління параметрами роботи генератора в режимі реального часу.

#### **1.4 Аналіз міцності вузлів і деталей генераторів**

На більшості енергоблоків, працюючих нині в Україні, застосовуються гідрогенератори, введені в експлуатацію у 60-70-х роках ХХ століття. Очевидно, що їх проектування, розрахунок та складання виконувалися на основі тогочасних наукових розробок. В той час проектування електричних машин відбувалося на базі спрощених, переважно аналітико-експериментальних, методів.

Аналіз механічної міцності та жорсткості елементів конструкцій генераторів тривалий час здійснювався тільки на основі спрощених інженерних підходів, заснованих переважно на основі теорії опору матеріалів [16], а ймовірні похибки розрахунку компенсувалися упровадженням підвищених коефіцієнтів запасу, напрацьованих на досвіді експлуатації машин зазначеного типу.

Блок-схему класичного інженерного розрахунку міцності елементів конструкцій гідрогенератора за спрощеними аналітичними методами продемонстровано на рис. 1.8.



Рис. 1.8 – Блок-схема класичного інженерного розрахунку

Перший етап класичного інженерного підходу містить спрощений розрахунок газодинамічної і теплової задачі. Припускається, що течія є ламінарною, теплові втрати визначаються методом схем заміщення. Як результат, визначаються осереднені за характерними ділянками швидкості руху та температура охолоджувача. Для активної сталі осердя через знайдені значеннями визначаються коефіцієнти тепловіддачі. Зазначені параметри далі застосовуються для розв'язання одно- або двовимірних задач термопружності для елементів конструкцій.

Згідно з нормативними документами визначаються силові навантаження в проектних і надпроектних режимах роботи, що надалі використовуються при розв'язанні одно- та двовимірних задач пружності.

Головною метою проведення механічних розрахунків конструкцій, деталей і вузлів є оцінка їхньої міцності, жорсткості і терміну експлуатації. За допомогою

аналітичних підходів, що спираються на інженерні методи розрахунку та усілякі спрощення, немає можливості точно розрахувати усі компоненти тензора напружень ( $\sigma$  / або тензора деформацій). Через це розв'язання задач міцності для вузлів і деталей генераторів, з одного боку, – ґрунтується на прийнятті певних гіпотез міцності, а, з іншого, – коефіцієнтів запасу міцності. Останні обираються, виходячи з припущеної точності здійсненого механічного розрахунку, ризику (наслідків) псування деталей, а також спираються на колишній досвід експлуатації вузла. Варто зазначити, що аналітичні розрахунки механічної міцності електричних машин потребують високої кваліфікації від розраховувачів, котрі мусять виділити визначальні механічні дії, а також обрати відповідну розрахункову схему.

Протягом тривалого проміжку часу неточності аналітичного розрахунку компенсувалися вибором підвищених коефіцієнтів запасу, що призводило до зайвої загальної маси деталей і вузлів, тобто і всього генератора. Сучасні світові тенденції у генераторобудуванні засвідчують зниження необхідної маси генератора щодо його потужності. Це є наслідком удосконалення конструкцій і зменшення втрат у генераторі. При проектуванні генераторів середньої і високої потужності, розміри яких дуже великі, необхідно враховувати обмеження на масу і габарити генератора, які накладаються механічною міцністю конструкцій, а також жорсткими транспортувальними вимогами. Наприклад, виходячи з вимог механічної жорсткості, довжина активної частини ротора обмежена 8 м, при перевищенні якої прогин перевищує допустимі значення. Є обмеження на можливий діаметр ротора турбогенератора: за розміру понад 1,9 м виникаючі відцентрові сили призводять до руйнування конструкції. Зовнішній діаметр статора турбогенератора не може перевищувати величину 6,5 м, що пов'язано з неможливістю транспортування залізницею конструкції великих розмірів.

При використанні тривимірних підходів до розрахунку НДС є можливість розрахунку всіх компонентів тензора напружень, а значить більш точного встановлення граничного стану. Це відкриває додаткові можливості для вдосконалення конструкцій, підвищення їхньої надійності та зниження маси.

Основними факторами, що визначають небезпечний стан матеріалу, є дотичні і нормальні напруження, лінійні деформації і потенційна енергія деформації [16].

Розглянемо гіпотези міцності і напруження, що застосовуються для вузлів і деталей генераторів.

Як відомо, першу теорію міцності (критерій Мора – Кулона) засновано на припущенні про те, що небезпечний стан матеріалу при складному напруженні настає тоді, коли модуль максимального головного напруження досягне граничного значення для даного матеріалу при простому стисненні / розтягуванні:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 \leq [\sigma_p], \quad \sigma_{екв} = \sigma_3 \leq [\sigma_{ст}] \quad (1.1)$$

Ця теорія добре працює тільки для розрахунку матеріалів, де межа плинності наближена до межі міцності. В аналітичних методах розрахунку деталей генератора її застосовують для підп'ятника гідрогенератора, підшипників турбогенераторів і вузлів натискних фланців [17].

Друга теорія міцності, або гіпотеза найбільших лінійних деформацій записується в такому вигляді:

$$\sigma_{екв} = [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \leq [\sigma_p], \quad \sigma_{екв} = [\sigma_3 - \mu(\sigma_2 + \sigma_1)] \leq [\sigma_{ст}] \quad (1.2)$$

Ця теорія має низку недоліків, доведених експериментальною перевіркою, тому для розрахунків генераторів застосовується не дуже часто.

В аналітичних методах друга теорія міцності використовується лише для вузлів обмотки групи турбогенераторів.

Відповідно до третьої теорії міцності (критерій Треска – Сен-Венана), заснованої на гіпотезі найбільших дотичних напружень, умови міцності мають вигляд:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \leq [\tau] = \frac{[\sigma_p]}{2}, \quad \sigma_{екв} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma_p] \quad (1.3)$$

Ця теорія дає досить припустимі результати для розрахунків, тому може бути застосована до роторної групи деталей гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів, а також турбогенераторів.

Для більшості елементів конструкцій генератора, виготовлених із матеріалів, що мають чітку межу пластичності, застосовується четверта теорія міцності (гіпотеза енергії формозміни або критерій Губера – Мізеса – Генки). У цій теорії зазначається, що складний напружений стан конкретного матеріалу настає тоді, коли граничного значення досягає його питома потенційна енергія зміни форми:

$$\sigma_{екв} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq [\sigma_p] \quad (1.4)$$

Четверту теорію міцності часто називають гіпотезою Мізеса або теорією октаедричних дотичних напружень. Октаедричні дотичні напруження у головних напружених визначаються за формулою:

$$\tau_{окт} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_{екв} \quad (1.5)$$

Критерій Мізеса – це еліпс, нахилений до системи координат з осями  $\sigma_1 - \sigma_3$  під 45 градусів. Перетин еліпса площиною  $\sigma_2 = 0$  наведено на рис. 1.9. Критерій максимальних дотичних напружень (критерій Тріска) – це шестикутник, вписаний у згаданий вище еліпс. Критерій Мізеса порівняно із критерієм Тріска краще описує процес пластичних деформацій.

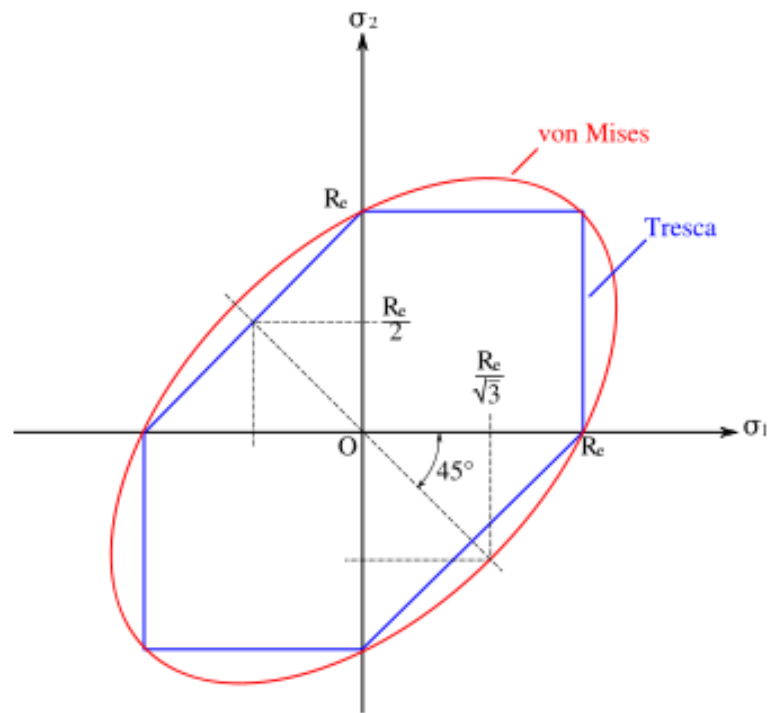


Рис. 1.9 – Критерій Мізеса

Тож при розрахунку міцності елементів конструкцій генератора для ізотропних матеріалів з в'язким характером руйнування зазвичай використовують критерій Мізеса. Однак не варто забувати, що при чистому стисканні / розтягуванні критерій Мізеса і Тріска тотожні, а при чистому вигині міцність за Мізесом є приблизно на 15 % більшою.

Турбогенератори і гідрогенератори розраховано на тривалий термін експлуатації. Тому деформування конструкцій, вузлів і деталей генератора (особливо нересурсних вузлів) при номінальних і більшості аварійних навантажень має відбуватись у пружному шарі.

Особливе значення для конструкцій генератора має проблема тривалої міцності металів, з яких виготовлені конструкції. При дослідженні цього завдання слід розрізняти два підходи: кінетичний і критеріальний. Кінетичний підхід засновано на використанні параметра пошкодження і розробленої пізніше кінетичної теорії плинності і тривалої міцності. Критеріальний підхід засновано на встановленні критеріїв опору металів тривалого руйнування, заснованих на концепції так званого "еквівалентного" напруження [18].



## **1.5 Методи розрахунку напружено-деформованого стану елементів конструкцій генераторів**

Методи, за допомогою яких здійснюється розрахунок НДС елементів конструкцій генераторів, базуються на класичних методах опору матеріалів, теорії пружності та термопружності.

Елементи конструкцій генератора піддаються дії силових і температурних навантажень. За умови, що силові експлуатаційні навантаження, як правило, відомі, при цьому визначаються впливом сили тяжіння, відцентрових сил, електромагнітними силами, то вплив температури на елементи конструкцій потрібно визначати зі спільного теплового розрахунку машини та розв'язання вентиляційної задачі.

Активні і конструктивні елементи електричних машин виділяють багато тепла, спричиняючи додаткові навантаження на конструкцію генератора. Аби визначити температурні поля у деталях і вузлах генератора, потрібне розв'язання загальної газодинамічної задачі для електричної машини задля одержання граничних умов для температурної задачі.

Більшість елементів конструкції генератора працюють з помірним температурним нагрівом завдяки суворим обмеженням щодо допустимої температури в активних ділянках. Проте нерівномірне поверхневе нагрівання, чималі геометричні розміри деталей і вузлів можуть викликати, особливо в генераторах великої потужності, серйозні додаткові навантаження і мають враховуватися під час аналізу міцності і жорсткості конструкцій.

Також проаналізуємо класичні і сучасні методи розв'язання температурної, термопружної та газодинамічної задач для генераторів.

### **1.5.1 Класичні задачі теплового розрахунку генераторів**

На сьогодні зібрано широкий спектр підходів до розв'язання крайових задач у галузі математичної теорії теплопровідності. Істотний внесок у розвиток теорії зробили відомі вчені: Егер Д., Карслоу Г., Коздоба Л. А., Коляно Ю. М.,

Ликов А. В., Мацевитий Ю. М., Мотовіловець І. А., Підстригач Я. С., Рвачов В. Л., Самарський А. А., Тихонов А. Н. та ін.

Методи розв'язання лінійних крайових задач чудово висвітлюються у фундаментальних працях Ликова О. В., Карслоу Г. і Егера Д., Тихонова А. Н. і Самарського А. А., Болі Б. та Уінера Дж. Розв'язанням нелінійних задач неабияку увагу приділяв Коздоби Л. А., Ликова О. В. та ін. Під час розв'язання нелінійних задач використовується метод лінеаризації, метод підстановок, метод ітерацій, інтегральні методи, варіаційні методи, наближені аналітичні методи розв'язання лінійних і нелінійних задач перенесення тепла.

Прикладні задачі, як правило, вирішуються із застосуванням різноманітних чисельних методів та методу електроаналогії. Широкого застосування при розв'язанні задач теплопровідності зі складною геометрією через свою універсальність набув метод скінченних елементів (МСЕ) [19].

В активних і конструктивних елементах електричних машин вивільняється істотна кількість тепла. Потужність потоків тепла, що виділяються у внутрішніх об'ємах машини, є такою, що для їхнього вивільнення у довкілля доведеться створювати системи охолодження з примусовим відведенням. Від розрахунку і реалізації системи охолодження електричної машини здебільшого визначаються її техніко-економічні показники.

Температурні поля змінюються за кожною з трьох просторових координат у загальному випадку і не лишаються постійними і надалі. Теплова енергія, що виділяється, спроможна спричинити недозволене підвищення температури активних і конструктивних елементів машини, зменшення електричної та механічної міцності ізоляції обмоток, скорочення терміну невідмовної роботи машини. Допустимі температури частин електромашини визначено в ДСТУ EN 60034-1:2016 [20]. До того ж, ДСТУ EN 60034-1:2016 визначає десять основних номінальних режимів роботи електричних машин залежно від особливості і тривалості їх роботи, що впливають на характер і величину температурних навантажень. Через це визначення потоків тепла, розрахунок зміни температури у

просторі внутрішнього об'єму і на поверхнях охолодження машини є важливими розділами у проєктуванні електричної машини.

Тепловий обмін в електричних машинах йде шляхом теплопровідності, конвективного теплообміну та випромінювання. На теплообмін шляхом випромінювання для електромашин, що працюють у нормальних умовах, не варто зважати через замалу його частку у загальному перебігу теплообміну.

У наші дні тепловий розрахунок електричних машин ґрунтується на розв'язанні диференціальних рівнянь теплопровідності у разі, коли напрочуд важливо одержати картину неперервного розподілу температури у просторі чи то у часі. За інших обставин за допомогою спрощених рівнянь використовують еквівалентні електросхеми для стаціонарних задач. Також існують синтетичні методи, що чудово використовують особливості суворих і спрощених розв'язань.

Для описання тривимірного температурного поля машини часто використовують рівняння теплового стану загального вигляду:

$$\upsilon = \upsilon(x, y, z, t), \quad (1.6)$$

де  $\upsilon$  – температура точки тіла в заданий момент;

$x, y, z$  – просторові координати;

$t$  – час.

Як наслідок, розподіл температури у тілі описується за допомогою тривимірного рівняння теплопровідності:

$$\rho c \frac{\partial(\Delta\vartheta)}{\partial t} = \text{div}(\lambda \text{ grad} \Delta\vartheta) + p, \quad (1.7)$$

де  $\rho$  – густина навколишнього середовища,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$c$  – питома теплоємність елемента електричної машини,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$p$  – потужність внутрішніх джерел тепла, яка є кількістю теплоти, що виділяється в одиниці об'єму елемента машини за одиницю часу;

$\lambda$  – теплопровідність матеріалу тіла.

Теплообмін між поверхнею твердого тіла і рідкого (газоподібного) середовища описано в експериментальному законі Ньютона – Ріхмана, що зв'язує густину теплового потоку  $q$  на поверхні  $S$  із температурами поверхні  $\vartheta_n$  та середовища  $\vartheta_{охл}$ :

$$q = Q/S = \alpha(\vartheta_n - \vartheta_{охл}) = a\Delta\vartheta, \quad (1.8)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі поверхні, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Розв'язання вищезгаданої задачі можна отримати лише для окремих випадків, а для загального випадку слід скористатися чисельним розв'язанням за МСЕ або за методом кінцевих різниць. Висока точність розрахунку і наочність – це плюс цього методу; можливість сформулювати задачу у тривимірній постановці. Але для інженерних розрахунків електромашин пряме розв'язання рівнянь (1.7) стає причиною досить складних розрахунків, що, зі свого боку, потребує знання граничних (1.8) і початкових умов, які переважно (особливо при попередніх розрахунках) бувають невідомими. Тому для інженерних попередніх розрахунків завдання, як правило, спрощують.

У наші дні для визначення теплового стану електричних машин, а саме гідрогенераторів, гідрогенераторів-двигунів та турбогенераторів застосовуються три підходи [21]:

- метод розгорнутих теплових (еквівалентних) схем;
- аналітичне розв'язання теплового стану;
- чисельні методи, що засновані на МСЕ.

Найчастіше теплові розрахунки машин виконують користуючись тепловими схемами заміщення. Аналітичні методи дають змогу у межах спрощених постановок тривимірних задач уточнити розподіл температур уздовж поверхні вузлів і деталей генератора. Найточніше визначити тривимірні температурні поля для тіл, які мають складну геометрію, дозволяє МСЕ.

Метод розгорнутих теплових (еквівалентних) схем варто розглядати як наближений для розв'язання тривимірних задач. Він ґрунтується на аналогії теплових та електричних потоків, а також теплових та електричних опорів. Ця аналогія впливає зі знайомих формул для елементарних ділянок теплових і електричних ланок:

$$\left. \begin{aligned} Q &= \lambda S \Delta \vartheta / \delta = \Delta \vartheta / R_T \\ I &= S \Delta U / (\rho l) = \Delta U / R_E \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

При тепловіддачі з поверхні твердого тіла рівняння (1.9) має наступний вигляд:

$$Q = \Delta \vartheta / R_a, \quad (1.10)$$

де  $R_a = 1/aS$ ;

$a$  – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні охолодження;

$S$  – площа поверхні охолодження.

Метод теплових схем заміщення можна розглядати як метод кінцевих різниць, коли крок сітки обирають таким, що дорівнює довжині однорідної ділянки теплової схеми машини, і він стає співмірним із розмірами деяких елементів машини. Для побудови теплової схеми заміщення усю теплову систему машини з безперервно розподіленими тепловими джерелами і тепловими параметрами замінюють еквівалентною електричною схемою (сіткою), що складена із внутрішніх опорів між вузловими точками  $R_\lambda$  і поверхневих опорів  $R_a$ . Точність розв'язання збільшується за умови збільшенні числа вузлових точок теплової схеми. До того ж, не слід забувати, що точність теплового розрахунку встановлюється не лише кількістю вузлових точок, але насамперед залежить від точності визначення коефіцієнтів тепловіддачі з поверхонь нагріву, теплопровідності вибраних матеріалів та інших чинників, що додають невизначеності у вихідні дані. З цієї причини нерідко для визначення теплової напруженості певних ділянок або усїєї машини застосовують спрощені теплові

схеми заміщення з невеликою кількістю вузлових точок. Використання теплових схем заміщення дає змогу визначати середні температури вузлів електричної машини, які приймаються за однорідні тіла. До того ж, паралельне складання термічних опорів використовують для розв'язання не лише двовірних, але й тривимірних задач, де підсумовуються теплові опори за трьома напрямками потоку. Це робиться без додаткового теоретичного обґрунтування.

Найбільш помітною перевагою цього методу є простота. Проте метод еквівалентних схем не дає змоги здійснювати розрахунки температурного розподілу у вузлах, а дає розв'язання суто для характерної точки елемента конструкції. Цей недолік не дозволяє ретельно дослідити температурний стан електричної машини і застосовується на початкових, приблизних етапах розрахунків.

Другим щодо застосування є аналітичний метод визначення температурних полів, що зводиться до розв'язання диференціальних рівнянь, які описують розподіл температури уздовж вузлів і компонентів генераторів. Це складніші, порівняно з методом заміщення, моделі, що дають змогу дослідити температурні поля в окремих деталях і вузлах, певна річ, за умови ухвалення певних спрощень.

Тож для визначення температури уздовж обмотки статора запропоновано модель розрахунку, представлену на рис. 1.10. Двошарову обмотку розподілено на чотири ділянки. Ділянку 1 лобової частини, котра характеризується ізоляційним шаром, конструктивними елементами, а також коефіцієнтом тепловіддачі, з'єднано за всією довжиною  $l_{п1}$  з холодоагентом питомою провідністю  $\Delta_1$ . Тепловідведення на ділянці 2 лобової частини довжиною  $l_{п2}$  характеризується питомою теплопровідністю  $\Delta_2$ . Шари пазової частини обмоток 3 і 4 довжиною  $l_{п3} = l_{п4}$  пов'язано взаємною теплопровідністю  $\Delta_{34}$ . Умови охолодження над пакетом статора характеризуються питомою теплопровідністю  $\Delta_5$ , а охолодження у зазорі – питомою провідністю  $\Delta_4$ .

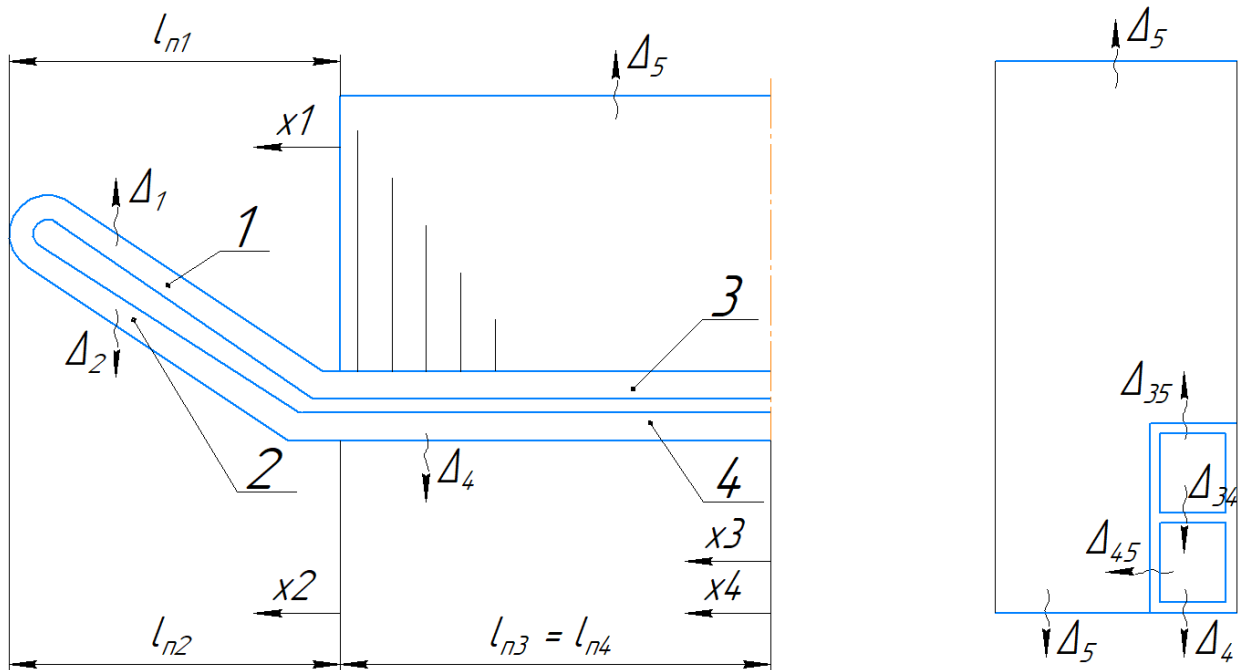


Рис. 1.10 – Схема розрахункової моделі двошарової обмотки статора

У підсумку отримано систему диференціальних рівнянь, де описуються розподіл температури уздовж обмотки статора та уздовж пакета активної сталі осердя статора:

$$\begin{aligned} \lambda_M S_M \frac{d^2 T_1}{dx_1^2} + p_{10}(1 + \beta T_1) - \Delta_1(T_1 - T_0) &= 0; \\ \lambda_M S_M \frac{d^2 T_2}{dx_2^2} + p_{20}(1 + \beta T_2) - \Delta_2(T_2 - T_0) &= 0; \\ \lambda_M S_M \frac{d^2 T_3}{dx_3^2} + p_{30}(1 + \beta T_3) - \Delta_{35}(T_3 - T_5) - \Delta_{34}(T_3 - T_4) &= 0; \\ \lambda_M S_M \frac{d^2 T_4}{dx_4^2} + p_{40}(1 + \beta T_4) - \Delta_{45}(T_4 - T_5) - \Delta_{34}(T_3 - T_4) - \Delta_4(T_4 - T_0) &= 0; \\ \lambda_{c.п} S_c \frac{d^2 T_5}{dx_5^2} + p_{50} - \Delta_{35}(T_5 - T_3) - \Delta_{45}(T_5 - T_4) - \Delta_5(T_5 - T_0) &= 0 \quad (1.11) \end{aligned}$$

Зважаючи на обрані напрямки координат  $x_i$  задача розв'язується для таких граничних умов:

а) симетричне охолодження статора:

$$\left. \frac{dT_3}{dx_3} \right|_{x_3} = 0; \quad \left. \frac{dT_4}{dx_0} \right|_{x_4} = 0 \quad (1.12)$$

б) рівні температур в сполучених перетинах ділянок:

$$T_1 \Big|_{x_1=l_{л1}} = T_2 \Big|_{x_2=l_{л2}}; \quad T_1 \Big|_{x_1=0} = T_3 \Big|_{x_3=l_{п3}}; \quad T_2 \Big|_{x_2=0} = T_4 \Big|_{x_4=l_{п4}} \quad (1.13)$$

в) рівні теплові потоки у сполучених перетинах ділянок:

$$\begin{aligned} \left. \frac{dT_1}{dx_1} \right|_{x_1=l_{л1}} &= - \left. \frac{dT_2}{dx_2} \right|_{x_2=l_{л2}}; \\ \left. \frac{dT_1}{dx_1} \right|_{x_1=0} &= \left. \frac{dT_3}{dx_3} \right|_{x_3=l_{п3}}; \\ \left. \frac{dT_2}{dx_2} \right|_{x_2=0} &= \left. \frac{dT_4}{dx_4} \right|_{x_4=l_{п4}} \end{aligned} \quad (1.14)$$

Відповідно до проведених розрахунків, що підтверджуються даними експерименту, максимальне значення температури перебуває на ділянці лобової частини обмотки статора, яка охолоджується конвективно.

Цей підхід дозволяє визначити температури статора і обмотки статора тільки за довжиною, а дійсне визначення температури у перетині, у короткочасних режимах короткого замикання є неможливим. Тож цю методику можна застосувати у процесі ескізного проектування генератора.

Дослідження методів моделювання теплових полів в електромеханічних системах виявило, що для чисельного розв'язання задач теплопередачі найпростішим щодо реалізації і задовільним за швидкістю збіжності та точності розв'язання є МСЕ [22]. Цей метод надзвичайно поширений у новітніх прикладних програмних продуктах (ANSYS, SolidWorks, FEMM, ELCUT, тощо) для моделювання теплових, електромагнітних полів.

Глуховим Д. М. розроблено математичну модель теплового поля багатофазного асинхронного двигуна, яка дозволяє вивчати його сталі та аварійні





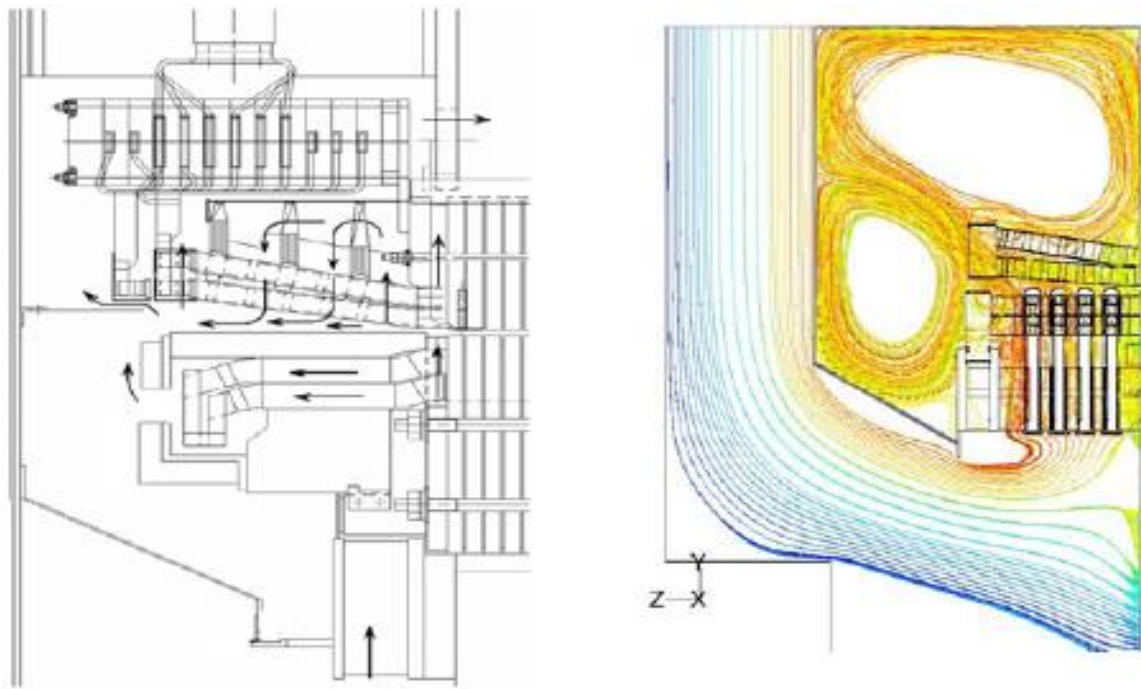


Рис. 1.11 – Лінії струму в лобовій частині електричної машини

Методом скінченних елементів досліджено тепловий стан обмотки роторів машин великої потужності з водневим охолодженням, що відображено у відповідній статті [24]. Розрахунок проводився з використанням системи SolidWorks. Подано співвідношення з метою визначення коефіцієнта тепловіддачі між воднем та внутрішніми стінками каналів охолодження в провідниках обмотки ротора, що є граничними умовами III-го роду. Окрім цього, описано методики здійснення випробувань, які дозволяють з'ясувати температуру обмотки ротора генератора та зазначені результати цих експериментів.

У праці Овсянникової О. О. змодельовано тепловий стан вузлів ротора синхронного турбогенератора з безпосереднім охолодженням обмоток воднем, потужність якого становить 550 МВт [21]. Проведено дослідження температурного поля ротора з використанням МСЕ у тривимірній поставі в системі SolidWorks. Надано кореляції задля встановлення коефіцієнтів теплопередачі, отримані різними вченими при проведенні серії експериментів, і віддано перевагу тій, котра забезпечує відповідність розрахункового розподілення температур у роторі до випробувального.

Нагрівання обмотки статора турбогенератора досліджено у працях Кенсицького О. Г. та Хваліна Д. І. зі співавторами. Розроблено математичну модель ходу теплообмінних процесів всередині торцевого пакету осердя статора потужного турбогенератора [25]. Проведено аналіз рівнів нагріву зубців міжфазної ділянки та поза нею, а також рекомендовано низку заходів з приводу зменшення тангенціальної нерівномірності і рівнів нагріву зубців торцевого пакета.

У праці [26] міститься розробка математичної моделі ходу теплообмінних процесів всередині стрижня обмотки статора потужного турбогенератора у момент порушення циркуляції холодоагенту. Доведено, що у разі, коли в одному стовпчику кількість розташованих поряд порожнистих провідників, циркуляція всередині яких відсутня, не перевищує трьох, турбогенератор типу ТГВ-250-ПТЗ можна експлуатувати без жодних обмежень стосовно активного навантаження. Щодо розташованих послідовно чотирьох закупорених порожнистих провідників, то активне навантаження потрібно зменшити до 85 % від номінального навантаження, у разі ж п'яти – доведеться зменшити до 75 %.

Окремої уваги заслуговує праця [27], що містить розробку математичної моделі теплового стану гідрогенератора-двигуна СВО 1255/255-40 УХЛ4 Дністровської ГАЕС. За допомогою математичної моделі описуються процеси перенесення маси та теплообміну в елементах і вузлах статора й ротора гідрогенератора-двигуна, що дає змогу з'ясувати не лише середні щодо об'єму, а також і максимальні температури та локалізувати їхнє розміщення у машині. Водночас ураховується дійсна схема і умови охолодження активних ділянок, підігрівання охолоджувального повітря. Тут також було розглянуто польову задачу загального розрахунку тривимірного температурного поля для ділянки осердя і обмотки статора та ротора. Розраховано нагрівання основних елементів статора та ротора у різних режимах навантаження машини. Підсумкові результати було порівняно із даними теплових випробовувань гідрогенератора-двигуна.

1.5.2 Задачі термопружності і пружності елементів та вузлів генератора, розрахунок механічної міцності і жорсткості окремих вузлів та деталей

Зі згаданого раніше, в активних та конструктивних елементах гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів виділяється досить велика кількість тепла, яке спричиняє нагрівання (переважно нерівномірного), їхніх елементів. Дослідження температурних напружень в елементах конструкцій, що виникають через це, стають причиною необхідності розв'язання термопружної задачі.

Передавання зусиль у конструкціях здійснюється завдяки контакту деяких деталей. Як правило, розраховуючи вузли, які складаються із системи тіл, що взаємодіють, явищами на ділянці контакту нехтують, коли змінюють реальний розподіл контактних тисків на розподілені чи то зосереджені зусилля. Намагання вирішення задач у неконтактній постановці інколи спричиняють істотні принципові помилки. Закон розподілу у низці дійсних конструкцій контактних тисків необхідно враховувати, оскільки він може серйозно впливати на НДС взаємодіючих деталей, передусім на ділянках зі значними зонами контакту. Звідси виникає потреба розв'язання контактних задач, де розміри ділянок контакту та вимоги взаємодії на них не лінійно залежать від здійсненого навантаження. Зазначені параметри є невідомими. Їх можна буде визначити лише шляхом розв'язання задачі. Для моделювання термомеханічних процесів у наявних конструкціях розрахункові схеми передбачаються максимально наближеними до дійсних об'єктів. Також, потрібно врахувати велику кількість факторів, з-поміж яких можна з'ясувати складність геометрії деталей і міри навантаження, конструктивну анізотропію та фізично нелінійне поведження матеріалу, обумовленість термічного опору контактним тиском, внутрішні джерела тепла, зокрема на ділянці контакту під час аналізу фрикційної взаємодії деталей. У процесі моделювання термомеханічних процесів потрібні точно задані граничні умови. Розв'язати цю задачу можна лише послуговуючись чисельними методами, які дозволяють створювати алгоритми розв'язання задач теплопровідності і термічної механіки для складних об'єктів на засадах єдиного підходу. МСЕ – це найбільш універсальний і підходящий для цього завдання метод.

Неабиякий внесок у розвиток теорії термопружності зробили такі вчені, як Гейтвуд Б. Є., Григоренко Я. М., Мотовіловець І. А., Коваленко А. Д., Мукоїд О. О., Підстригач Я. С., Чибіряков В. К., Шевченко Ю. М. та інші [28].

Зв'язані та незв'язані задачі є тими двома видами постановки задач, що застосовуються у термопружності. Якщо застосовується гіпотеза щодо відсутності взаємодії полів деформації і температури, то формулюється, так би мовити, незв'язна задача термопружності. Відтак припускається, що швидкість змінювання температури є доволі незначною, а термомеханічні властивості матеріалу у певному діапазоні зміни температури незначно міняються.

Якщо не має можливості ігнорувати взаємодію полів деформацій і напружень, а термомеханічні характеристики матеріалу надто залежать від температури, досліджуються задачі в зв'язаній постановці.

У разі незв'язаної задачі спочатку визначаються температурні поля, а далі на їхній основі температурні напруження. Цей підхід здебільшого використовується під час розв'язання переважної більшості прикладних задач.

Задля розв'язання задач термопружності послуговуються різними аналітичними, чисельно-аналітичними та чисельними методами: розкладання розв'язання у ряд Фур'є граничних інтегральних рівнянь, кінцевих різниць, граничних елементів, кінцевих елементів, тощо. МСЕ – один із найзручніших методів розв'язання задач на термопружність і термічний контакт, що дає змогу одержувати розв'язання задач теплопровідності і термомеханіки для складних об'єктів на базі єдиного підходу.

Більша кількість елементів конструкцій генератора піддається у експлуатаційних режимах порівняно невеликому нагріву, що реально не змінює їхніх механічних характеристик, за винятком обмоток ротора і статора, де нагрівання спричиняє зміни механічних властивостей міді.

Практика експлуатації генераторів доводить, що найгіршим за ризиком стають наслідки аварії з руйнацією валу ротора і деталей його бандажних вузлів. Вони стають причиною великих аварій, які, зі свого боку, спричиняють довготермінові вимушені простої (навіть понад рік). Ці вузли експлуатуються в

умовах важкого напруженого стану, спричиненого впливом температурних полів, відцентрових сил та напружень натягу.

Ротор сьогоднішнього синхронного турбогенератора є складним тривимірним надто навантаженим конструктивним елементом. Вихрові струми, наведені електромагнітним полем у повітряному відтинку між ротором і статором при нерівномірному навантаженні фаз і короткому замиканню, стають причиною виникнення дуже нерівномірних нестационарних температурних полів уздовж перерізу ротора та інтенсивного локального нагрівання клинів, що тримають обмотку збудження у пазах ротора. Це може спричинити явища, наслідком яких є нерівномірності прогинів ротора, що негативно впливає на надійність роботи турбогенератора. Ці самі явища можливі також за стаціонарних режимів експлуатації при порушеннях відведення тепла в охолоджувальній системі обмоток.

Розв'язання задачі оцінки викривлення осі ротора синхронного генератора через нерівномірності тепловиділення в обмотках збудження з використанням напіваналітичного МСЕ у циліндричній системі координат продемонструвало, що незначна нерівномірність відбору тепла в обмотках стає причиною теплового викривлення осі ротора, що створює сили небалансу, а вони, у свою чергу, перевершують вагу ротора, що може спричинити неабияке зростання вібрації генератора [29].

У статті [24] доведено доцільність застосування водню для охолодження електричних машин великої потужності. Також пропонується співвідношення задля визначення коефіцієнта тепловіддачі поміж воднем і внутрішніми поверхнями охолоджуючих каналів у провідниках обмотки ротора, що є граничними умовами III-го роду. Відтворено методики здійснення випробувань, котрі дають змогу з'ясувати температуру обмотки ротора турбогенератора, та наведено результати згаданих вище експериментів. Досліджено тепловий стан обмотки ротора МСЕ.

Згідно із використаною методикою у праці [30], подано розв'язання МСЕ задач контактної взаємодії для турбінних електричних машин. Продемонстровано

розв'язання задачі при звільняючому числі обертів диска, що насаджений на вал з натягом. Розв'язання отримано у вісьосиметричній постановці.

Одним з найбільш навантажених (як в тепловому, так і у механічному сенсі) елементом конструкції ротора турбогенератора є бандажний вузол турбогенератора. Бандажний вузол ротора турбогенератора складається з бандажного кільця та центрувального кільця. Бандажне кільце тримає лобові частини обмотки ротора в радіальному напрямку під час обертання ротора. Центрувальне кільце тримає обмотку ротора в осьовому напрямку в момент її теплового розширення. Також центрувальне кільце центрує позицію бандажного кільця відносно осі валу ротора. З'єднання деталей бандажного вузла виконується гарячою посадкою з натягом. Це потребує під час дослідження їхньої міцності розв'язання не лише задачі термопружності, а також і контактної задачі.

Пресове з'єднання і запресовування деталей має широке застосування у машинобудуванні. Зважаючи на їхню важливість, нині розроблено низку аналітичних та чисельних методів дослідження подібних з'єднань, заснованих на підходах і методах, що поширені під час розв'язання контактних задач.

Задачі контактної взаємодії є одними з найскладніших задач механіки деформованого твердого тіла. Зазвичай у них закон розподілу тисків та розміри ділянки контакту є наперед невідомими, відтак повинні визначатися під час розв'язання самої задачі. Детальний перегляд методів розв'язання контактних задач продемонстровано у працях Бураго Н. Г. і Кукуджанова В. Н., Гудрамовича В. С., Зеленцова В. Б., Галіна Л. О., Макерле Дж.

Першим задачу щодо контактної взаємодії пружних тіл вивів і розв'язав Г. Герц. Складність цих задач стала причиною значної кількості математичних підходів і методів, що застосовуються під час їхнього розв'язання. Наявні методи розв'язання умовно можна поділяти на аналітичні, чисельні та аналітико-чисельні, що об'єднують аналітичні та чисельні підходи, а це дає можливість отримати результат більш простим і ощадливим шляхом. Варто зазначити, що чисельні методи, здебільшого, ґрунтуються на МСЕ, котрий дає змогу брати до уваги складну геометрію елементів конструкції.

Перші праці, присвячені розробленню аналітичних методів дослідження розподілу тиску по площі посадкової поверхні деталей при посадці з натягом, припадають на 40-50 роки ХХ століття. У них приймалася гіпотеза про рівномірний розподіл тиску по ділянці контакту. Шапіро Г. С. розв'язав задачу про стиснення нескінченного довгого порожнього циліндричного валу навантаженням, прикладеним до кільцевої ділянки бічної поверхні валу. Ранкин А. і Шенектади Н. досліджували НДС валу з туго посадженою втулкою [31]. На основі розв'язку задачі Ламе визначалося усереднене радіальне пересування на ділянці поверхні суцільного валу під впливом рівномірного навантаження, а відтак визначалася середня величина тиску. Тож визначалося лише середнє значення контактних напружень на площині контакту, а дійсний розподіл тисків не було враховано. У працях Лівшиця П. З. у межах теорії пружності було отримано кінцеві значення напружень контактів і коефіцієнта концентрації напружень на незаокругленому краю втулки, що насаджується.

Праця Парсонса Б. і Уілсона Е стала однією із перших, що присвячувалася дослідженням МСЕ напружень при напруванні короткої втулки на вал нескінченної довжини. Авторами було запропоновано послуговуватися МСЕ для з'ясування характеристик жорсткості втулки через обчислення коефіцієнтів впливу у вузлах, які розташовані на внутрішній поверхні моделі втулки. Для визначення жорсткості валу застосовано класичний метод теорії пружності на основі робіт Лур'є А. І.

Розв'язок задачі про насадження втулки на вал кінцевої довжини надається у праці Іосілевіча Г. Б. і Лукащука Ю. В.. Зазначений метод орієнтований на вісьосиметричні задачі і дозволяє врахувати обтиснення мікронерівностей шорсткої поверхні через введення умовного контактного шару.

Семеновим-Єжовим І. Е. і Старшиніним В. І. запропоновано методику скінчених елементів досліджень напруженого стану у деталях при їхньому запресовуванні. Автори запропонували моделювати натяг у з'єднанні перепадом температури на посадковому контурі, зважаючи на те, що наявність запресованих шайб жодним чином не враховувалася.



У пресових з'єднаннях за номінальне напруження нерідко приймають контактний тиск  $p_k$ , що пов'язаний з відносним радіальним натягом  $\Delta$  відомим виразом:

$$p_k = \Delta \cdot E_2 / \left[ \frac{E_2}{E_1} \left( \frac{1+\alpha_1^2}{1-\alpha_1^2} - \nu_1 \right) + \frac{1+\alpha_2^2}{1-\alpha_2^2} + \nu_2 \right], \quad (1.16)$$

де  $E$  – модуль Юнга;

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона;

$\alpha_1, \alpha_2$  – відношення внутрішнього радіуса деталей до зовнішнього, індекс 1 стосується охоплюваної деталі, а індекс 2 – деталі, що охоплює.

Загальний аналітичний метод для задач запресування було запропоновано Шерманом Д. І. Він ґрунтується на використанні функції комплексного змінного і камфорного відображення. Проте зазначений метод можна застосовувати лише у галузях, для яких існує аналітична відображуюча функція. Окрім цього, він є досить складним математично. Відтак в інженерних роботах, що потребують на стадії проектування конструкцій здійснення багатопараметричних та різноманітних розрахунків, доцільніше застосовувати чисельні методи.

Праця Барзеля М., Тонга К., Холла Г. [32] містить результати дослідження впливу різноманітних чинників на тепловий контакт тіл. Зазначено, що тепловий потік має залежність від тиску, точності припасування і виду з'єднання (клеєне, клепане тощо), чистоти поверхонь взаємодії. Робилися заміри теплопровідності внутрішніх стикових з'єднань, було одержано загальні висновки з приводу того, що теплопровідність збільшується зі зростанням температури і контактного тиску, але мінімально залежить від величини теплового потоку.

Контактна задача термопружності стосовно осьової симетрії розглядається у праці, де визначається зв'язок переміщень межі півпростору з нормальними напруженнями та температурою на межі. Співвідношення, що були одержані, застосовуються щодо площини, яка обмежена поверхнею обертання в ізотропному напівпросторі. Також було розглянуто нестационарну вісьосиметричну контактну

задачу. Недосконалість теплового контакту виникає через наявність на межі напівпростору надзвичайно тонкого проміжного шару, який має свої теплофізичні характеристики.

Вплив контактного термічного опору на розподіл температур стрингера розглядається відповідно до загальної теорії міцності. Оскільки теплопередача на ділянці з'єднання залежить від теплопровідності металу у зонах контакту, повітря, яким заповнюються щілини, автор упроваджує коефіцієнт контактної термічної опору, який дає змогу враховувати різноманітні вимоги взаємодії, що змінюється від нуля (бездоганна теплоізоляція) до одиниці (бездоганна теплопровідність). Такий підхід, застосовується з використанням коефіцієнта контактної термічної опору, одержаного на підставі узагальнення результатів великої кількості експериментальних досліджень та різних навичок. Обчислення для цього коефіцієнта застосовано і у представленій роботі для обрахунку усіляких факторів, що чинять вплив на теплообмін на ділянці контактної взаємодії.

Проте, здебільшого у таких задачах допускається існування ідеального теплового контакту, іншими словами: з'єднання розглядається як одна деталь. В роботі [33] проаналізовано переміщення і деформації, що постають при металоформуванні. Розв'язання відшуковується через чисельне інтегрування рівняння теплового балансу із використанням схеми кроків за часом. Завдання виконується за допомогою МСЕ, відтак чисельні результати порівнюються з експериментальними даними. Загальний аналіз доволі точно віддзеркалює дійсні процеси. Але цей підхід можливий переважно для задач, що стосуються металоформування.

МСЕ є одним із найзручніших щодо виконання задач контактної взаємодії, беручи до уваги теплообмін між поверхнями. Згідно з використаною методикою, алгоритм розв'язання термоупругопластичних задач при їхній дискретизації МСЕ з довільною геометрією поверхні контакту, вирішується загальними законами пластичної течії і контактної тертя. Тіла, що взаємодіють, розглядаються одночасно, на межі впроваджуються подвійні вузли, застосовується метод початкових напружень. Практичний збіг зазначеного алгоритму підтверджується

розв'язком реальних задач.

Також розглянуто МСЕ для задач теплопровідності і термопружності, однак обрання типів скінченних елементів, обумовлених конфігурацією, підпадають під дослідження деталей теплових двигунів, як-от поршні і циліндрові втулки дизелів різноманітного призначення. Саме для них розглянуто усілякі температурні поля та проаналізовано НДС, що визначається згаданими полями.

У праці Гонтаровського П. П., Левтерова А. М., Гармаш Н. Г. [34] МСЕ здійснено аналіз температурних полів і НДС огньового кільця двотактного дизеля у термомоментній постановці. Проаналізовано термомеханічні процеси, що виникають при роботі огньового кільця двотактного двигуна.

Підходи, розроблені для розв'язання контактних задач, стали підґрунтям методів оцінювання міцності і надійності бандажного вузла ротора генератора.

Традиційні розрахункові методики розглядають бандажне кільце як оболонку постійного перетину, яка деформується через вплив власних відцентрових сил, що рівномірно розподіляються по внутрішній поверхні бандажного кільця, тиску, спричиненого дією відцентрових сил, що створюються лобовою частиною обмотки ротора, а також під впливом сил від посадки бандажного кільця на центрувальне кільце і на бочку ротора, котрі доєднані до краю оболонки. До того ж, посадочні зусилля визначаються за допомогою гнучкості бандажного кільця і центрувального кільця, обчислених за найпростішими схемами вигину і розтягування кілець та оболонок без урахування їхньої непростой просторової геометрії. Також напруження і деформації в центрувальному кільці визначаються через схеми вигину кільця за припущенням, що перетин кільця лишається недеформованим. Тож використана методика не демонструє дійсного стану деформацій центрального кільця і бандажного кільця, а також особливостей розподілу контактного тиску по посадочних поверхнях, які дуже важливі для визначення необхідних посадочних натягів.

Удосконаленню методів дослідження з'єднання посадкою з натягом бандажного кільця і бочки ротора повсякчас приділялася неабияка увага. Дослідженням міцності бандажного вузла і розробкою методів розрахунку

займалася багато вітчизняних і зарубіжних учених.

Так у класичних працях аналіз з'єднання бандажного кільця і бочки ротора турбогенератора зроблено за допомогою методу розв'язання контактних задач. У ході дослідження з'єднання бандажного кільця і бочки ротора застосовано підхід, заснований на чисельному визначенні функцій впливу (піддатливості тіл) на ділянках контакту за допомогою МСЕ. У цих працях дослідження проводили на основі вісьосиметричної моделі бандажного вузла. Перехід до вісьосиметричної моделі робився за допомогою впровадження ефективного циліндра, що моделює зубцеву ділянку ротора і має певні дієві механічні характеристики. Тож як результат розв'язання задачі було застосовано процедуру гомогенізації: приведення неоднорідної структури ділянки зубців до однорідної анізотропної структури. Результати досліджень підтвердили, що є можливість утворення проміжку між бандажем і бочкою ротора у носика бандажного кільця не лише під час експлуатації генератора, але і за режиму спокою. На підставі одержаних результатів і виявленого явища роз'єднання деталей, на ділянці посадкової поверхні зроблено висновок з приводу ефективності використання східчастої конфігурації місця посадки. Утім у цих працях зазначено, що істотний вплив на розподіл ділянок контакту-відриву надає відношення податливості контактуючих тіл. Проте доволі обґрунтованого підходу до визначення ефективних пружних характеристик або податливості зубцевої зони у згаданих працях немає.

З приводу з'єднання бандажного і центрувального кільця можна стверджувати, що після оцінки посадки кілець проблеми щодо природи розподілу контактних тисків по посадочних поверхнях бандажного і центрувального кільця і понині лишалися відкритими, попри те, що були не менш важливими щодо щільності з'єднання.

Дослідженню двопосадкових бандажних вузлів присвячувалися праці, ініційовані, передусім, проблемами, які виникали під час експлуатації генераторів у з'єднаннях бандаж – ротор, бандаж – центрувальне кільце, центрувальне кільце – ротор. Річ у тім, що при двопосадкових бандажах з жорстким центрувальним кільцем трапляється порушення посадки кільця на бочку ротора завдяки неминучій

в експлуатації постійній зміні (деформації) лінії валу ротора і зміщення краю бандажного кільця стосовно торця бочки. Ця подія супроводжується порушенням електричного контакту між бандажним кільцем і бочкою, відтак виникненням іскріння за несиметрії струмів статора, розігрівом і опіком посадочних поверхонь, появою кольорів мінливості, вигоранням матеріалів і пошкодженням бандажних кілець, відколами місць посадки зубців бочки ротора, а також появою фреттінг-ушкоджень посадочних поверхонь. За результатами експлуатації генераторів двопосадкову конструкцію бандажних вузлів було визнано безуспішною і підприємство-виробник переключилося на виробництво турбогенераторів з консольним виконанням бандажних вузлів. Двопосадкова конструкція з посадкою центрального кільця на вал залишилася лише у раніше випущених генераторах і, за можливості, модернізується під час планових ремонтів агрегатів. Для гарно виконаної консольної конструкції, за умови доволі щільної посадки елементів конструкції і закріплення бандажа на роторі належним замком (кільцевою шпонкою або гайкою), можливість описаних вище пошкоджень практично зводиться нанівець. Порушення щільності з'єднання деталей бандажного вузла може стати причиною зміщення мас і, зрештою, погіршення вібраційного стану машини. Інколи, навіть, трапляються аварії. Через це на стадії проектування потрібно сумлінно проаналізувати НДС елементів бандажного вузла задля забезпечення щільного з'єднання його деталей передусім на робочій частоті обертання, а також при перевірці ротора щодо угонної частоти обертання.

Дослідження процесу розвитку сучасного машинобудування виявляє, що однією з головних тенденцій у процесі проектування і створення електричних машин є і надалі зростаюча концентрація потужності в одному агрегаті, що підвищує коефіцієнт корисної дії машин і забезпечує найбільш ефективно її використання. Невідворотним наслідком цього явища є збільшення габаритів машин, швидкостей обертання роторів і, як наслідок, навантажень на опори валів і осей. Через це виникає ситуація, за якої у деяких випадках надійність і тривалість експлуатації машин стала характеризуватися надійністю, тривалим терміном експлуатації і працездатністю опор роторів. Фахівцям цієї галузі добре відомі

епізоди, коли працездатність опор роторів визначала ресурс машин, зокрема гідроагрегатів ГЕС. Упорні підшипники турбін експлуатуються за важких умов. Здебільшого упорні підшипники працюють з перекосами, спричиненими температурним розцентруванням агрегату через нерівномірне подовження фундаментних колон і різні силові і теплові розширення ротора та статора, похибками при виготовленні деталей підшипника, а також погрішностями складання під час монтажу та ремонту. Викривлення геометричної осі ротора у турбінах під власною вагою або через інші обставини призводить до нерівномірного навантаження упорних колодок підшипника і, як наслідок, його руйнації. Формули для визначення кутів установки сегментів підп'ятника і мінімальної товщини шару рідкого мастила використовуються згідно до існуючих правил.

Марцинковським В. С. проаналізовано причини руйнації штатного підшипника і розглянуто наслідки комплексу робіт стосовно удосконалення підшипників ковзання парових турбін [35]. Наведено приклади втілення ефективних технічних рішень щодо збільшення несучої спроможності та електроерозійного захисту у конструкціях підшипників ковзання парових турбін турбогенераторів і результати їхнього впровадження. Продемонстровано, що нові технічні розв'язання для упорних підшипників дають змогу збільшити несучу здатність штатних підшипників до чотирьох разів за умови збереження габаритних розмірів штатного підшипника і використання штатних мастильних систем агрегатів.

Відповідно до існуючих правил, досліджено працездатність важко навантажених еластичних сегментів з фторопластовим покриттям з нульовим окружним ексцентриситетом на гідроагрегат. Надано експериментальні дані розподілу температури і гідродинамічних тисків по зовнішній поверхні сегмента. Запропоновану і випробувану конструкцію сегментів з фторопластовим покриттям було закладено у конструкцію підп'ятників гідрогенераторів-двигунів електростанції, де вони працюють і понині.

## 1.6 Висновки до першого розділу

Проведений аналіз загальносвітових тенденцій розвитку генераторобудування, сучасного стану генеруючого обладнання України, аварійних ситуацій, що найчастіше виникають, а також існуючих математичних моделей і методів розрахунків напружено-деформованого стану елементів конструкцій генераторів дозволяє зробити такі висновки:

– в усьому світі спостерігається усталена тенденція до збільшення потужності генераторів та зменшення їхньої маси, що спричиняє підвищення рівня напружень в елементах та їхньому перерозподілі, а це потребує подальшого удосконалення методів розрахунку їхньої міцності;

– номінальний ресурс існуючого генераторного обладнання в Україні майже вичерпаний, відтак потрібно здійснювати комплексні роботи з удосконалення машин, а також створювати нові, більш потужні генератори;

– при модернізації генераторів їхня потужність, як правило, збільшується на 5-10 %, що потребує додаткового аналізу міцності конструктивних елементів (передусім, нересурсних);

– на практиці для розрахунку складного термопружного стану елементів конструкцій генераторів зазвичай використовуються інженерні методи, засновані на спрощених підходах як до геометрії пружних тіл, так і до визначення крайніх умов температурної задачі;

– недостатня кількість досліджень напружено-деформованого стану конструкційних елементів гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів великої потужності у тривимірній постановці;

– проблему деформування елементів конструкцій генератора під час аварійних впливів вивчено недостатньо;

– здебільшого у працях присвячених генераторам досліджуються тільки окремі конструктивні елементи, загалом же конструкція, як правило, не розглядається;

– питання стосовно дослідження міцності опорних підшипників, бандажних вузлів, хрестовин, коробів, міжполюсних перемичок і понині недостатньо вивчені;

– одним з найперспективніших методів для розрахунку НДС елементів конструкцій генератора є МСЕ, що дозволяє здійснити розрахунок системи охолодження генератора та оцінити його міцність;

– розробка загального підходу до розрахунку генераторів великої потужності, який базується на тривимірних моделях, що дозволяють підвищити точність обчислення задачі, становлять велику наукову і практичну зацікавленість.

Зважаючи на зазначене вище, сформульовано і вирішено завдання, що надане у подальших розділах.

Результати аналізу аварійних ситуацій, представлених у розділі, були опубліковані у наукових працях.

### **1.7 Література до першого розділу**

1. Мацевитый Ю. М., Маляренко В. А. Моделирование теплового состояния элементов турбомашин. Киев : Наук. думка, 1979. 253 с.
2. Счастливый Г. Г., Титко А. И., Федоренко Г. М., Коваленко В. П. Надежность современных и перспективных турбогенераторов. Киев : Наукова думка, 1978. 224 с.
3. Шульженко Н. Г., Воробьев Ю. С. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат – фундамент. Киев : Наукова думка, 1991. 232 с.
4. Кузьмин В. В., Кобзарь К. А. К вопросу выбора системы вентиляции в турбогенераторах малой мощности с воздушным охлаждением. Електротехніка і електромеханіка. 2003. № 1. С. 56–57. ISSN 2074-272X
5. Кузьмин В. В., Зозулин Ю. В., Черемисов И. Я., Кобзарь К.А. Новое поколение турбогенераторов с полным воздушным охлаждением. Новини енергетики. 2001. № 9. С. 27-35.
6. Про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2035 року “Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність”: розпорядження Кабінету Міністрів України від 18.08.2017р. № 605-р. 73 с.  
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/605-2017-%D1%80#Text>



7. Грубой О. П., Кобзар К. О., Черемісов І. Я., Хаймович Л. Л., Богданов О.А., Гладкий В. В. Створення нових типів та шляхи модернізації діючих турбогенераторів для теплових електричних станцій: в кн. Теплова енергетика – нові виклики часу / за загал. ред. : П. Омеляновського, Й. Мисака. Львів : НВФ Українські технології, 2009. С. 209–225. ISBN 978-966-345-194-7

8. Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путём модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации / Ю. М. Мацевитый, Н. Г. Шульженко, В. В. Голощапов и др. / под общей редакцией Ю. М. Мацевитого. Киев : Наук. думка, 2008. 366 с. ISBN 978-966-00-0850-3

9. Титко А. И., Кучинский К. А., Титко В. А. Статистические модели для диагностики термодетектов ротора в условиях переменной нагрузки турбогенераторов. Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наук. праць. Сер.: Електр. машини та електромех. перетворення енергії. Харків, 2016. № 11. С. 49–54. ISSN 2409-9295

10. ДСТУ EN IEC 60034-33:2022 Машини електричні обертові. Частина 33. Синхронні гідрогенератори, охоплюючи мотор-генератори. Особливі вимоги. Режим доступу:

[https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=102789](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=102789) .

11. Минко А. Н., Кобзарь К. А. Неисправности систем охлаждения турбогенераторов. Современные рекомендации по ремонту. Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2011. № 6. С. 30-38. ISSN 2218-1849

12. Stone G. C., Gupta B. K., Lyles J. F., Sedding H. G. Experience with Accelerated Aging Tests on Stator Bars and Coils. IEEE International Symposium on Electrical Insulation. June, Toronto, 1990. P. 356–360. DOI: [10.1109/ELINSL.1990.109772](https://doi.org/10.1109/ELINSL.1990.109772)

13. Stone G., VanHeeswijk R., Bartnikas R. Investigation of the Effect of Repetitive Voltage Surges on Epoxy Insulation. IEEE Trans. EC. December, 1992. P. 754–759. DOI: [10.1109/60.182659](https://doi.org/10.1109/60.182659)

14. Lynn A. L., Gottung W. A., Johnston D. R. Corona Resistant Turn Insulation in AC Rotating Machines. Proceedings of IEEE Electrical Insulation Conference. Chicago : October, 1985. P. 308. DOI: [10.1109/EIC.1985.7458631](https://doi.org/10.1109/EIC.1985.7458631)
15. Nailen R.L. Is Finding Broken Rotor Bars Easy? Electrical Apparatus Magazine, April, 1998. P. 26–30.
16. Опір матеріалів / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський. / за ред. Г. С. Писаренка. Київ : Вища школа, 1993. 655 с. ISBN 966-642-056-2
17. Tretyak A., Shut A., Gakal P. Influence of thermal and mechanical factors on the stressed state of large components of hydrogenerator-motors. *Проблемы машиностроения*. 2018. Т. 21, № 3. С. 31–38. ISSN 0131–2928
18. Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии / А. А. Лебедев, Б. И. Ковальчук, Ф. Ф. Гигиняк, В. П. Ламашевский / под общ. ред. А. А. Лебедева. Киев : Издат. Дом «Ин Юре», 2003. 540 с.
19. Булыга К. Б. Численное решение на ЭВМ пространственных задач теплопроводности и термоупругости / Киев. гос. техн. ун-т стр-ва и архитектуры. Киев, 1996. 55 с.
20. ДСТУ EN 60034-1:2016 Машини електричні обертові. Частина 1. Номінальні та робочі характеристики. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=68104](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=68104)
21. Овсянникова Е. А. К вопросу математического моделирования теплового состояния ротора турбогенератора мощностью 550 МВт, охлаждаемого водородом. Пробл. машинобудування, 2017, Т. 20, № 3 С.19–24. ISSN 0131–2928
22. Tretiak O., Kobzar K., Shut' O., Poliienko V., Gakal P. Peculiarities of three-dimensional calculation of large units of generators by finite element methods. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2018. № 5–6. P. 16–20. ISSN 2310-5607
23. Neumayer, F., Ramsau F., Kastner G. Methods for Fixation of the Rotor Winding Overhang of Large Asynchronous Hydrogenerators. Colloquium on new development of rotating electrical machines. China, Beijing, 2011. P. 86–92.

24. Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А. Охлаждение турбогенераторов большой мощности водородом. Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наук. праць. Серія: Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. Теорія і практика. Харків, НТУ «ХПІ», 2015. № 42. С. 27–30. ISSN 2079-3944
25. Кенсицький О. Г., Хвалін Д. І., Сорокіна Н. Л. Зниження нерівномірності нагрівання торцевого пакета осердя статора потужного турбогенератора. Праці Інституту електродинаміки НАН України. 2018. № 49. С. 27–32. <https://doi.org/10.15407/publishing2018.49.027>
26. Кенсицький О. Г., Хвалін Д. І. Нагрів обмотки статора турбогенератора при порушенні циркуляції холодоагенту. Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля. 2018. № 31. С. 31–35. ISSN 1813-3584
27. Грубой О. П., Шофул А. К., Ключніков О. О., Федоренко Г. М., Кенсицький О. Г. Моделювання нагріву елементів статора й ротора гідрогенератора-двигуна дністровської ГАЕС. Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля. 2012. № 18. С. 77–87. ISSN 1813-3584
28. Мотовиловец И. А., Козлов В. И. Механика связанных полей в элементах конструкций : в 5 т. Киев : Наук. думка, 1987. Т.1. Термоупругость. 264 с. ISBN 978-512-009-323-1
29. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Протасова Т. В. Влияние неравномерности тепловыделения в роторе генератора на его термонапряженное состояние. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2007. № 8. С. 135–139. ISSN 1727-7337
30. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Б. Н. Киркач и др. Киев: Наукова думка, 1989. 232 с. ISBN 5-12-000891-7
31. Rankin A. W., Schenectady N. Y. Shrink-Fit Stresses and Deformations. *Journal of Applied Mechanics*. 1944. № 11. (3). A.77–85. <https://doi.org/10.1115/1.4009353>
32. Barzelay M. E., Tong K. N., Hollo G. Thermal Conductance of Contacts in Aircraft. NASA TN № 3167 (March 1954).

<https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc57006/>

33. Rebelo N., Kobayashi S. A coupled analysis of viscoplastic deformation and heat transfer-I. Applications. Department of Mechanical engineering, University of California, Berkeley, CA 94720. February 1980. [https://doi.org/10.1016/0020-7403\(80\)90072-7](https://doi.org/10.1016/0020-7403(80)90072-7)

34. Гонтаровский П. П., Левтеров А. М., Гармаш Н. Г. Конечноэлементный анализ температурных полей и напряженно-деформированного состояния жарового кольца двухтактного дизеля в термоконтантной постановке. Вестник Харьк. гос. политех. у-та. Харьков : ХГПУ. 1999. № 54. С.101–108.

35. Марцинковский В. С., Путро К. В. Повышение эксплуатационных характеристик упорных подшипников скольжения для турбогенераторов. Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2017. № 4. С. 2–5 – Режим доступа: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem\\_2017\\_4\\_3](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem_2017_4_3)

## РОЗДІЛ 2 МЕТОДОЛОГІЯ РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ В ТРИВИМІРНІЙ ПОСТАНОВЦІ

Під час проектування нових гідрогенераторів великої або граничної потужності, модернізації існуючих агрегатів, яка завжди супроводжується підвищенням їхньої ефективності, виникає необхідність в більш точній оцінці міцності елементів конструкцій. Використання існуючих інженерних методик, розроблених у 70-х роки ХХ століття, найчастіше не дозволяє здійснити такий детальний аналіз. Застосування методів тривимірного моделювання (як для агрегату загалом, так і для його окремих найбільш навантажених елементів) дозволяє уточнити параметри НДС елементів конструкцій генератора при експлуатаційних і аварійних впливах, а також оцінити наявний запас міцності.

### **2.1 Типи гідрогенераторів великої потужності**

Наявні моделі гідрогенераторів розподіляються на два типи виконання, а саме: з вертикальним та горизонтальним розташуванням валу. Здебільшого гідрогенератори великої потужності належать до першого типу. Вертикальні гідроагрегати зазвичай виконуються з підвісними гідрогенераторами при  $n > 200$  об/хв і зонтичними – при  $n < 200$  об/хв. Від типу виконання залежить, яка саме система опори застосовується та як розподіляються силові навантаження.

Висока потужність гідрогенераторів при відносно невеликій частоті обертання призводить до їх великих геометричних розмірів. Зовнішній діаметр корпусу статора може досягати 20 м.

Гідрогенератор підвісного типу (див. рис. 2.1) характеризується тим, що підп'ятник розташовано над ротором, на верхній опорній хрестовині. Ці генератори мають один або два напрямних підшипника.

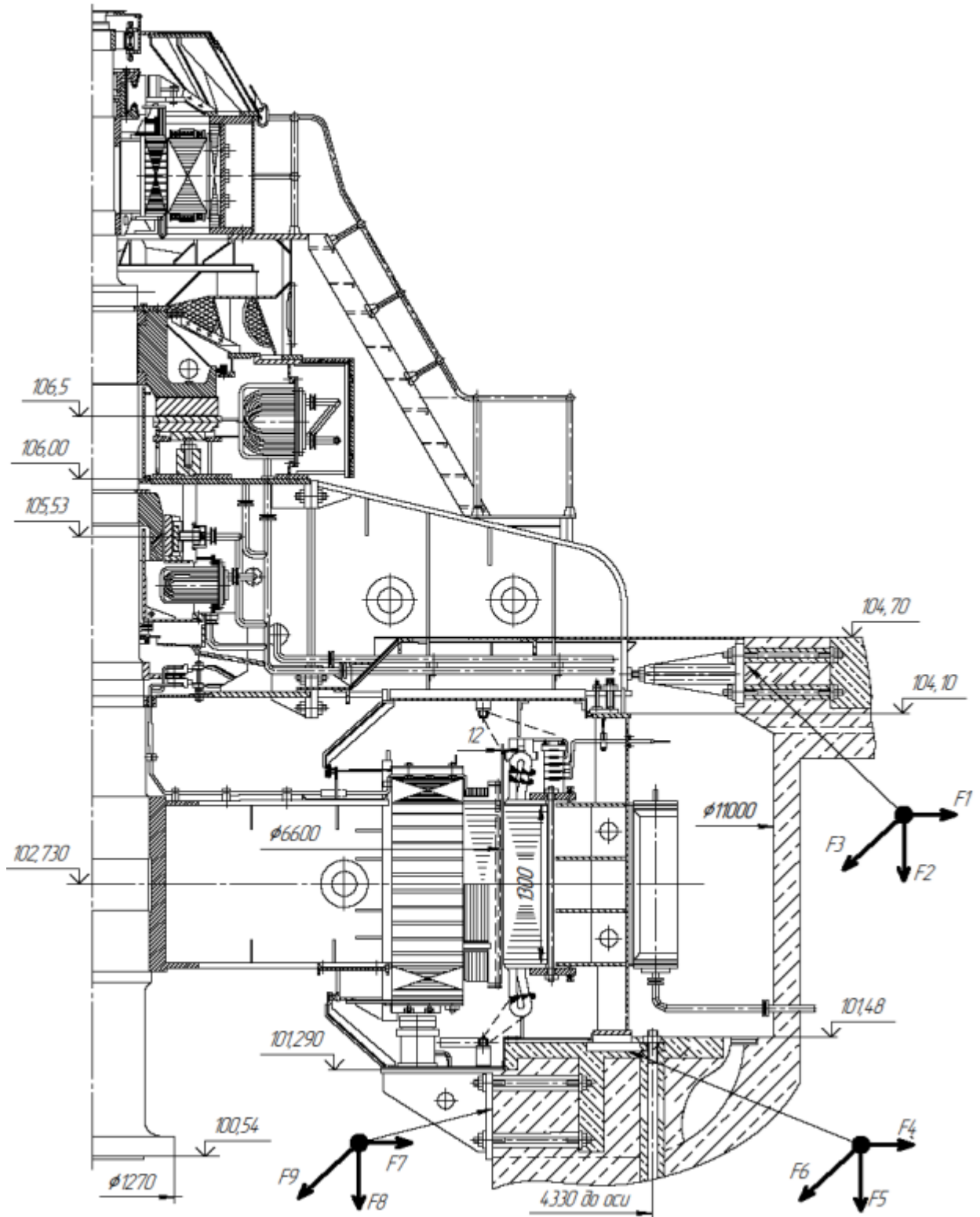


Рис. 2.1 – Гідрогенератор Київської ГАЕС підвісного типу

У гідрогенераторі зонтичного виконання (див. рис. 2.2) підп'ятник встановлюється під ротором і навантаження від нього сприймається нижньою хрестовиною або спеціальною опорою на кришці турбіни. Використовується один

напрямний підшипник, розташований у верхній хрестовині. При опорі підп'ятника на кришку турбіни (насос-турбіни) вал гідрогенератора (гідрогенератора-двигуна) складається із трьох частин: з валу-надставки, втулки, валу турбіни. Це значно скорочує розмір по вертикалі гідрогенератора (гідрогенератора-двигуна) і, отже, будівлі ГЕС (ГАЕС).

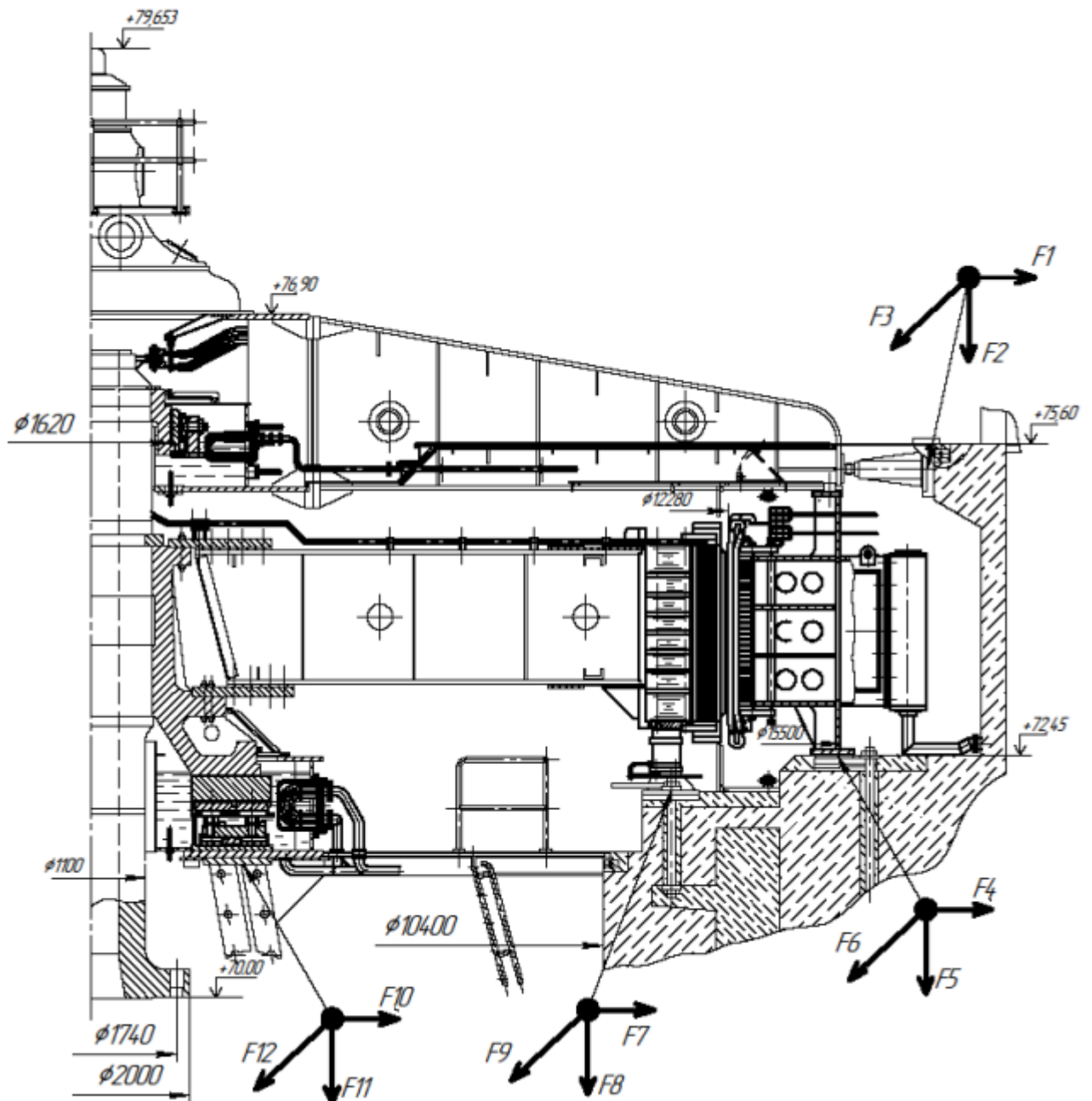


Рис. 2.2 – Гідрогенератор Кременчуцької ГЕС зонтичного типу

## 2.2 Особливості міцнісного розрахунку гідрогенераторів

Гідрогенератори великої потужності мають досить значні зовнішні геометричні розміри і складаються з різномасштабних конструктивних елементів, що ускладнює (а часто робить неможливим) міцнісний аналіз конструкції генератора загалом. До того ж, елементи конструкцій генератора працюють в умовах складного навантаження, викликаного спільною дією інерційних сил від обертання ротора, сил тяжіння, складових навантажень, що виникають від посадок деталей з натягом, а також температурних навантажень, які виникають, передусім, внаслідок виділення тепла в активному контурі і визначаються параметрами роботи системи їхнього примусового вентилявання. Це призводить при комплексному проєктуванні генератора до необхідності розгляду цілого комплексу завдань, пов'язаного з визначенням термонапруженого стану конструкцій, ускладненого попередніми натягами, впливом температурних полів, що залежать від параметрів роботи систем вентилявання та багатьох інших факторів.

Математичні складнощі, що пов'язані з розв'язанням задач аналізу НДС генераторів в загальній постановці, стали причиною розгляду низки незв'язаних задач термопружності, зумовили різноманітність методів та підходів до їхнього дослідження, а також до побудови рішень для окремих елементів конструкції. Велику групу серед них займають одно- і двовимірні задачі. Такі постановки задач знижують розмірність розв'язуваних задач та істотно спрощують отримання їхніх розв'язань. При цьому розв'язання необхідно отримувати для точок з найменшими запасами міцності та з найбільш небезпечними максимальними навантаженнями.

В основу пропонованого тривимірного аналізу генераторів покладено МСЕ, який дозволяє у межах єдиної методології розглянути всі завдання, що виникають. Розрахунок проводиться з використанням комплексу SolidWorks. До того ж, особлива увага при розв'язанні приділяється постановкам задач, обґрунтуванням вибору діючих на елементи конструкцій навантажень, вибору сітки скінченних елементів.



### 2.3 Загальна постановка задач та методика проведення розрахунку

Досліджується НДС конструкції гідрогенератора великої потужності при силових і температурних впливах в номінальних і аварійних режимах роботи. Задача розв'язується у тривимірній постановці. При цьому припускається, що задача термопружності є незв'язаною. Це пояснюється, насамперед, відносно невеликим нагрівом елементів конструкцій генератора.

У межах тривимірного моделювання розв'язуються три основні задачі:

- визначення параметрів теплообміну вузлів гідрогенератора за допомогою розв'язання тривимірної задачі вентиляювання генератора в цілому;
- визначення температурних полів у вузлах гідрогенератора;
- визначення НДС вузлів гідрогенератора при відомих силових і температурних навантаженнях.

На рис. 2.3. наведено блок-схему запропонованого підходу до аналізу НДС елементів конструкції гідрогенератора на основі тривимірних моделей.

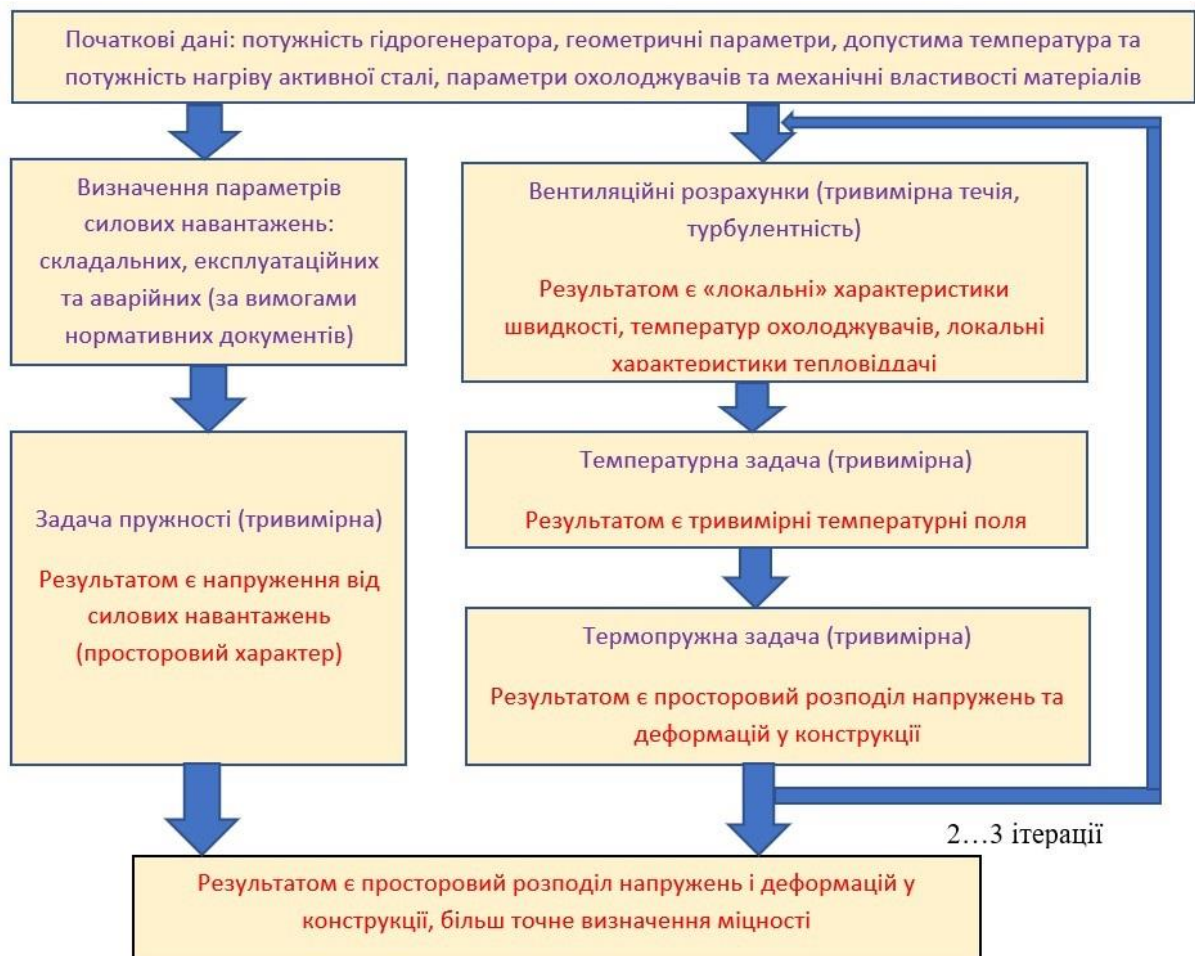


Рис. 2.3 – Блок-схема загального підходу до аналізу НДС

На відміну від класичного підходу (див. рис. 1.8), тут розглядається тривимірна задача вентилявання для гідрогенератора загалом із врахуванням турбулентності течії. Це дозволяє отримати уточнені локальні, а не осереднені характеристики тепловіддачі за характерними поверхнями. Задачі теплопровідності, термопружності розв'язуються також у тривимірних постановках, що дає змогу врахувати просторовий характер розподілу напружень і деформацій у конструкції і точніше визначити міцність елементів конструкції.

На першому етапі розв'язання задачі проводиться розрахунок роботи всієї системи вентиляції гідрогенератора з урахуванням його реальної геометрії і за попередньо заданими, відповідно до нормативних документів, температурами вузлів генератора. Визначаються швидкості обтікання вузлів охолоджувачем і, за аналітичними залежностями, уточнюються коефіцієнти теплообміну. Подальший етап містить розв'язання температурних задач та уточнення дійсних температур на поверхні вузлів. Проводиться новий розрахунок системи вентиляції з урахуванням уточнених значень температур, а потім знову розв'язується температурна задача. Цей розрахунок повторюється допоки розв'язання на двох сусідніх ітераціях не відрізняться більш ніж на 5 %.

На останньому етапі, за вже відомими температурним полем та силовим навантаженням, проводиться термоміцнісний розрахунок НДС вузлів генератора.

Крім загального підходу також розроблено спрощений підхід, заснований на поєднанні аналітичних інженерних методів із тривимірним моделюванням. В цьому випадку вентиляційна задача розв'язується за класичним підходом, а потім знайдені величини використовуються у тривимірних задачах термопружності. Застосування спрощеного підходу пояснюється технічною складністю проведення чисельного моделювання вентиляційної задачі для усього гідрогенератора загалом.

На рис. 2.4 наведено блок-схему спрощеного підходу.

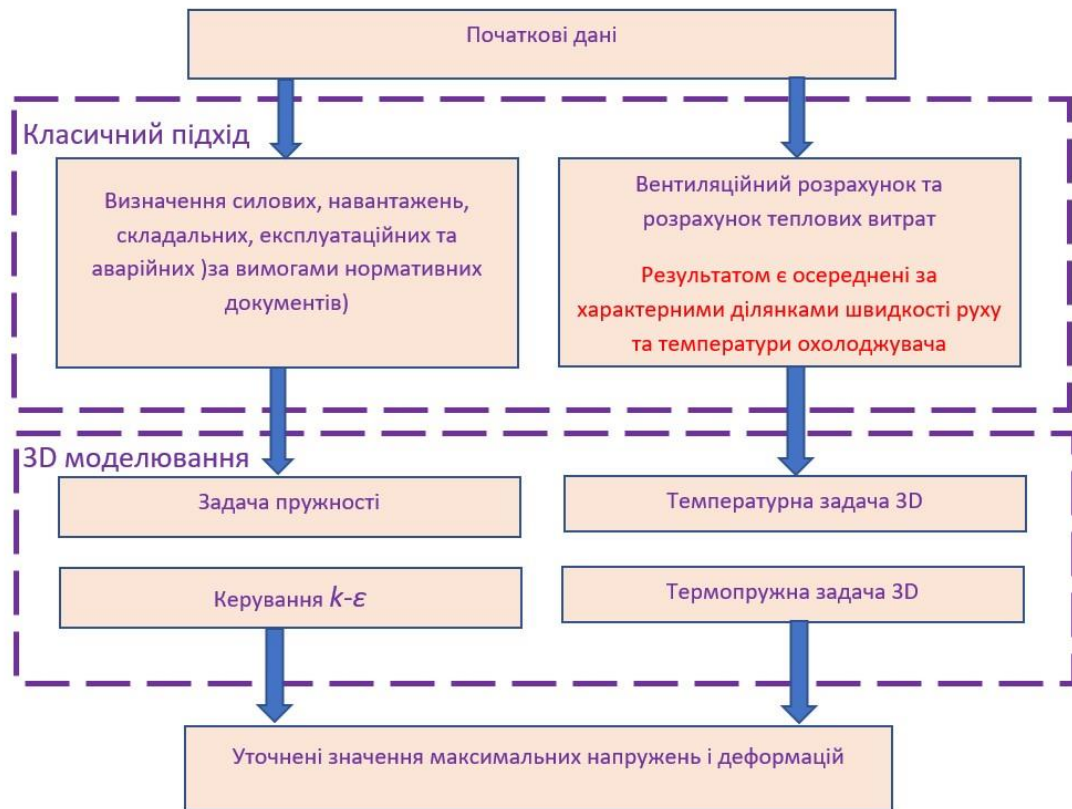


Рис. 2.4 – Блок-схема спрощеного підходу

## 2.4 Дослідження гідрогенератора-двигуна

### 2.4.1 Призначення гідрогенератора-двигуна

Гідрогенератор-двигун типу СВО2-1255/255-40 (виробництва АТ "Українські енергетичні машини") синхронний трифазний вертикальний оборотний, призначений для роботи на Дністровській ГАЕС на річці Дністер. Дністровська ГАЕС призначена для використання як джерело пікової потужності, аварійного та частотного резерву, споживача енергії у години провалу графіка навантаження, джерела та споживача реактивної потужності. Гідрогенератор-двигун сполучається з оборотною вертикальною радіально-осьовою гідромашинною установкою (насос-турбіною) типу ОРО 170-В-730 виробництва АТ "Українські енергетичні машини". Гідрогенератор-двигун виконаний відповідно до технічних вимог.

Гідрогенератор-двигун призначений для роботи у таких режимах:

- генераторному режимі;
- режимі двигуна (у насосному режимі);

– синхронного компенсатора з перезбудженням та недозбудженням (при напрямку обертання в генераторному режимі або в режимі двигуна).

#### 2.4.2 Технічні дані гідрогенератора-двигуна

Основні параметри гідрогенератора-двигуна наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1.

Основні параметри гідрогенератора-двигуна

Найменування параметру	Генераторний режим	Режим двигуна
Номінальна потужність, МВА/МВт	360/324	430/416
Номінальна напруга, В	15750	15750
Номінальний коефіцієнт потужності	0,90	0,979
Номінальна частота обертання, об/хв.	150	150
Розгінна частота обертання (без урахування підвищення тиску напору), об/хв.	210	210
Максимальна угонна частота обертання при скиданнях навантаження, об/хв.	240	240
Частота, Гц	50	50
Номінальний струм статора, А	13200	15765
Струм збудження в режимі холостого ходу, А	1230	1230
Номінальний струм збудження, А	2050	1990
Струм збудження при номінальній потужності та відхиленні напруги на його виводах на +5 % від номінальної, А	2190	2080
Напруга на кільцях ротора при номінальних значеннях потужності, напруги та при температурі обмотки +130°C: – при номінальному коефіцієнті потужності, В	417	405
Напруга на кільцях ротора в режимі холостого ходу та при температурі обмотки +130°C, В	239 *)	239 *)
Опір обмотки збудження при постійному струмі та при температурі +15°C, Ом	0,1387	0,1387
Опір фази обмотки статора при постійному струмі та при температурі +15°C, Ом	0,00078	0,00078
Індуктивний опір, %:		
– синхронне по поздовжній осі, $x_d$	95,4	114,0
– синхронне по поперечній осі, $x_q$	65,0	77,7
– перехідне по поздовжній осі, $x'_d$	30,1	35,9

Продовження таблиці 2.1.

Найменування параметру	Генераторний режим	Режим двигуна
– надперехідне по поздовжній осі, $x''_d$	14,4	17,2
– надперехідне по поперечній осі, $x''_q$	13,9	16,7
– зворотної послідовності, $x_2$	14,2	16,9
– нульової послідовності, $x_0$	5,1	6,1
Постійна часу обмотки збудження при розімкненій обмотці статора, $T_{do}$ , с	10,2	10,2
Постійна часу обмотки збудження при замкнених накоротко обмотках статора, $T_d'$ , с	3,2	3,2
Постійна часу обмотки статора при замкненій накоротко обмотці збудження, $T_a$ , с	0,32	0,32
Ємність фази обмотки статора, мкФ	3,0	
Ємність обмотки збудження, мкФ	0,088	
Ємнісний струм при замиканні на землю в обмотці статора, А	25,7	
Підвищення напруги гідрогенератора-двигуна при скиданні номінального активного навантаження, збереженні номінальних значень частоти обертання та струму збудження при номінальному коефіцієнті потужності, %	19,2	18,1
Статична перевантаженість	2,37	1,765
Кратність струму, що встановився, короткого замикання в обмотці статора при збудженні, відповідному номінальній напрузі при холостому ході гідрогенератора-двигуна, в.о.	2,01	1,62
Маховий момент ротора гідрогенератора-двигуна, ГЛІ <sub>2</sub>	60000	
Діаметр розточування статора, мм	11500	
Довжина активної сталі статора, мм	2550	
Витрата охолоджувальної води через оливоохолоджувачі підшипника, л/с	10	
Витрата охолоджувальної води через оливоохолоджувачі підп'ятника, л/с	111	
Витрата охолоджувальної води через повітроохолоджувачі, л/с	277	
Максимальна температура охолоджувальної води, °С	25	
Максимально допустимий тиск води в повітроохолоджувачах та оливоохолоджувачах, МПа	0,4	
Температура охолоджуючого повітря, °С	35	

### 2.4.3 Склад гідрогенератора-двигуна

До складу гідрогенератора-двигуна входять:

- статор, що складається зі зварного корпусу, активної сталі з обмоткою, комплекту фундаментних плит та шпильок;
- ротор, що складається з валу, остова, шихтованого обода, полюсів з обмоткою та струмопідводу з контактними кільцями;
- хрестовина, що складається з: центральної частини з оливною ванною напрямного підшипника, сегментами підшипника та оливоохолоджувачами; лап, розпірних домкратів, перекриття верхньої хрестовини гідрогенератора-двигуна;
- оливна ванна з підп'ятником, що складається із ванни з ущільненням, корпусу підп'ятника з опорами та сегментами, диска підп'ятника, оливоохолоджувачів;
- головні та нульові виводи обмотки статора;
- підставка з траверсою, шини збудження;
- перекриття шахти насос-турбіни, що складається з балок та сегментів перекриття;
- трубопроводи води та оливи з арматурою та контрольно-вимірювальними пристроями;
- система вентиляції, що складається з повітроохолоджувачів із патрубками, верхнього і нижнього повітророзділяючих щитів;
- система гальмування, що складається із гальм-домкратів з підставками, гальмівного трубопроводу, насоса високого тиску та шафи гальмування;
- система пожежогасіння, що включає трубопроводи з розпилювальними насадками та запірними пристроями, пожежні сповіщувачі;
- система відведення оливної пари з дренажними трубопроводами;
- система контролю та моніторингу, що містить термоперетворювачі опору та датчики системи контролю та моніторингу, клемні шафи, а також проводку від датчиків до клемників у межах гідрогенератора-двигуна;
- система підігріву повітря;
- система освітлення;

- набір обов'язкових запасних частин на гарантійний період експлуатації;
- комплект рекомендованих запасних частин на десятирічний період експлуатації;
  - комплект монтажних пристроїв та спеціального інструменту для монтажу та експлуатації;
  - набір монтажних матеріалів.

Монтажні маси основних вузлів та деталей гідрогенератора-двигуна наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

## Монтажні маси основних вузлів та деталей гідрогенератора-двигуна

Найменування	Кількість, од.	Маса одиниці, кг	Загальна маса, кг
<b>Статор</b>			
Корпус статора (1/6 частина)	2/4	17900/20860	119300
Фундаментна плита	12	835	10000
Анкерна шпилька	24	140	3360
Активні частини статора (монтажна маса)	1	540000	540000
<b>Ротор</b>			
Вал у зборі	1	33000	33000
Втулка ротора	1	50400	50400
Спиця	8	13500	108000
Сегмент обода (без розпірок)	8774	32	280000
Сегмент обода (з розпірками)	254	51,5	13080
Полюс	40	5736	230000
Остов ротора	1	203000	203000
Ротор у зборі	1	788000	788000
Ротор (монтажна маса)	1		780000
<b>Хрестовина</b>			
Центральна частина	1	28700	28700
Лапа	12	2800	33600
Сегмент верхнього повітророзділюючого щита	12	480	5760
Сегмент підшипника	12	202	2420
Розпірний домкрат	12	150	1800
Оливоохолоджувач підшипника	6	152	912
Хрестовина у зборі	1	93400	93400

Продовження таблиці 2.2.

Найменування	Кількість, од.	Маса одиниці, кг	Загальна маса, кг
Ванна оливна з підп'ятником			
Ванна	1	12000	12000
Обічайка	1	3220	3220
Диск підп'ятника	1	23600	23600
Сегмент підп'ятника (зовнішній)	20	102	2040
Сегмент підп'ятника (внутрішній)	20	47	940
Опора (зовнішня)	20	310	6200
Опора (внутрішня)	20	140	2800
Оливоохолоджувач підп'ятника	10	597	5970

#### 2.4.4 Будова гідрогенератора-двигуна.

Загальна компоновка гідрогенератора-двигуна викладена в п. 2.1 (див. рис. 2.3). Пуск гідрогенератора-двигуна здійснюється від швидкодіючої системи тиристорного незалежного збудження. Конструкція гідрогенератора-двигуна забезпечує заміну пошкоджених та зношених деталей, проведення поточних та капітальних ремонтів без повного розбирання гідрогенератора-двигуна та порушення осі валу гідроагрегату.

##### 2.4.4.1 Статор

Статор гідрогенератора-двигуна встановлюється на дванадцяти фундаментних плитах, з якими пов'язаний болтами та радіальними штифтами. Статор складається з корпусу, осердя та обмотки.

Корпус статора є зварною конструкцією, що складається із зовнішньої обшивки, горизонтальних полиць і вертикальних ребер, має у плані форму дванадцятигранника. Виходячи з умов транспортування, корпус статора виконано роз'ємним із шести частин (секторів). У точках проходу головних та нейтральних виводів гідрогенератора-двигуна листи обшивки та вертикальні ребра виконані із немагнітної сталі. Сектори статора з'єднуються між собою за допомогою зварювання полиць та стикових плит. З внутрішнього боку до полиць корпусу статора за допомогою косинок приварюються призми, на які шихтуються листи активної сталі осердя статора.



Осердя статора шихтується у нероз'ємне кільце зі штампованих і покритих лаком сегментів листової електротехнічної сталі товщиною 0,5 мм з питомими втратами  $R_{\text{пит.}}$ , що не перевищують 1,1 Вт/кг при магнітній індукції  $B = 1,0$  Тл і частоті змінного струму  $f = 50$  Гц [1]. За висотою осердя статор розділено на пакети, між якими за допомогою дистанційних розпірок утворюються канали для проходження охолоджувального повітря. Для зменшення втрат у кінцевих частинах статора зубці крайніх пакетів на довжині 135 мм з кожного боку осердя мають розсічки, а натискні пальці та бандажні кільця виконані з немагнітної сталі.

Обмотка статора – стрижнева пітльова двошарова з вісьмома паралельними гілками на фазу. Число пазів на полюс і фазу – 6. Число виводів обмотки статора – 6 (три головні та три нейтральні; кожен вивід поділено на 4 паралельні виводи). Осі головних та нейтральних виводів спрямовані у бік нижнього б'єфу та лівого берега. Вісь середньої фази головних виводів спрямована під кутом  $35^\circ$  від поперечної осі будівлі ГАЕС проти годинникової стрілки, якщо дивитися зверху, а вісь середньої фази нейтральних висновків – під кутом  $79^\circ 15' 29''$  від поперечної осі будівлі ГАЕС проти годинникової стрілки. Якщо дивитися на гідрогенератор-двигун зверху, то порядок розташування виводів за годинниковою стрілкою такий:

- головних – W1, V1, U1;
- нейтральних – W2, V2, U2.

Порядок проходження фаз гідрогенератора-двигуна у часі:

- у генераторному режимі – W, V, U;
- у режимі двигуна – U, V, W.

Схема обмотки статора гідрогенератора-двигуна забезпечує симетричний розподіл фазних напруг щодо «землі». З'єднання фаз обмотки – зірка. Корпусна ізоляція обмотки статора типу "Ізопротенг-Ф" термореактивна на основі склослюдинітових стрічок та епоксисиловолочних сполучних з вакуумуванням, гідростатичним опресуванням та термообробкою в установці "Мікафіл". Клас нагрівоотривалості ізоляції – F згідно з ДСТУ EN 60085:2022 [2]. Паяння головок стрижнів обмотки статора проводиться твердим припоєм із дроту ПСр-15 [3]. Ізоляція головок стрижнів обмотки статора виконується ковпачками з

пресматеріалу із подальшим заливанням їх епоксидним компаундом. Обмотка статора має посилене кріплення з використанням пазових клинів, дистанційних колодок і матеріалу, що формується "препрег".

#### 2.4.4.2 Ротор

Ротор гідрогенератора-двигуна має безвальне виконання: до циліндричної частини втулки ротора радіальними шпильками кріпляться вісім здвоєних спиць, що утворюють каркас ротора. На спицях каркаса зібраний шихтований обід і закріплений за допомогою зустрічних клинів, що закладаються в пази каркаса і обода, і стяжних шпильок. Посадка обода на каркас ротора здійснюється з натягом за допомогою гарячої розклинення обода ротора. Кожен полюс кріпиться до обода ротора двома Т-подібними хвостовиками та зустрічними клинами.

Полюс ротора має сталеве шихтоване осердя, на яке насаджено котушку, виготовлену з мідної шини спеціального профілю, вигнутої на ребро. Корпусна ізоляція сердечників полюсів склотекстолітова, виткова ізоляція катушок – склослюдолента на епоксидних сполучних. Клас нагрівовитривалості ізоляції – F згідно з ДСТУ EN 60085:2022 [2]. У полюсному наконечнику розташовані демпферні стрижні, впаяні демпферні сегменти. Після встановлення між полюсами демпферних перемичок на роторі утворюється поздовжньо-поперечна демпферна обмотка. Міжполюсні з'єднання виконано без паяння шляхом болтового з'єднання ізольованих перемичок з гнучкими виводами катушок полюсів. Перемички закріплюються на обід ротора ізоляційними колодками на тримачах.

До верхньої частини втулки ротора кріпиться вал-надставка, на якому розміщуються втулка напрямного підшипника та контактні кільця, та центральним отвором якого проходять шини струмопідведення до полюсів гідрогенератора-двигуна. Нижнім фланцем втулка ротора з'єднується із валом насос-турбіни. На спицях остова ротора можуть, за необхідності, встановлюватися балансувальні вантажі.

#### 2.4.4.3 Оливна ванна підп'ятника

У оливній ванні з постійним обсягом оливи розміщується реверсивний дворядний підп'ятник і десять охолоджувачів, з'єднаних по воді у п'ять

паралельних гілок по два послідовно.

Опорний диск підп'ятника кріпиться до втулки підп'ятника, що електрично відізолювана від підшипника. Диск своєю шліфованою поверхнею спирається на сорок сегментів, розташованих у два ряди (по 20 сегментів у ряді). Сегменти підп'ятника двошарові, складаються із сталевго сегмента з фторопластовим покриттям та масивної проміжної опори.

Підп'ятник працює на самозмащенні. При обертанні диска олива засмоктується між диском та сегментами і утворює оливну плівку, що розділяє поверхні тертя. Підп'ятник має нульовий тангенціальний ексцентриситет, що викликано обертанням ротора в генераторному режимі та режимі двигуна у протилежних напрямках. Кожен сегмент через сталеву круглу опору передає навантаження на спеціальний болт зі сферичною головкою, закріплений у корпусі пружної камери. Внутрішні порожнини пружних камер мають сполучення одна з одною за допомогою товстостінних труб. Ці порожнини заповнені оливою. Ванну підп'ятника заповнено оливою та закрито кришкою з трьома рядами ущільнень. У камеру, що утворилася між верхнім і нижнім ущільненнями кришки, врізано патрубок пристрою подачі повітря підвищеного тиску.

Підп'ятник розрахований на сприйняття навантаження від маси обертових частин гідрогенератора-двигуна, насос-турбіни та реакції води.

Обсяг оливи у оливній ванні підп'ятника – 12 м<sup>3</sup>. Марка оливи – Тп-30 ДСТУ ГОСТ 9972-74 [4].

#### 2.4.4.4 Хрестовина

Хрестовина встановлюється на статор і складається з суцільнозварної центральної частини, в якій розташована оливна ванна напрямного підшипника, та дванадцяти відокремлених лап. Хрестовина є опорою для ковпака гідрогенератора-двигуна та перекриття генераторної шахти. Напрямний підшипник складається з дванадцяти сегментів, що самовирівнюються, з нульовим ексцентриситетом, що розташовані довкола втулки на валу-надставки. Поверхня тертя сегментів є бабітовою. Сегменти мають ізоляцію від підшипникових струмів. Радіальні зусилля, що сприймаються підшипником, передаються на фундамент через лапи

хрестовин та розпірні домкрати. Передбачено можливість контролю опору ізоляції підшипника без розкладання (навіть часткового) його вузлів. Кабель контролю стану ізоляції виведений на коробку приладів контролю. Для охолодження оливи в оливній ванні підшипника встановлено шість оливних охолоджувачів.

Обсяг оливи у оливній ванні підшипника – 4,5 м<sup>3</sup>. Марка оливи – Тп-30 ДСТУ ГОСТ 9972-74 [4].

#### 2.4.4.5 Система вентиляції

Охолодження активних частин гідрогенератора-двигуна здійснюється повітрям, що циркулює за замкненим циклом. Циркуляція повітря відбувається за рахунок самовентильюючої дії ротора. Більшість потрібної витрати повітря забезпечується за рахунок напірної дії спиць ротора, розпірних елементів у каналах обода, полюсів.

Охоложене повітря потрапляє до ротора двома потоками:

– один потік (основний) рухається у просторі між лапами хрестовини, огороженому зверху перекриттям шахти гідрогенератора-двигуна і знизу – верхнім повітроділюючим щитом, далі через прорізи в спицях ротора і між спицями входить у ротор;

– другий потік рухається повітроводами у фундаменті агрегату, потім уздовж нижнього повітроділюючого щита до отворів в спицях ротора і між спицями.

Холодне повітря з ротора проходить канали в ободі, охолоджує полюси і викидається у повітряний проміжок. Потім повітря через вентиляційні канали в осерді статора потрапляє в корпус статора і через повітроохолоджувачі – у камеру холодного повітря, звідки знову двома потоками прямує до ротора. Потім повітря надходить у зону лобових частин, звідки йде до повітроохолоджувачів через проміжки під натискними гребінцями. Для регулювання витрати охолоджуючого повітря через лобові частини в полицях корпусу статора є закриті отвори, які можуть відкриватися або діафрагмуватися. Розмір та кількість діафрагм визначається після вентиляційних випробувань гідрогенератора-двигуна.

Система охолодження гідрогенератора-двигуна може працювати як частково розімкнена. При відборі нагрітого повітря для обігріву машинної зали у кількості

20 м<sup>3</sup>/с у камеру гідрогенератора-двигуна подається додатково чисте холодне повітря.

#### 2.4.4.6 Система охолодження

Охолодження нагрітого повітря здійснюється технічною водою за допомогою 24 повітроохолоджувачів, які розміщені на гранях корпусу статора. Втрати тепла у підп'ятнику та напрямному підшипнику відводяться за допомогою охолоджувачів, розміщених у оливних ваннах.

#### 2.4.4.7 Система гальмування

Гідрогенератор-двигун забезпечений 20 гальмами-домкратами для механічного гальмування ротора при зупинці та підйомі його під час ревізій і ремонтів.

Гальма-домкрати поршневого типу із манжетами з оливобензостійкої гуми; гальмівні колодки виготовлено з ретинаксу. Гальма встановлено на радіальних балках перекриття шахти турбіни. Для зручності їхнього обслуговування гальмівні трубопроводи розташовано з внутрішнього боку гальм на радіальних балках перекриття.

Трубопровід подачі оливи і повітря виконано із суцільнотягнутих сталевих труб, трубопроводи зливу та дренажу оливи – із сталевих водогазопровідних труб. Для гальмування до гальм трубопроводом подачі оливи і повітря подається від станційної магістралі стиснене повітря тиском 0,6...0,8 МПа (6...8 кгс/см<sup>2</sup>), витрата стиснутого повітря близько 0,004 м<sup>3</sup>/с. До того ж, час гальмування становить близько 150 с.

Механічне гальмування починається автоматично при електричному гальмуванні при зниженні частоти обертання до 3...20 % від номінальної. Гальмування може здійснюватися також і вручну. Апаратуру гальмування розміщено у шафі, встановленій поблизу колонки регулювання насос-турбіни. Для підйому ротора до гальм-домкратів трубопроводом подачі оливи і повітря надходить олива з тиском 14,5 МПа (145 кгс/см<sup>2</sup>). Об'єм трубопроводу гальмування становить близько 0,042 м<sup>3</sup>. Олива подається від стаціонарного насоса високого

тиску. Висота підйому ротора (не більше 15 мм) контролюється колійним вимикачем, встановленим на кришці оливної ванни напрямного підшипника.

Гальма-домкрати мають гвинтові упори для утримання ротора у піднятому стані. На гальмах також встановлені колії, за допомогою яких контролюється положення гальмівних колодок. Контроль положення гальм-домкратів та обмеження підйому ротора здійснюється за допомогою кінцевих вимикачів.

Для видалення оливи із системи через трубопровід продування подається стиснене повітря.

#### 2.4.4.8 Система пожежогасіння

Гідрогенератор-двигун має водяну швидкодіючу систему пожежогасіння, що складається з двох кільцевих трубопроводів з насадними розпилювачами води, патрубків для приєднання до пожежної магістралі та пожежних сповіщувачів. Трубопроводи закріплено на кронштейнах на ділянці верхніх та нижніх лобових частин обмотки статора. Тиск води в магістралі пожежогасіння 0,3-0,7 МПа (3-7 кгс/см<sup>2</sup>), витрати води становлять 50 л/с.

#### 2.4.4.9 Апаратура контролю та управління

Контроль рівня оливи в оливних ваннах здійснюється за допомогою магнітокерованих датчиків рівня, що сигналізують про високий, нормальний і низький рівень оливи, а також показчиками рівня, врізаними у оливні ванни.

Для захисту від припинення або зменшення циркуляції охолоджувальної води на зливному трубопроводі оливоохолоджувачів підп'ятника та напрямного підшипника встановлюються витратоміри. Для контролю тиску у гальмівній системі встановлюється електроконтактний манометр.

Контроль положення гальм-домкратів та обмеження підйому ротора здійснюється за допомогою кінцевих вимикачів.

Апаратура теплового контролю дозволяє контролювати температуру в різних точках гідрогенератора-двигуна та сигналізувати про неприпустимі зміни.

Дріт від усіх приладів контролю виведено на клемні шафи термоконтролю. Розташування датчиків контролю та управління наводиться у електрогідравлічній

принциповій схемі системи охолодження, пожежогасіння та контролю параметрів гідрогенератора-двигуна.

#### 2.4.4.10 Дренажний трубопровід

Для запобігання виходу парів оливи через ущільнення оливних ванн підп'ятника та підшипника передбачено їхнє відведення у дренаж через спеціальний трубопровід. Вихід оливи через ці труби відбувається у вигляді невеликої кількості парів або окремих крапель, що сконденсувалися. Додаткова перешкода виходу парів оливи із оливних ванн утворюється за рахунок подачі повітря в ущільнення оливних ванн спеціальними трубами із зони підвищеного тиску повітря.

#### 2.4.4.11 Контактні кільця та шинопровід збудження

Контактні кільця призначено для підведення живлення до обмотки збудження ротора гідрогенератора-двигуна і встановлено на надставці валу у місці, зручному для спостереження та обслуговування щіткового апарату. Підведення струму збудження до траверси контактних кілець гідрогенератора-двигуна виконано мідними шинами, ізольованими склослюдинітовою стрічкою на епоксидному сполученні. Установку шин на лапі хрестовини виконано на ізоляційних колодках. Місця з'єднань окремих шин – ізольовані.

Траверсу зі сталевих шин зібрано на ізольованих шпильках, укріплених на фланці підставки. Щіткотримачі кріпляться на шинах траверси через овальні отвори, що дозволяють змінювати проміжок між щіткотримачами та контактними кільцями. На гідрогенераторі-двигуні використані щітки EG34D з розмірами 20x32x64 мм.

## **2.5 Математична постановка задачі термопружності та основні співвідношення математичного апарату**

Поведінка елементів конструкцій генератора описується у межах тривимірної теорії пружності в декартовій системі координат з урахуванням можливої симетрії напруженого стану.

Рівняння рівноваги в декартовій системі координат мають вигляд:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + F_x &= 0, \\
\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + F_y &= 0, \\
\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z &= 0,
\end{aligned} \tag{2.1}$$

де  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$  – нормальні та дотичні компоненти тензора напружень;

$F_x, F_y, F_z$  – масові сили.

На поверхні тіла діють поверхневі зосереджені та розподілені навантаження, проєкції яких на осі координат позначаються як  $P_x, P_y, P_z$ . Окрім поверхневого навантаження елементам конструкцій генератора можуть бути притаманні впливи стаціонарного (для низки завдань і нестаціонарного) температурного поля  $T$ , що залежить від координат, а також впливу об'ємних сил  $\vec{F}^i(F_x^i, F_y^i, F_z^i)$ , обумовлених обертанням з кутовою швидкістю  $\Omega$ .

Задача розв'язується в геометрично і фізично лінійній постановці. Це пояснюється тим, що строк експлуатації елементів конструкцій генератора може становити десятки років, і їхні деформації при експлуатаційних навантаженнях повинні знаходитися чітко у пружній зоні.

Деформації конструкцій передбачаються малими і описуються за допомогою залежностей Коші:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{du}{dx} \\ \frac{dv}{dy} \\ \frac{d\omega}{dz} \\ \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} \\ \frac{du}{dz} + \frac{d\omega}{dx} \\ \frac{dv}{dz} + \frac{d\omega}{dy} \end{array} \right\}, \tag{2.2}$$



де  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \varepsilon_{xy}, \varepsilon_{xz}, \varepsilon_{yz}$  – компоненти тензора деформацій;

$u, v, w$  – переміщення точки тіла у напрямку координатних осей  $Ox, Oy, Oz$  відповідно.

Наведемо залежність (2.2) в більш компактній матричній формі:

$$\{\varepsilon\} = \{D\}\{U\}, \quad (2.3)$$

де

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix}; \quad \{D\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \end{Bmatrix}; \quad \{U\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}$$

Зв'язок між пружними деформаціями і напруженнями задається законом Гука, який для об'ємного напруженого стану без урахування температурних деформацій має вигляд:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)], \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)], \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)], \\ \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G}, \end{aligned} \quad (2.4)$$

де  $E, \nu$  – модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона матеріалу;

$G$  – модуль зсуву,  $G = E / (2 \cdot (1 + \nu))$ .

Використовуючи (2.4), можна виразити напруження через деформації:

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \frac{E}{1+\nu} \left( \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_x \right), \\
\sigma_y &= \frac{E}{1+\nu} \left( \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_y \right), \\
\sigma_z &= \frac{E}{1+\nu} \left( \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_z \right), \\
\tau_{xy} &= G\gamma_{xy}, \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz}, \quad \tau_{xz} = G\gamma_{xz},
\end{aligned} \tag{2.5}$$

де  $\varepsilon = (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)$ .

Більшість елементів конструкцій електрогенератора працюють при відносно невисоких температурах і мають невеликий температурний градієнт, що обумовлено жорстким обмеженням на величину температури в активній зоні, яка забезпечується роботою системи вентилявання. Відтак припускається, що механічні характеристики матеріалів не повинні залежати від температури. Попри невеликі значення температур, температурні напруження у конструкціях можуть бути доволі значними, що обумовлено великими геометричними розмірами самих конструкцій.

Вплив температурних полів призводить до появи додаткових температурних деформацій:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x^T &= \alpha(T - T_0), \\
\varepsilon_y^T &= \alpha(T - T_0), \\
\varepsilon_z^T &= \alpha(T - T_0), \\
\gamma_{xy}^T &= \gamma_{xz}^T = \gamma_{yz}^T = 0,
\end{aligned} \tag{2.6}$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт лінійного температурного розширення матеріалу;

$T = T(x, y, z)$  – розподіл температури, що отримана із розв'язання задачі теплопровідності;

$T_0$  – температура, за якої в матеріалі відсутні температурні напруження.

Загальна деформація тіла складається з пружних деформацій і температурних деформацій:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \varepsilon_x^y + \varepsilon_x^T, & \varepsilon_y &= \varepsilon_y^y + \varepsilon_y^T, & \varepsilon_z &= \varepsilon_z^y + \varepsilon_z^T, \\ \gamma_{xy} &= \gamma_{xy}^y + \gamma_{xy}^T, & \gamma_{yz} &= \gamma_{yz}^y + \gamma_{yz}^T, & \gamma_{xz} &= \gamma_{xz}^y + \gamma_{xz}^T,\end{aligned}\quad (2.7)$$

де  $\varepsilon_x^y, \varepsilon_y^y, \varepsilon_z^y, \gamma_{xy}^y, \gamma_{yz}^y, \gamma_{xz}^y$  – пружні деформації.

За урахування температурних деформацій зв'язок між напруженнями і деформаціями набуває вигляду:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{E}{1+\nu} \left( \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_x \right) - \frac{E\alpha}{1-\nu} (T - T_0), \\ \sigma_y &= \frac{E}{1+\nu} \left( \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_y \right) - \frac{E\alpha}{1-\nu} (T - T_0), \\ \sigma_z &= \frac{E}{1+\nu} \left( \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_z \right) - \frac{E\alpha}{1-\nu} (T - T_0), \\ \tau_{xy} &= G\gamma_{xy}, \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz}, \quad \tau_{xz} = G\gamma_{xz}\end{aligned}\quad (2.8)$$

Уявімо (2.8) в матричній формі:

$$\{\sigma\} = [B]\{\varepsilon\} - [T], \quad (2.9)$$

де  $\{\sigma\} = \{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xz} \tau_{yz} \tau_{zy}\}^T$ ;

$$[B] = \frac{E}{1+\nu} \begin{vmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{vmatrix},$$

$$[T] = \begin{pmatrix} \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

Розв'язання крайової задачі проводиться МСЕ у переміщеннях із використанням варіаційного принципу Лагранжа:

$$\delta(\Pi - A_V - A_S) = 0, \quad (2.10)$$

де  $\Pi$  – потенційна енергія деформацій;

$A_V$  – робота об'ємних сил;

$A_S$  – робота поверхневих сил.

Потенційна енергія деформацій визначається за формулою:

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2} \iiint_V & [\sigma_x(\varepsilon_x - \varepsilon_x^T) + \sigma_y(\varepsilon_y - \varepsilon_y^T) + \sigma_z(\varepsilon_z - \varepsilon_z^T) + \\ & + \tau_{xy}(\gamma_{xy} - \gamma_{xy}^T) + \tau_{xz}(\gamma_{xz} - \gamma_{xz}^T) + \tau_{yz}(\gamma_{yz} - \gamma_{yz}^T)] dV, \end{aligned} \quad (2.11)$$

Робота об'ємних сил задається виразом:

$$A_V = A_m + A_\Omega = \iiint_V [F_x u + F_y v + F_z w] dV + \iiint_V [F_x^i u + F_y^i v + F_z^i w] dV, \quad (2.12)$$

де  $A_m$  – робота масових сил,  $\vec{F} = \rho \vec{g}$  ( $g$  – прискорення вільного падіння);

$A_\Omega$  – робота сил інерції,  $\vec{F}^i = \rho \vec{r} \Omega^2$ , що виникає внаслідок обертання вузла довкола осі з кутовою швидкістю  $\Omega$  ( $\vec{r}$  – радіус-вектор, що задає відстань від осі обертання до довільної точки тіла).

Роботу поверхневих сил можна записати у вигляді:

$$A_S = \iint_S [P_x u + P_y v + P_z w] dS. \quad (2.13)$$

Одним із визначальних моментів при розв'язанні задач МСЕ є вибір скінченного елемента. Як базові скінченні елементи використовуються два типи тетраедрів (рис. 2.5) з різною апроксимацією переміщень усередині елемента. Перший тетраедр має вузли на вершинах (рис. 2.5, а) і заснований на лінійній апроксимації переміщень усередині елемента, а другий (косокутний тетраедр) має вузли на вершинах елемента і посередині його ребер, він базується на квадратичній апроксимації переміщень усередині елемента (рис. 2.5, б).

Косокутний тетраедр дозволяє більш точно описувати геометрію і процес деформування об'єкту, що досліджується, однак має 10 внутрішніх вузлів і містить 30 невідомих величин, що практично у три рази перевищує кількість невідомих для звичайного тетраедра з чотирма вузлами і відповідно з 12 шуканими величинами.

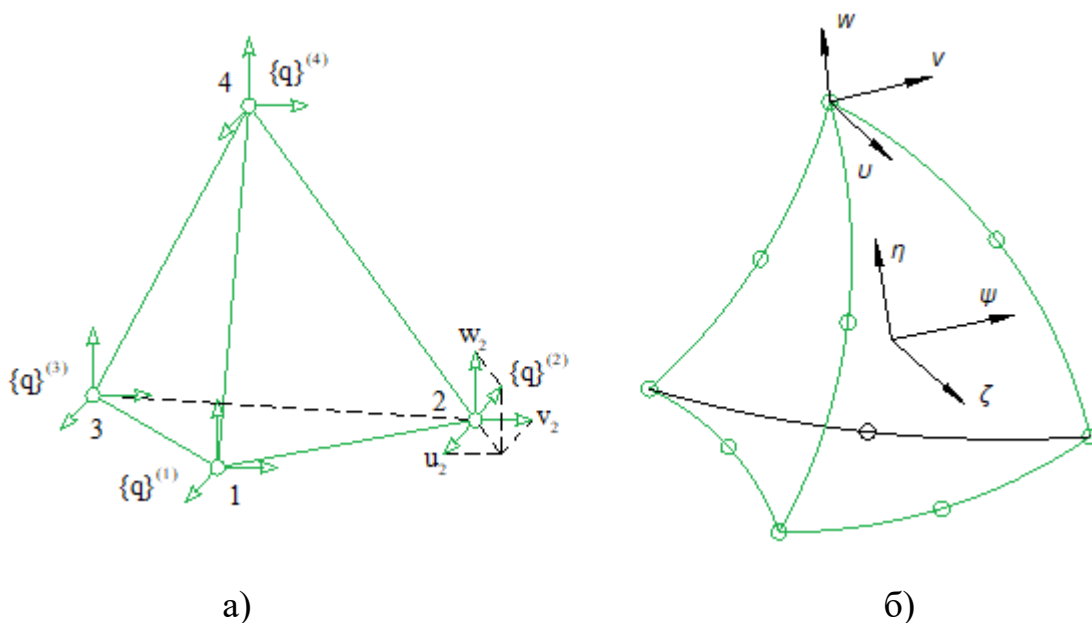


Рис. 2.5 – Скінченний елемент у вигляді тетраедра

Тому для якісного дослідження параметрів НДС буде використовуватися класичний тетраедр, а для більш точних, остаточних розрахунків, застосовуватися косокутний. У SolidWorks, який застосовується для розв'язання всіх задач, це скінченні елементи "TETRA4" і "TETRA10" відповідно [5].

Для кожного скінченного елемента вводиться місцева прямокутна система координат  $O\zeta\psi\eta$ .

Нижче стисло викладено загальний механізм побудови розв'язуючих рівнянь для випадку тетраедра з вузлами на його вершинах. Для косокутного тетраедра він має аналогічний характер, тому тут докладно не наводиться.

Вектор-стовпець вузлових переміщень  $i$ -го елемента з чотирма вузлами має вигляд:

$$\{q\}_i = \left\{ \{q\}_i^{(1)}, \{q\}_i^{(2)}, \{q\}_i^{(3)}, \{q\}_i^{(4)} \right\}^T, \quad (2.14)$$

де  $\{q\}_i^{(k)}$  – вектор переміщень  $k$ -ого вузла в  $i$ -м елементі.

Кожен вектор переміщень може бути записаний через його проєкції на осі координат:

$$\{q\}_i^{(k)} = \begin{Bmatrix} u_{ik} \\ v_{ik} \\ \omega_{ik} \end{Bmatrix} \quad (2.15)$$

Аналогічну структуру має і вектор вузлових сил:

$$\{R\}_i = \left\{ \{R\}_i^{(1)}, \{R\}_i^{(2)}, \{R\}_i^{(3)}, \{R\}_i^{(4)} \right\}^T, \quad (2.16)$$

де  $\{R\}_i^{(k)} = \left\{ R_1^{(k)}, R_2^{(k)}, R_3^{(k)} \right\}^T$

Закон зміни переміщень  $u$ ,  $v$  і  $w$  зоною елемента приймається у вигляді лінійних функцій координат, тобто:

$$u = a_0 + a_1\zeta + a_2\psi + a_3\eta, \quad (2.17)$$

$$v = b_0 + b_1\zeta + b_2\psi + b_3\eta, \quad (2.18)$$

$$w = c_0 + c_1\zeta + c_2\psi + c_3\eta, \quad (2.19)$$

де  $a_l, b_l, c_l$  – шукані коефіцієнти, які можуть бути визначені через вузлові переміщення.

Далі розглядається визначення цих коефіцієнтів. Вирази (2.17) – (2.19) справедливі всюди всередині елемента, зокрема і у вузлах елемента. Це дозволяє записати систему рівнянь щодо коефіцієнтів. Так для знаходження групи коефіцієнтів  $a_l$  формується система, що складається з чотирьох лінійних неоднорідних рівнянь:

$$\begin{aligned} u_1 &= u(\zeta_1, \psi_1, \eta_1) = a_0 + a_1 \zeta_1 + a_2 \psi_1 + a_3 \eta_1, \\ u_2 &= u(\zeta_2, \psi_2, \eta_2) = a_0 + a_1 \zeta_2 + a_2 \psi_2 + a_3 \eta_2, \\ u_3 &= u(\zeta_3, \psi_3, \eta_3) = a_0 + a_1 \zeta_3 + a_2 \psi_3 + a_3 \eta_3, \\ u_4 &= u(\zeta_4, \psi_4, \eta_4) = a_0 + a_1 \zeta_4 + a_2 \psi_4 + a_3 \eta_4 \end{aligned} \quad (2.20)$$

Розв'язуючи систему рівнянь методом Крамера, можна визначити величини  $a_0, a_1, a_2$  і  $a_3$ :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{\begin{vmatrix} u_1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ u_2 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ u_3 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ u_4 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, & a_1 &= \frac{\begin{vmatrix} 1 & u_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & u_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & u_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & u_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, \\ a_2 &= \frac{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & u_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & u_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & u_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & u_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, & a_3 &= \frac{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & u_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & u_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & u_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & u_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, \end{aligned} \quad (2.21)$$

Знаменник у формулах для коефіцієнтів (детермінант вихідної системи) дорівнює:

$$6V = \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}, \quad (2.22)$$

де  $V$  – об’єм елементарного тетраедра.

Після підстановки значень знайдених коефіцієнтів (2.21) у вираз (2.8), отримується загальний вигляд залежності для переміщень у тетраедрі. Використовуючи елементарні перетворення, що засновані на розкладанні детермінантів за стовпцями, які містять вузлові переміщення, одержується явний вигляд залежності переміщень від вузлових переміщень:

$$u = \frac{1}{6V} \left\{ \begin{matrix} d_1 + e_1 \zeta + f_1 \psi + p_1 \eta; & d_2 + e_2 \zeta + f_2 \psi + p_2 \eta; \\ d_3 + e_3 \zeta + f_3 \psi + p_3 \eta; & d_4 + e_4 \zeta + f_4 \psi + p_4 \eta; \end{matrix} \right\} \times \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix}, \quad (2.23)$$

де

$$\begin{aligned} d_1 &= \begin{vmatrix} \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & e_1 &= - \begin{vmatrix} 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \\ f_1 &= \begin{vmatrix} 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & p_1 &= - \begin{vmatrix} 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}, \\ d_2 &= - \begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & e_2 &= \begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \\ f_2 &= - \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & p_2 &= \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}, \\ d_3 &= \begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & e_3 &= - \begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
f_3 &= \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & p_3 &= - \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}, \\
d_4 &= - \begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \end{vmatrix}; & e_4 &= \begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \end{vmatrix}; \\
f_4 &= - \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \end{vmatrix}; & p_1 &= \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \end{vmatrix}
\end{aligned} \tag{2.24}$$

В результаті зв'язок переміщень  $u$  всередині скінченного елемента через переміщення  $\begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix}$  його вузлових точок може бути представлений у вигляді:

$$u = \frac{1}{6V} \{ \sum_{k=1}^4 d_k; \quad \zeta \sum_{k=1}^4 e_k; \quad \psi \sum_{k=1}^4 f_k; \quad \eta \sum_{k=1}^4 p_k \} \times \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix} \tag{2.25}$$

Аналогічно знаходять залежності і для параметрів  $b_l, c_l$  у рівняннях (2.18) та (2.19).

Враховуючи вищезазначене, встановлюється залежність усіх компонент переміщень для точок, розташованих усередині елемента, через переміщення вузлів тетраедра:

$$\{u\} = [C]\{q\}_i = [[C]^{(1)}[C]^{(2)} \dots [C]^{(k)} \dots [C]^{(n)}]\{q\}_i, \tag{2.26}$$

де  $\{u\} = \{u(\zeta, \psi, \eta), v(\zeta, \psi, \eta), w(\zeta, \psi, \eta)\}$  – вектор переміщень.

Матриця інтерполяційних або координатних функцій для тетраедра матиме чотири блоки за числом вузлів:

$$[C] = [[C]^{(1)}[C]^{(2)}[C]^{(3)}[C]^{(4)}], \quad (2.27)$$

кожен з яких дорівнює:

$$[C]^{(k)} = E_3 C_k(x, y, z), \quad (2.28)$$

де  $E_3$  – одинична матриця третього порядку.

В результаті можуть бути визначені деформації в тетраедрі:

$$\{\varepsilon\} = [D][C]\{q\}^e, \quad (2.29)$$

де  $\{q\} = \{u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, u_3, v_3, w_3, u_4, v_4, w_4\}^T$  – вектор переміщень вузлів елемента.

Позначимо:

$$[M] = [D][C], \quad (2.30)$$

де  $[M]$  – матриця деформацій, яка через блочну структуру вектора  $\{q\}_j$  – також блочна:

$$[M] = [[M]^{(1)}[M]^{(2)} \dots [M]^{(k)} \dots [M]^{(n)}], \quad [M]^k = [D][C]^{(k)} \quad (2.31)$$

Помноживши вираз (2.21) на матрицю жорсткості, отримується вектор напружень:

$$\{\sigma\} = [B][D][C]\{q\}^e, \quad (2.32)$$

де  $B$  – матриця пружності.

В результаті може бути записаний зв'язок між векторами сил (2.14) і переміщень у вузлах (2.16):

$$\{R\}_i = [K]_i \{q\}_i, \quad (2.33)$$

де  $[K]_i$  – матриця жорсткості, яка має блочну структуру:

$$[K]_i = \begin{bmatrix} [K]_{i1}^{(1)} & [K]_{i1}^{(2)} & [K]_{i1}^{(3)} & [K]_{i1}^{(4)} \\ [K]_{i2}^{(1)} & [K]_{i2}^{(2)} & [K]_{i2}^{(3)} & [K]_{i2}^{(4)} \\ [K]_{i3}^{(1)} & [K]_{i3}^{(2)} & [K]_{i3}^{(3)} & [K]_{i3}^{(4)} \\ [K]_{i4}^{(1)} & [K]_{i4}^{(2)} & [K]_{i4}^{(3)} & [K]_{i4}^{(4)} \end{bmatrix}, \quad (2.34)$$

а типовий блок визначається за формулою:

$$[K]_{ij}^{(k)} = \iiint_{V_i} ([M]^{(j)})^T [D] [M]^{(k)} dV \quad (2.35)$$

Розподілені об'ємні сили, вектор-стовпець яких  $\{F_V\} = \{X_V Y_V Z_V\}$ , приводяться до еквівалентних вузлових сил, вектор яких має блочну структуру  $\{P_V\}_i = \{\{P_V\}_i^{(1)} \{P_V\}_i^{(2)} \{P_V\}_i^{(3)} \{P_V\}_i^{(4)}\}$ , причому кожен блок містить компоненти уздовж осей  $x, y, z$  і дорівнює  $\{P_V\}_i^{(k)} = \{P_{1V}^{(k)} P_{2V}^{(k)} P_{3V}^{(k)}\}$ . Вочевидь, маємо  $\{P_V\}_i^{(k)} = \iiint_{V_i} C_k(x, y, z) \{G_V\} dx dy dz$ .

У результаті одержуємо систему розв'язуючих рівнянь МСЕ:

$$[A] \{q\} = \{F\}, \quad (2.36)$$

де  $\{A\}$  – матриця жорсткості розмірністю  $12 \times 12$ ;

$\{F\}$  – вектор-стовпчик, що залежить від зовнішніх навантажень.

Повна система розв'язуючих рівнянь отримується підсумовуванням відповідних коефіцієнтів систем рівнянь окремих елементів. Матриця жорсткості є симетричною і в загальному випадку має стрічкову структуру.

Аналогічно, але дещо більш складним чином, формулюється задача при використанні квадратичної апроксимації поля переміщень. У цьому випадку:

$$u = a_0 + a_1\zeta + a_2\psi + a_3\eta + a_4\zeta^2 + a_5\zeta\psi + a_6\zeta\eta + a_7\psi^2 + a_8\psi\eta + a_9\psi^2, \quad (2.37)$$

$$v = b_0 + b_1\zeta + b_2\psi + b_3\eta + b_4\zeta^2 + b_5\zeta\psi + b_6\zeta\eta + b_7\psi^2 + b_8\psi\eta + b_9\psi^2, \quad (2.38)$$

$$w = c_0 + c_1\zeta + c_2\psi + c_3\eta + c_4\zeta^2 + c_5\zeta\psi + c_6\zeta\eta + c_7\psi^2 + c_8\psi\eta + c_9\psi^2 \quad (2.39)$$

В результаті для тетраедра з 10 вузлами формується система виду (2.36) з 30 алгебраїчних рівнянь для кожного скінченного елемента.

## 2.6 Постановка задачі нестационарної теплопровідності

Задля розв'язання задачі про визначення термонапруженого стану деталей і вузлів генератора, яку було викладено раніше, необхідно визначити температурні поля, які виникають в елементах конструкцій під час їхньої експлуатації. До того ж, згідно з вимогами ДСТУ ГОСТ 533-2000 [6] розв'язання задачі має виконуватись для сталого режиму.

Задача теплопровідності для деталей і вузлів генератора розв'язується у тривимірній постановці.

У більшості задач, пов'язаних з генераторами, є відомими або поверхнева температура (максимальна величина якої обмежується відповідними вимогами до електромашин), або співвідношення теплообміну між тілом і навколишнім середовищем як результат розв'язання вентиляційної задачі. Тому далі застосовуються два типи граничних умов для температурної задачі: першого і третього роду.

Граничні умови першого роду. На поверхні тіла задається розподіл температури для кожного моменту часу:

$$t_0 = f(x, y, z, \tau), \quad (2.40)$$

де  $t_0$  – температура на поверхні тіла;

$x, y, z$  – координати поверхні тіла.

Коли температура на поверхні є постійною протягом усього часу протікання процесу теплообміну, рівняння (2.40) спрощується і набуває вигляду  $t_0 = \text{const}$ .

Граничні умови третього роду. На поверхні тіла задаються температура навколишнього середовища  $t_{nc}$  та граничні умови теплообміну між поверхнею тіла та навколишнім середовищем. Для опису процесу теплообміну між поверхнею тіла і середовищем використовується закон Ньютона – Ріхмана.

Згідно з цим законом, кількість теплоти, що віддається одиницею поверхні тіла за одиницю часу, пропорційна різниці температур поверхні тіла  $t_0$  і навколишнього середовища  $t_{nc}$  ( $t_0 > t_{nc}$ ):

$$q = \alpha(t_0 - t_{nc}), \quad (2.41)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт пропорційності, що називається коефіцієнтом тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Відповідно до закону збереження енергії, кількість тепла, що відводиться з одиниці поверхні за одиницю часу внаслідок тепловіддачі, має дорівнювати теплу, що підводиться до одиниці поверхні за одиницю часу внаслідок теплопровідності з внутрішніх обсягів тіла, тобто:

$$\alpha(t_0 - t_{nc}) = -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right)_0, \quad (2.42)$$

де  $n$  – нормаль до поверхні тіла; індекс "0" вказує на те, що температура і градієнт відносяться до поверхні тіла (при  $n=0$ ).

Остаточно граничну умову третього роду можна записати у вигляді:

$$\left( \frac{\partial t}{\partial n} \right)_0 = -\frac{\alpha}{\lambda}(t_0 - t_{nc}), \quad (2.43)$$

що, по суті, є законом збереження енергії для поверхні тіла.

Задача розв'язується МСЕ, використовуючи варіаційне рівняння теплового балансу, аналогічно з викладеним раніше для випадку термонапруженого стану. Також, як і у попередньому випадку, використовується скінченний елемент у вигляді тетраедра з лінійною або квадратичною апроксимацією всередині елемента.

Система рівнянь теплопровідності виходить з варіаційного рівняння теплового балансу:

$$\delta[X(T)] = \delta \left[ \frac{1}{2} \iiint_V \left\{ k \left( \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right) - 2QT + 2\rho cT \frac{\partial T}{\partial t} \right\} dV + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \iint_S \alpha [T - T_{\text{рід.}}] dS \right] = 0, \quad (2.44)$$

де  $T=T(x, y, z, t)$  – температура вузлів елементів;

$T_{\text{рід.}}$  – температура рідини;

$\rho$  – густина;

$c$  – теплоємність матеріалу;

$Q(x, y, z, t)$  – питома потужність внутрішнього джерела тепла;

$t$  – час.

Підставляючи лінійну або квадратичну залежність для поля температур у скінченному елементі, виражену через температури у вузлах, і варіюючи всіма невизначеними параметрами, отримується система розв'язуючих рівнянь МСЕ.

Вектор-стовпець вузлових температур  $i$ -го елемента з чотирма вузлами має вигляд:

$$\{T\}_i = \{T_i^{(1)}, T_i^{(2)}, T_i^{(3)}, T_i^{(4)}\} \quad (2.45)$$

Закон зміни температури у межах області елемента приймаємо у вигляді лінійних функцій координат, тобто:

$$T = a_0 + a_1\zeta + a_2\psi + a_3\eta \quad (2.46)$$

У результаті зв'язок температури  $u$  всередині скінченного елемента через температури  $\{T_1, T_2, T_3, T_4\}$  його вузлових точок може бути представлений у вигляді:

$$T = \frac{1}{6V} \{ \sum_{k=1}^4 d_k; \quad \zeta \sum_{k=1}^4 e_k; \quad \psi \sum_{k=1}^4 f_k; \quad \eta \sum_{k=1}^4 p_k \} \times \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{Bmatrix} \quad (2.47)$$

Підставляючи отриману залежність для поля температур у скінченному елементі у варіаційний принцип і варіюючи всіма невизначеними параметрами, отримується система розв'язуючих рівнянь МСЕ для задачі теплопровідності:

$$[B]\{T_i\} = \{b_i\}, \quad (2.48)$$

де  $\{T_i\}$  – вектор-стовпець температур у вузлах і правих частин відповідно.

Повна система розв'язуючих рівнянь МСЕ виходить підсумовуванням відповідних коефіцієнтів систем рівнянь окремих елементів. Розв'язання цієї системи дозволяє отримати значення вузлових температур, які потім передаватимуться в задачу визначення термонапруженого стану.

## 2.7 Висновки до другого розділу

Досліджено науковий стан існуючих методологій та алгоритмів розрахунку міцності деталей та вузлів гідрогенераторів. Показано, що існуючий математичний апарат дозволяє виконувати обчислення міцності. Наявна база скінчених елементів дозволяє з достатньо високою точністю отримати картину технічного стану елементів конструкції. Зазначено, що для подальшого обчислення НДС конструкції необхідно додати нові граничні та початкові умови в частинах виключення можливих симетричних геометричних обмежень при несиметричних навантаженнях.

Представлено загальну методологію міцнісного розрахунку вузлів і деталей гідрогенераторів великої потужності, яка враховує особливості роботи генератора

і заснована на розв'язанні комплексу задач – термопружності, теплопровідності і газодинаміки – у межах єдиної методології, що пропонується. Задача припускається незв'язаною, і через це засновується на послідовному розв'язанні рівнянь з їхнім ітераційним уточненням. Розв'язання задач було здійснено у програмному комплексі SolidWorks Simulation.

Були отримані з варіаційних принципів визначальні рівняння із використанням методів скінчених елементів. Для розв'язання задач теплопровідності та термопружності було застосовано скінченний елемент у вигляді тетраедра з лінійною і квадратичною апроксимацією шуканих величин. Завдання термопружності сформульовано в геометрично і фізично лінійній постановці.

## 2.8 Література до другого розділу

1. ДСТУ EN IEC 60034-33:2022 Машини електричні обертові. Частина 33. Синхронні гідрогенератори, охоплюючи мотор-генератори. Особливі вимоги. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=102789](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=102789)
2. ДСТУ EN 60085:2022 Ізоляція електрична. Оцінювання нагрівостійкості та літерні позначки. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=101733](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=101733)
3. ДСТУ EN ISO 3677:2019 Матеріали присадні для паяння м'яким і твердим припоєм. Позначення. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=88876](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=88876)
4. ДСТУ ГОСТ 9972-74 Масла нафтові турбінні з присадками. Технічні умови. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=97259](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=97259)
5. J. Ed Akin. Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks. New Jersey; London; Singapore; Beijing; Shanghai; Hong Kong; Taipei; Chennai: World Scientific, 2009, 303 p. ISBN: 978-981-4313-01-8



6. ДСТУ ГОСТ 533-2000 Машини електричні обертові.  
Турбогенератори. Загальні технічні умови. Режим доступу:  
[https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=70225](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=70225)

## РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ ГІДРОГЕНЕРАТОРА

Характерною особливістю конструкції вертикального гідрогенератора є наявність опорного підшипника, призначеного для сприйняття осьових навантажень – підп'ятника. На підп'ятник діє осьове навантаження від ваги обертових частин гідрогенератора і гідротурбіни, а також від осьової реакції води на лопатях робочого колеса гідротурбіни. У великих агрегатах зусилля на підп'ятник може досягати 2500 – 3000 т. Так під час роботи гідроагрегату потужністю 330 МВт в генераторному режимі під час пуску осьове навантаження на підп'ятник від маси обертальних частин насос-турбіни і реакції води досягає 300 т/с, а сумарне осьове навантаження від тиску води і обертових частин гідроагрегату на номінальному режимі – 2300 т/с.

Ці зусилля підп'ятник передає від валу на вантажонесучу або опорну хрестовину, а потім через корпус статора – на фундамент. Для агрегатів великої потужності найбільш розповсюджені два типи підп'ятників: на регульованих гвинтових опорах і на гідравлічних опорах. Кожен з них має свої переваги і недоліки.

### **3.1 Особливості конструкцій та причини виникнення дефектів підп'ятників**

На рис. 3.1 наведено конструкцію підп'ятника на регульованих гвинтових опорах. Підп'ятник розташовується у оливній ванні, що має водяні оливоохолоджувачі. Рухома частина опорної конструкції складається зі ступиці, яка насаджується на верхній кінець валу, і кільця, в яке вставляються сегменти. Нижня частина ступиці забезпечена диском з полірованою поверхнею – дзеркалом підп'ятника. Все вертикальне навантаження передається через дзеркало підп'ятника на сегменти. Сегменти підп'ятника розташовані в один або два ряди на стільці підп'ятника, що сприймає навантаження. Сталевий сегмент складається з тіла сегмента і подушки, покритої шаром антифрикційного матеріалу – бабіту або

фторопласта. Сегмент спирається на тарілку (опору сегмента), яка підпирається сферичними головками болтів, чим забезпечується їхнє самовирівнювання під час роботи. Для запобігання провороту, сегменти утримуються спеціальними радіальними упорами.

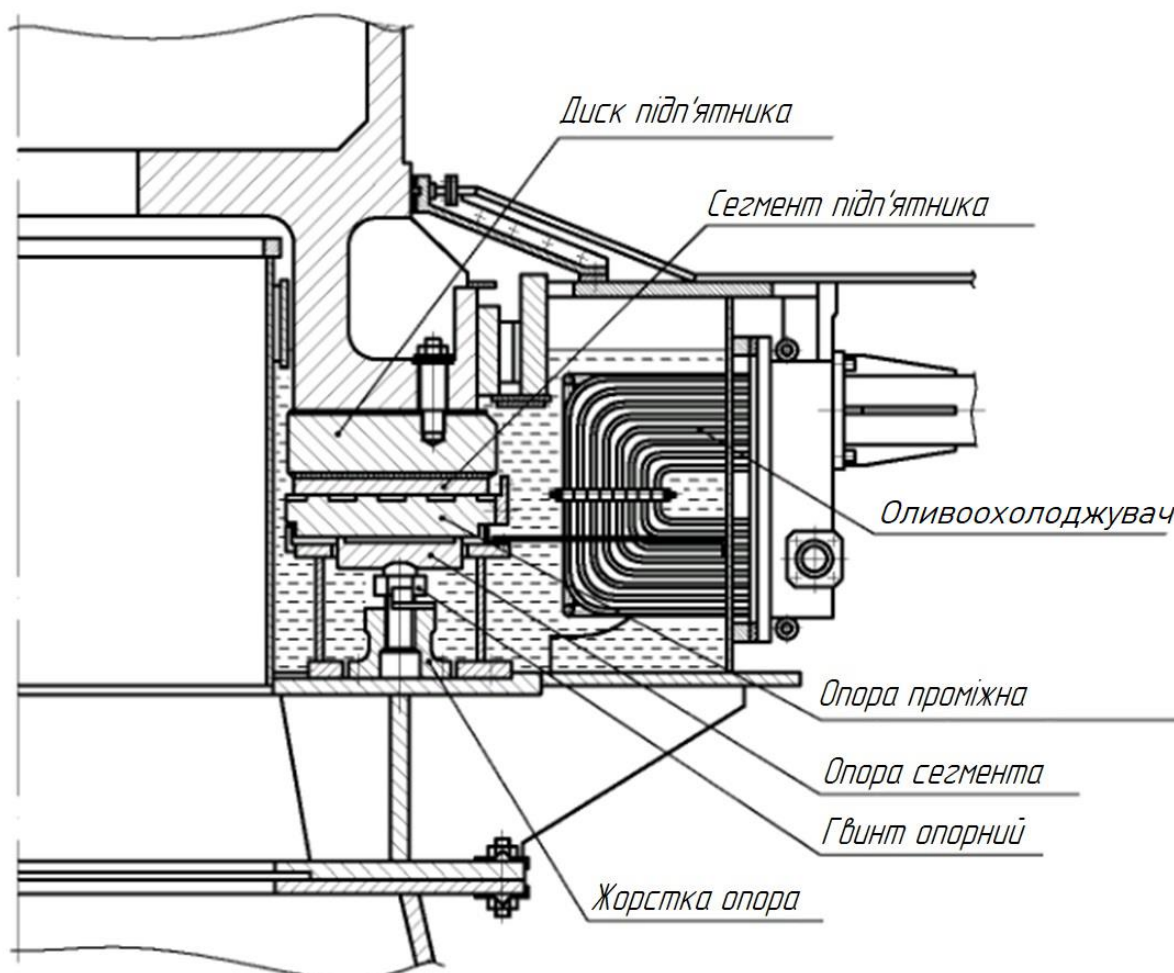


Рис. 3.1 – Загальна конструкція підп'ятника на регульованих гвинтових опорах

Оливний клин створюється при певній швидкості обертання агрегату, на яку і розрахована вся конструкція підп'ятника, тому тривалі обертання агрегату при кількості обертів нижчій за номінальну є небажаними. Найбільш небезпечними для агрегату є пуски та зупини. Для зменшення тертя у підп'ятнику на етапах пусків та зупинів на деяких генераторах передбачена додаткова подача оливи під тиском через отвори в сегментах. Для агрегатів великої потужності допускається підйом

ротора на гальмах перед запуском агрегату, якщо перед цим його зупин тривав понад визначений термін.

Основними причинами пошкодження підп'ятників є мікронерівності. Вони є окремими виступами і западинами з відстанню між ними у сотні міліметрів, що розташовані на дзеркальній поверхні диска у напрямку обертання. При обертанні ротора ці виступи і западини призводять до появи додаткових періодичних навантажень, що діють на сегмент. Причинами появи мікронерівностей є конструктивні дефекти і особливості: скажімо, тонке днище втулки підп'ятника під навантаженням прогинається між ребрами втулки, викликаючи появу виступів і западин на прикріпленому до нього диску підп'ятника; залишкові деформації втулки підп'ятника в результаті гарячої посадки її на вал, що після приєднання до неї диска спричиняє нерівність на його дзеркальній поверхні; залишкові деформації диска, що з'явилися у процесі експлуатації або при монтажі; руйнування прокладок, встановлених між диском і втулкою.

Крім цього, мікронерівності призводять до погіршення умов роботи підп'ятника при пусках і зупинах. Під час пусків ускладнюється і сповільнюється утворення оливної плівки, що розподіляється по поверхні тертя. Під час аварійних зупинів відбувається порушення оливної плівки, в результаті чого подовжується процес безпосереднього контакту поверхонь тертя, з'являються натири на сегментах, а потім відбувається підплавлення бабітової поверхні сегментів, і підп'ятник втрачає працездатність.

Велике значення для надійної експлуатації підп'ятника має також рівномірний розподіл навантаження на всі сегменти. На рис. 3.2. наведено елемент конструкції підп'ятника на регульованих гвинтових опорах, що включає сегмент 1 з бабітовим шаром 2, навантажений дзеркалом 3 й встановлений на гвинтовий опорі 4, що стоїть на стільці 5 опори підп'ятника. Гайкою гвинтової опори здійснюється регулювання сегмента за висотою для забезпечення рівномірного навантаження всіх сегментів.

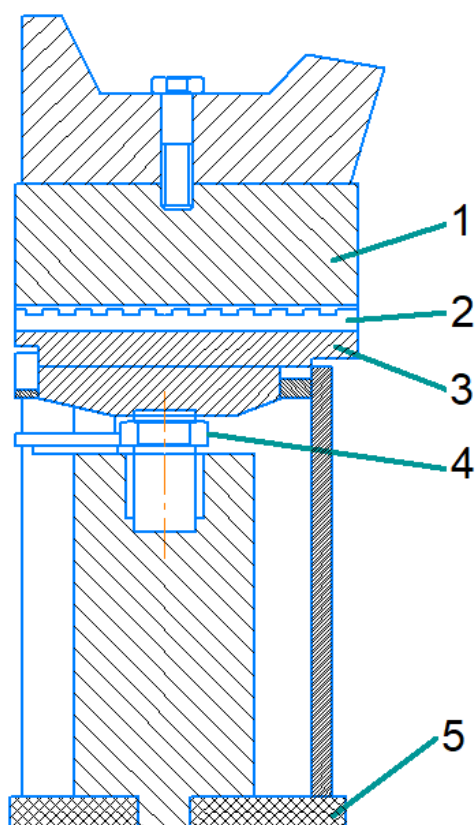


Рис. 3.2 – Конструкція підп'ятника на регульованих гвинтових опорах

Навантаження сегмента контролюється за його прогином. При оцінці прогинів використовуються мікрометри або тензометрування конструкції. За допомогою останнього то вдається досягти більш рівномірного розподілу навантаження на сегменти.

Регулюванням гвинтових опор здійснюється балансування підп'ятника. Гвинтова опора є найбільш навантаженою частиною підп'ятника, що є недоліком цієї конструкції. Крім цього, істотним недоліком жорсткого підп'ятника є трудомісткість і складність балансування. В результаті балансування, відмінність навантаження за сегментами становить  $\pm 5-10\%$ , залежно від застосованого методу вимірювання деформацій.

Ці недоліки вдалося частково подолати в конструкції підп'ятника на гідравлічній опорі. В ній (рис. 3.3) сегмент спирається на потужний сталевий сильфон – пружну посудину, наповнену оливою. Сильфони усіх сегментів пов'язані між собою трубопроводами, що забезпечують однаковий тиск в усіх сильфонах, і тим самим – однакове навантаження всіх сегментів.

Основною причиною пошкодження камер під'ятника на гідравлічній опорі є розгерметизація камер, при цьому під'ятник з гідравлічного з автоматичним вирівнюванням навантаження між сегментами перетворюється на під'ятник на жорстких опорах. Це супроводжується значним розрегулюванням навантаження на сегменти. При появі тріщин у пружній камері проводиться її заміна із подальшим заповненням усієї системи оливою.

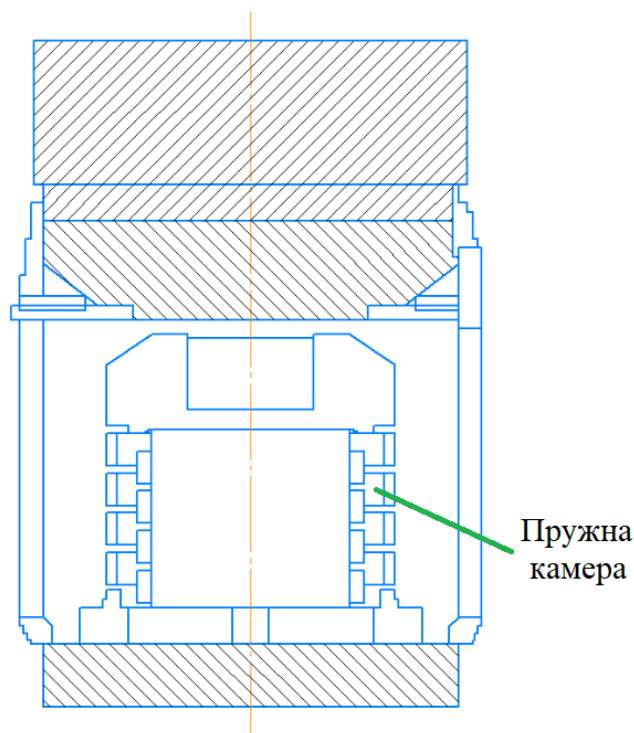


Рис. 3.3 – Конструкція під'ятника на гідравлічній опорі

На рис. 3.4. наведено схему розвитку згаданого вище дефекту під'ятника на гідравлічній опорі. Причинами дефекту (їх показано на 1-му і 2-му тимчасових рівнях) є підвищені пульсації у під'ятнику або дефекти виготовлення. У тимчасових рівнях 3–7 показано подальший розвиток аварійної ситуації.

Значущою характеристикою сегмента є рівень питомого навантаження, що припадає на один сегмент. Збільшення потужності генераторів, а звідси і осьових навантажень на під'ятник, вимагає збільшення геометричних розмірів сегментів і міцності їхніх конструкцій, що у деяких випадках неабияк складно здійснити.



Рис. 3.4 – Схема розвитку дефектів пружних камер підп'ятника

Створення підп'ятників із дворядним розташуванням сегментів дозволило зберегти потрібний рівень питомого навантаження без збільшення розміру сегментів. У дворядній конструкції підп'ятника є два кільцевих ряди сегментів, і навантаження через ступицю і диск передається на обидва ряди сегментів.

На рис. 3.5. зображено конструкції однорядних підп'ятників виробництва «Waukesha Bearings» і «Itaipu Power Plant».

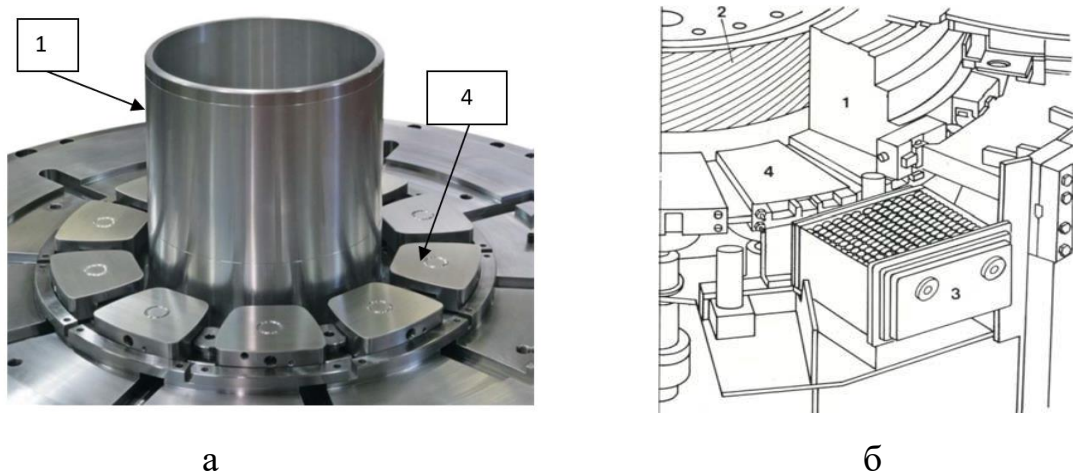


Рис. 3.5 – Підп'ятники: а – Waukesha Bearings; б – Itaipu Power Plant: 1 – опорна втулка (юбка), 2 – вал гідроагрегату, 3 – охолоджувач, 4 – опорний сегмент.

На рис. 3.6. подано дворядний підп'ятник на жорстких гвинтових опорах гідрогенератора великої потужності. У таблиці 3.1. наведено основні параметри підп'ятника гідрогенератора потужністю 640 МВт з частотою обертання валу 142,8 об/хв.

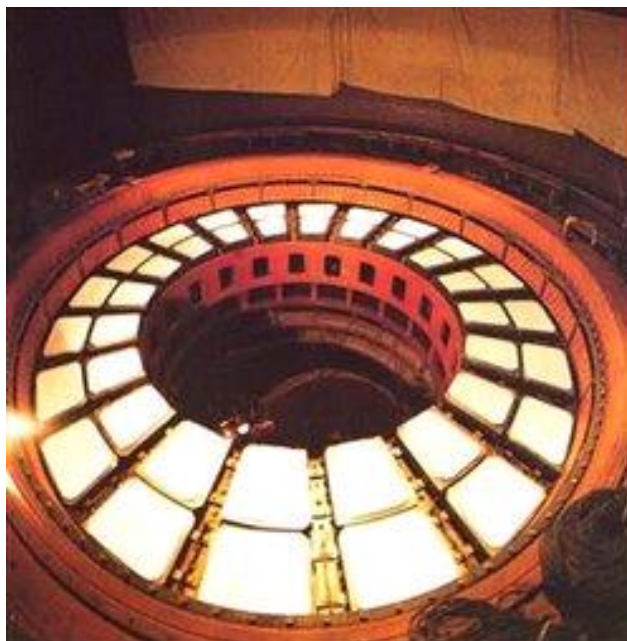


Рис. 3.6 – Дворядний підп'ятник на жорстких гвинтових опорах

Таблиця 3.1

Основні параметри підп'ятника гідрогенератора потужністю 640 МВт

Параметр	Значення
Кількість сегментів, од.	40
Загальне навантаження на сегменти, т	3250
Питоме навантаження на сегменти внутрішнього ряду, кг/см <sup>2</sup>	51,3
Питоме навантаження на сегменти зовнішнього ряду, кг/см <sup>2</sup>	47,9
Розрахункова швидкість тертя диска внутрішнього ряду, м/с	23,8
Розрахункова швидкість тертя диска зовнішнього ряду, м/с	31,1

АТ "Українські енергетичні машини" для виготовлення генераторів застосовують усі різновиди підп'ятників: одно- і дворядні, жорсткі і гідравлічні, залежно від потужності агрегату, що проектується. Для генераторів великої



потужності застосовуються дворядні підп'ятники, які дозволяють забезпечити надійну роботу вузла підп'ятника з навантаженнями понад 300 тонн.

### 3.2 Постановка задачі

Розробка методів розрахунку міцності елементів конструкцій та вузлів для генераторів великої і граничної потужності вимагає проведення дослідження НДС дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типу. Для вирішення цієї задачі візьмемо підп'ятники, що застосовуються при виробництві гідрогенераторів-двигунів великої потужності АТ "Українські енергетичні машини".

Конструкція підп'ятника не повинна допускати підвищених нагрівів, вібрацій, розбризкування оливи і потрапляння її до вентиляційного тракту за усіх режимів роботи, включно пуски і зупини, а також роботу при максимальній угонній частоті обертання.

Вертикальна вібрація підставки підп'ятника (подвійна амплітуда) не мусить перевищувати 0,15 мм.

Сегменти підп'ятника виконуються з еластичними металопластмасовими накладками (з фторопластовим покриттям). До того ж, питомий тиск на сегменти підп'ятника обмежуються 6 МПа. Конструкція забезпечує рівномірний розподіл навантаження на сегменти з допуском  $\pm 10\%$ .

Підп'ятник розташовується у оливній ванні, яка захищена від потрапляння води, і є самозмащувальним. Для його змащення використовується олива марки ТП-30 за ДСТУ ГОСТ 9972-74 [1] (або її аналоги). Вона охолоджується водою, що циркулює через оливоохолоджувачі, які розміщені у оливній ванні до температур, що відповідають встановленим нормам.

Підп'ятник забезпечує надійну роботу в обох напрямках обертання гідроагрегату, а також пуск гідрогенератора після його тривалого простою без застосування спеціальних заходів.

### 3.3 Дослідження НДС під'ятника жорсткого типу

Розглядається жорсткий дворядний під'ятник Кременчуцької ГЕС виробництва АТ "Українські енергетичні машини".

Досліджуються механічні напруження у внутрішній та зовнішній камерах дворядного під'ятника, в опорних тарілках і опорних болтах. Розрахунок проводиться аналітично з використанням класичного двовимірного підходу, а також чисельного – для більш точної тривимірної постановки задачі. Розв'язання тривимірної задачі отримано за методикою, що викладена у розділі 2, і реалізована у комплексі SolidWorks Simulation. Розрахунок проводиться для номінального режиму роботи генератора, коли осьове навантаження на під'ятник має значення  $P=1150\text{т}$ . Під'ятник має 16 сегментів.

Як розрахунковий матеріал використовуються Сталь 40ХН або Сталь 34CrMo4 ДСТУ 7809:2015 [2]. Вимоги до механічних характеристик матеріалів регламентується нормативно-технічною документацією України та Євросоюзу. Наявність внутрішніх дефектів при ультразвуковій діагностиці також регламентується. Макроструктура сталі – сорбіт. Слід зазначити, що наявність малих неметалевих включень у структуру сталі може негативно позначатися на механічній міцності зразків.

#### 3.3.1 Розрахункова схема аналітичного методу

Розрахунок під'ятника аналітичним методом проводиться згідно з РТМ16.682.046-74 "Гідрогенератори. Розрахунки механічні" [3]. Класичний метод розрахунку НДС під'ятника базується на застосуванні одно- і двовимірних моделей тіл, і зводиться до розгляду НДС елементів конструкцій вузла під'ятника під дією лише рівномірно розподілених навантажень.

На рис. 3.7 надається схема навантаження сегментів дворядного під'ятника. Сегменти лежать на опорних тарілках, які спираються на сферичні поверхні опорних болтів, що вкручені у балансир. Тож сегменти попарно пов'язані за допомогою балансира, що лежить на циліндричній опорі. Навантаження між

зовнішнім і внутрішнім сегментами у парі розподіляється автоматично за законом двостороннього важеля (важеля першого роду).

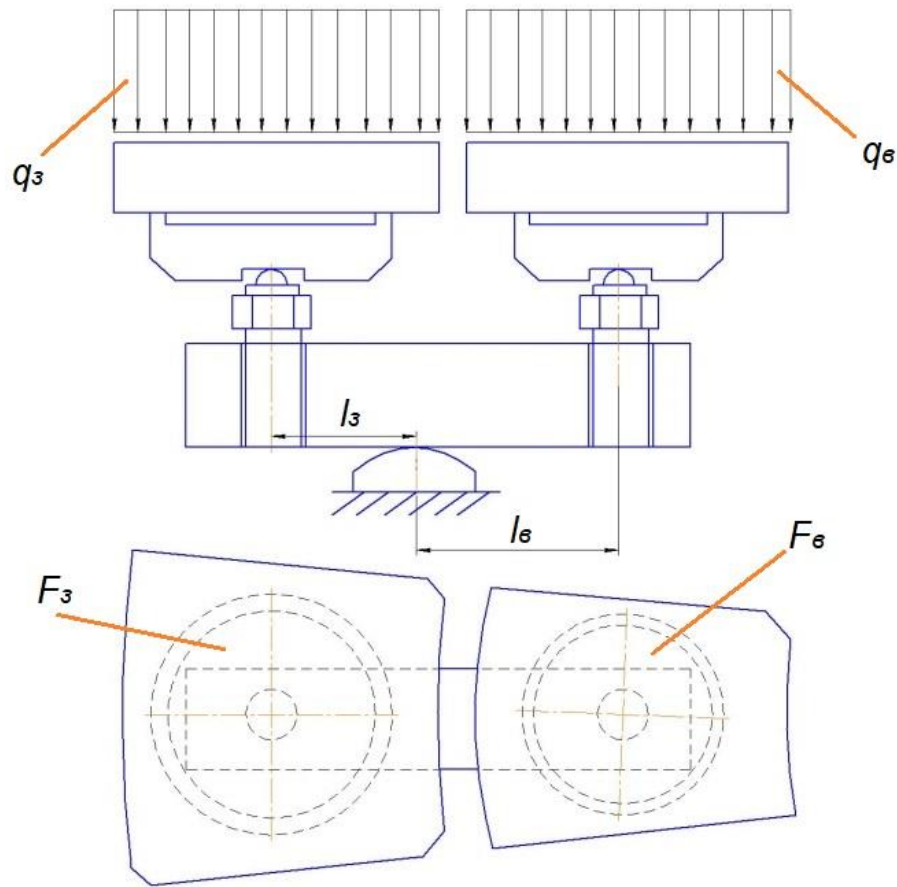


Рис. 3.7 – Схема навантаження сегментів дворядного підп'ятника

Припускається, що на внутрішній і зовнішній сегменти діють рівномірно розподілені по їхній поверхні навантаження  $q_6$  і  $q_3$ , відповідно. Ці навантаження діють за нормаллю до поверхні сегмента. Прикладені навантаження передаються на опорні тарілки підп'ятника, а далі через опорний гвинт на балансир. Позначимо  $l_3$  і  $l_6$  – довжини плечей важеля зовнішнього і внутрішнього сегментів.

Як наслідок, умову рівності моментів для сил, що діють на сегменти, може бути записано у вигляді:

$$q_3 F_3 l_3 = q_6 F_6 l_6, \quad (3.1)$$

або

$$P_3 l_3 = P_6 l_6, \quad (3.2)$$

де  $P_3$  і  $P_6$  – навантаження на зовнішній і внутрішній сегменти;

$F_3$  і  $F_6$  – площі робочих поверхонь зовнішнього і внутрішнього сегментів.

На рис. 3.8 наведено класичну розрахункову схему тарілки підп'ятника. Припускається, що зусилля від болта рівномірно розподілено по ділянці контакту з тарілкою, і дотичні навантаження відсутні. Це є істотним недоліком аналітичного розрахунку. За цією схемою, концентрація напружень буде спостерігатися по краях ділянки прикладання навантаження, де наявний різкий стрибок навантаження. Проте дійсно максимальні значення навантаження спостерігаються посередині опори, як це впливає із класичної задачі Герца про вдавнення кулі у простір.

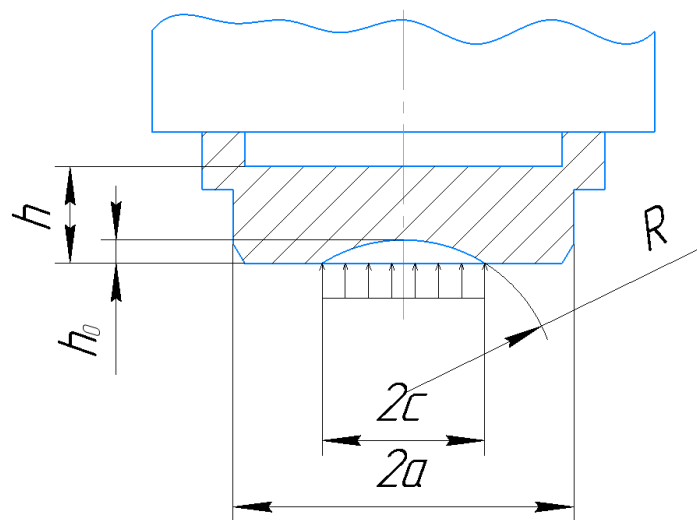


Рис. 3.8 – Класична розрахункова схема тарілки підп'ятника

Для розглянутого опорного підп'ятника:  $2a=26$  см,  $2c=10,78$  см,  $h_0=1$  см,  $h=5,5$  см. При осьовому навантаженні на підп'ятник в 1150т та 16 однакових сегментах, навантаження на один сегмент становить:

$$P_1 = \frac{P}{N} \approx 72 \cdot 10^3 \text{ кг} \quad (3.3)$$

Максимальне напруження у центрі опори може бути обчислене за формулою:

$$\sigma = 0,476 \frac{72 \cdot 10^3}{30,2} \left(1 + 1,27 \cdot 0,88 - \frac{0,73}{4 \cdot 5,81}\right) \approx 2380 \text{ кг/см}^2 = 238 \text{ МПа} \quad (3.4)$$

Запас за граничним навантаженням, при якій опора втрачає несучу спроможність, становить:

$$k = \frac{\pi}{2 \left(1 - \frac{2}{3} \cdot 0,415\right)} = \frac{3000 \cdot 5,5^2}{72 \cdot 10^3} \approx 2,74 \quad (3.5)$$

Напруження стиснення в болті дорівнює:

$$\sigma = \frac{72 \cdot 10^3}{0,785 \cdot 11^2} \approx 760 \text{ кг/см}^2 = 76 \text{ МПа} \quad (3.6)$$

Тож, згідно з аналітичним розрахунком, максимальне напруження не перевищує допустимих значень.

Представлений аналітичний метод може використовуватися на етапі ескізного проектування. Але для робочого проекту схема розрахунку повинна бути переглянута з урахуванням реальної тривимірної картини впливу навантажень на підп'ятник. Найбільш точно такий розрахунок можливо здійснити лише при твердотільному моделюванні всієї конструкції у тривимірній постановці.

### 3.3.2 Реалізація методу тривимірного розрахунку

Проведення дослідження НДС опорних болтів і тарілок підп'ятника, як найбільш навантажених елементів жорсткого підп'ятника, є необхідним бо їхній вихід з ладу стає причиною довготривалого простою гідроагрегату і дороговартісного ремонту підп'ятника.

Однак, під час аварійної роботи є можливість працювати на жорстких опорах (коли гвинт жорстко торкається тарілки).

Розглянемо картину робочої поверхні диска підп'ятника, що наведена на рисунках 3.9 – 3.11.

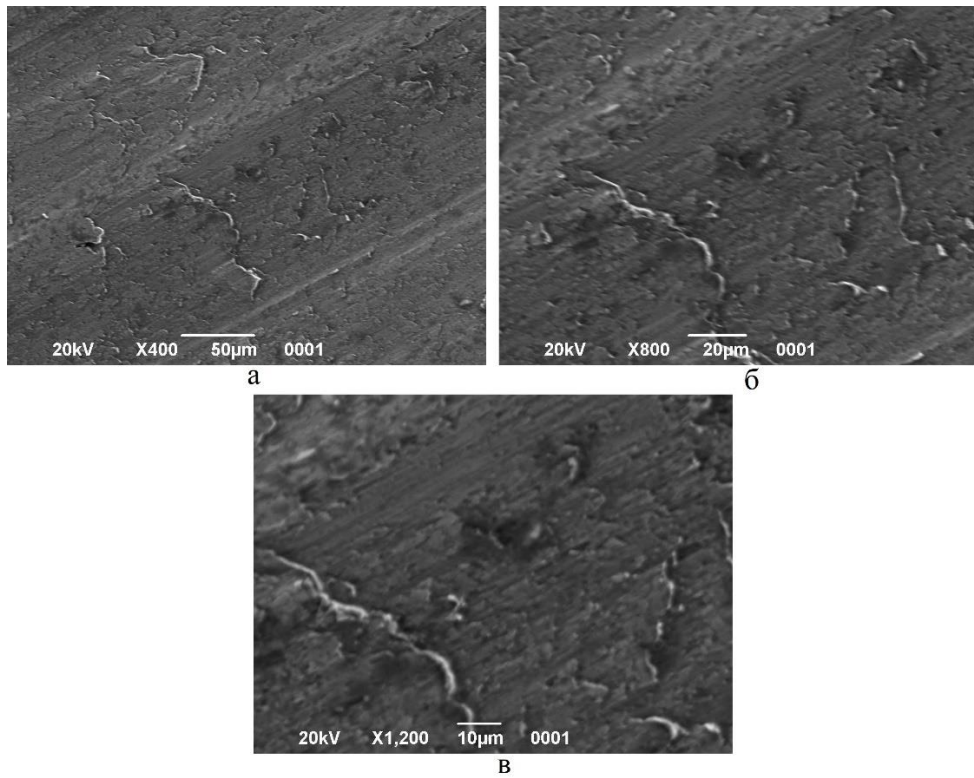


Рис. 3.9 – Зріз робочої поверхні диска підп'ятника з різним наближенням  
(а – x400; б – x800; в – x1200)

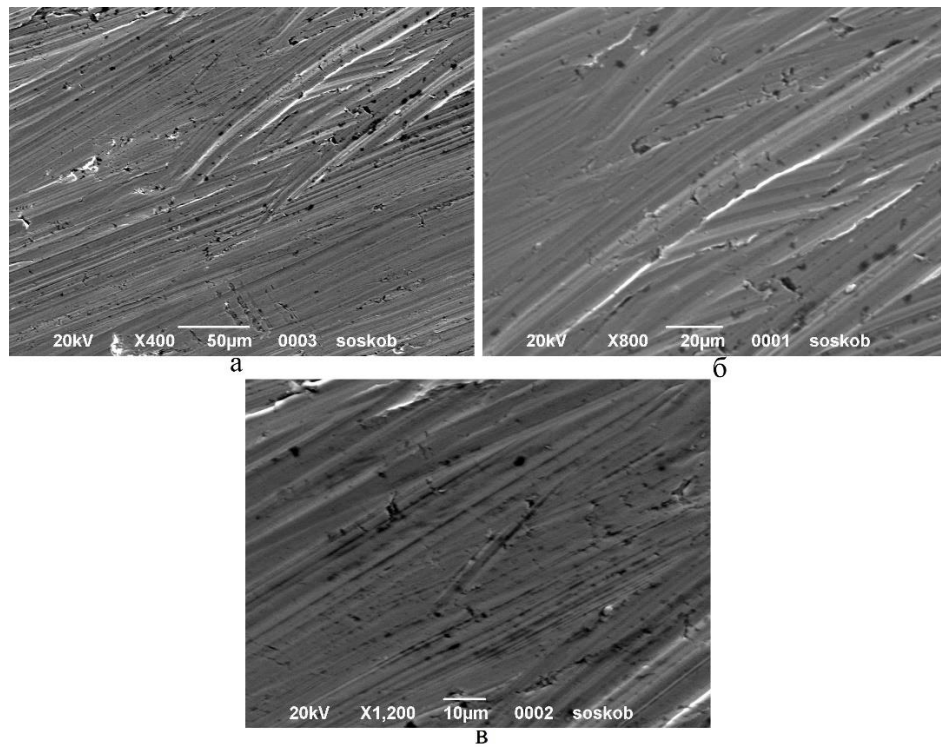


Рис. 3.10 – Зішкріб робочої поверхні диска підп'ятника з різним наближенням  
(а – x400; б – x800; в – x1200)



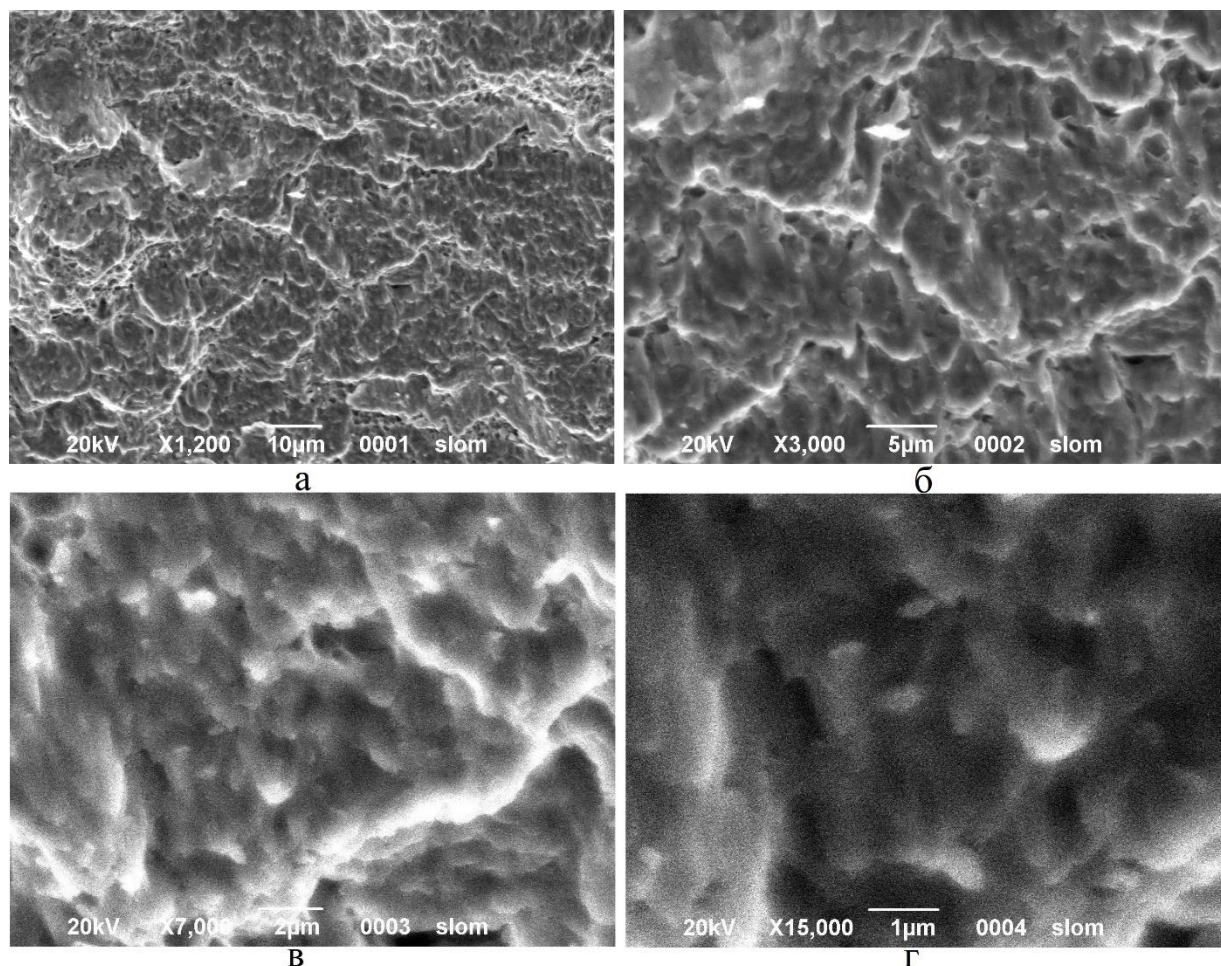


Рис. 3.11 – Злам робочої поверхні диска підп'ятника з різним наближенням  
(а – x1200; б – x3000; в – x7000; г – x15000)

З рисунку 3.9 (а) видно, що суперфінішна обробка дозволяє згладити мікрodefекти. Після подальшого розгляду рисунку 3.9 (в) можна зробити зауваження, що матеріал не є рівномірним за поверхнею. Кристалева ґратка може бути прорахована як вузлова задача. При цьому для модуляції дефектів розмір сітки має становити два ангстрема. В таблицях 3.2, 3.3 та 3.4 наведено хімічний склад зрізу, зішкробу та зламу робочої поверхні диска підп'ятника, відповідно. Виходячи з даних цих таблиць видно, що за висотою диска в дефекті спостерігається зміна хімічного складу. Робоча поверхня обезвуглероджується. В подальшому це повинно моделюватися як елемент зі зниженими механічними властивостями.

Таблиця 3.2

Хімічний склад зрізу робочої поверхні диска підп'ятника

Елемент	Умови	Інтенсивність	Ваговий %	Ваговий %	Атомний%
	кінц.	попр.		сигма	
C K	80,88	1,3932	15,54	0,14	43,94
O K	10,94	1,0224	2,86	0,09	6,08
Na K	0,31	0,3839	0,22	0,04	0,32
Al K	0,42	0,5196	0,22	0,02	0,27
Si K	0,36	0,5530	0,18	0,01	0,21
K K	0,26	1,1425	0,06	0,02	0,05
Ca K	0,15	1,1246	0,04	0,01	0,03
V K	0,33	1,0668	0,08	0,02	0,05
Cr K	4,59	1,1794	1,04	0,02	0,68
Mn K	1,12	0,9318	0,32	0,03	0,20
Fe K	273,02	0,9507	76,89	0,17	46,75
Ni K	7,10	0,8574	2,22	0,05	1,28
Mo L	0,90	0,7394	0,33	0,05	0,12

Таблиця 3.3

Хімічний склад зішкробу зрізу робочої поверхні диска підп'ятника

Елемент	Умови	Інтенсивність	Ваговий %	Ваговий %	Атомний%
	кінц.	попр.		сигма	
Si K	0,18	0,5170	0,20	0,03	0,40
V K	0,22	1,1228	0,11	0,03	0,12
Cr K	2,86	1,2500	1,29	0,04	1,38
Mn K	0,60	0,9780	0,35	0,05	0,35
Fe K	168,25	0,9996	94,79	0,15	94,76
Ni K	4,62	0,8794	2,96	0,09	2,82
Mo L	0,38	0,7218	0,30	0,10	0,17

Таблиця 3.4

Хімічний склад зламу робочої поверхні диска підп'ятника

Елемент	Умови	Інтенсивність	Ваговий %	Ваговий %	Атомний%
	кінц.	попр.		сигма	
Si K	0,05	0,5173	0,18	0,04	0,35
V K	0,05	1,1238	0,08	0,05	0,09
Cr K	0,87	1,2513	1,29	0,06	1,38
Mn K	0,21	0,9779	0,39	0,08	0,40
Fe K	51,34	0,9994	95,12	0,21	95,10
Ni K	1,25	0,8790	2,63	0,13	2,50
Mo L	0,12	0,7222	0,31	0,13	0,18



Зважаючи на це, необхідно розробити метод розрахунку підп'ятників у тривимірній постановці з урахуванням більш точного задання реальної геометрії опорних елементів (болтів і тарілок) та характеристик їхнього навантаження, а також особливостей обраного матеріалу.

На рис. 3.12 наведено тривимірну розрахункову схему підп'ятника із зазначенням навантажень, що діють на підп'ятник, граничних умов і прийнятих умов симетрії.

Управління розміром сітки твердого тіла містить завдання величин скінчених елементів у різних ділянках моделі. Менший розмір елементів підвищує точність результатів на цій ділянці, проте різко збільшує розмірність розв'язуваної задачі. Тому вибирається нерівномірна сітка скінчених елементів зі згущенням на ділянці контакту тарілки і болта. При цьому лінійний розмір мінімального скінченого елемента відповідає максимальному розміру зерна кристалічної ґратки в зоні контакту (рис. 3.13).

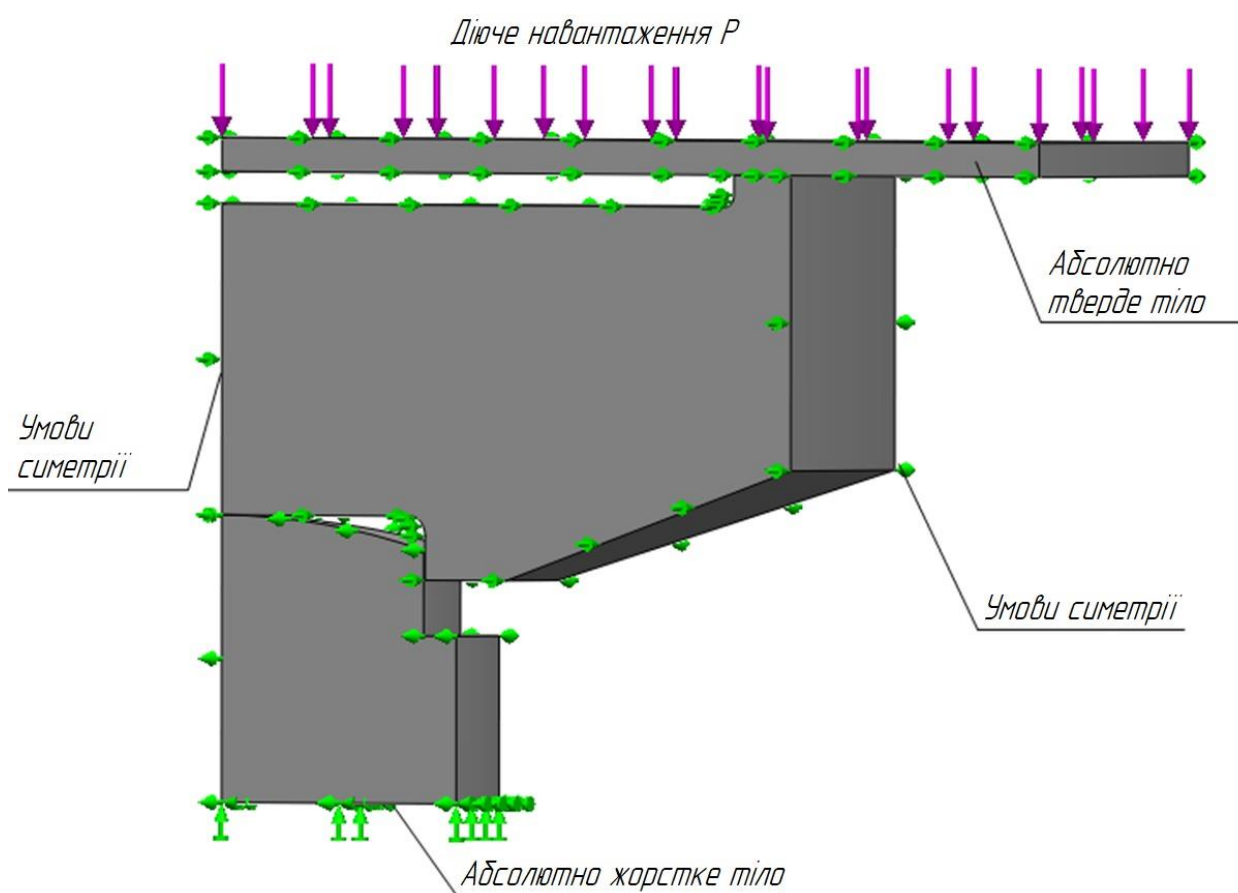


Рис. 3.12 – Тривимірна розрахункова схема підп'ятника

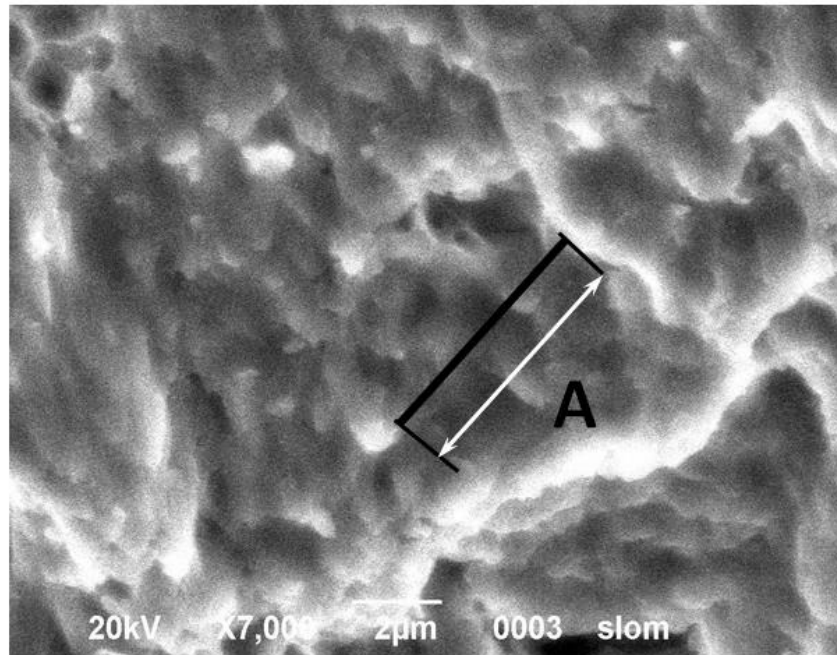


Рис. 3.13 – Розмір зерна кристалічної решітки гратки

Результати розрахунку механічного напруження в підп'ятнику отримано за допомогою комплексу SolidWorks Simulation. На рис. 3.14 подано поле напружень у підп'ятнику при зазначеному вище осьовому навантаженні. Напруження обчислюються за Мізесом.

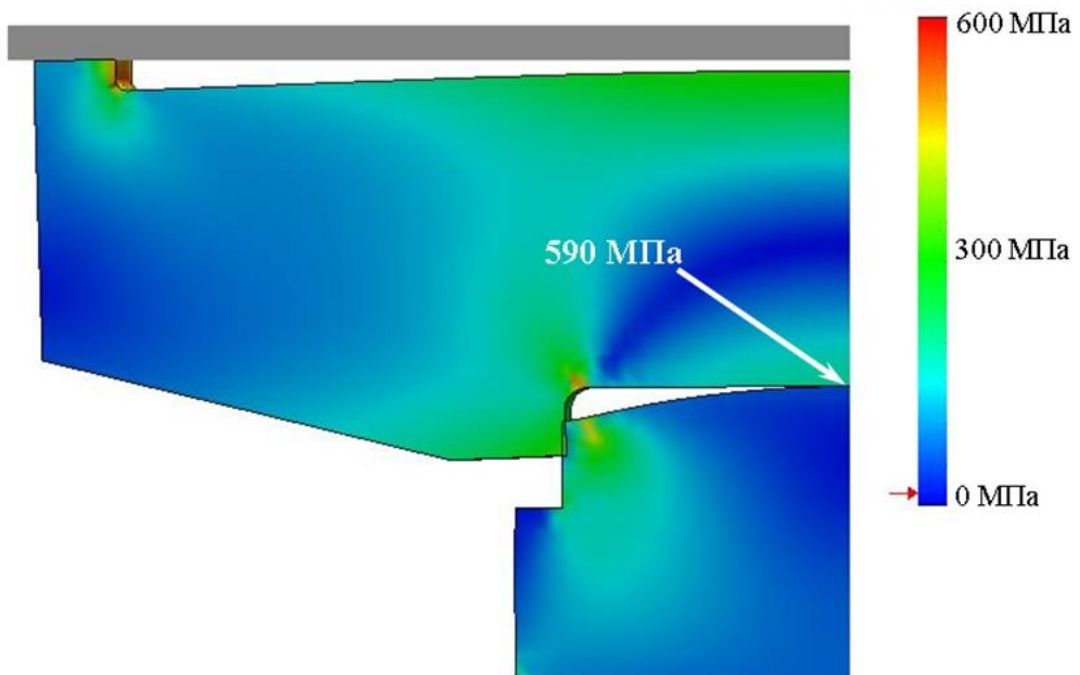


Рис. 3.14 – Поле напружень у підп'ятнику (за Мізесом)

Підсумком розрахунку стало те, що максимальні напруження на ділянці контакту становили 590 МПа. Вони спостерігалися посередині ділянки контакту на кількох скінчених елементах, розмір яких можна порівняти з розміром зерна кристалічної сітки, і швидко падали до межі ділянки контакту. Такий характер напружень відповідає розподілу напружень, відомому із задачі Герца. Звісно, у зоні цих контактних елементів відбувається локальне пластичне зминання, через що будуть довантажуватися сусідні елементи. Це підтверджується і практикою, коли у голівці болта спостерігаються незначні пластичні деформації. Середні ж напруження у зоні контакту узгоджуються з напруженнями, що отримані при аналітичному розрахунку, і не перевищують допустимих значень згідно з вимогами нормативних документів.

З наведених результатів випливає, що за використання аналітичного розрахунку, значення напружень у зоні контакту нижче за максимальні значення напружень при використанні тривимірного моделювання. До того ж, рівень середніх напружень по ділянці контакту, одержаний за розглянутими моделями, добре узгоджується між собою. Тому при використанні аналітичного розрахунку для більш точної оцінки міцності підп'ятника та встановлення ділянок контактного зминання формула для обчислення напружень повинна бути доповнена відповідним коефіцієнтом, який урахує справжній рівень контактних напружень.

### **3.4 Дослідження НДС підп'ятника на гідравлічній опорі**

Розглядається дворядний підп'ятник на гідравлічній опорі гідрогенератора-двигуна Дністровської ГАЕС виробництва АТ "Українські енергетичні машини". Кількість сегментів – 20, а осьове навантаження, що діє на підп'ятник при номінальному режимі, дорівнює 260 т.

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

Як базовий матеріал для камер вузла підп'ятника розглядається термооброблена Сталь 35 із межею плинності  $\sigma_T = 215$  МПа ДСТУ 7809:2015 [2] або зарубіжні аналоги. Виявлена при перевірці межа плинності для цієї сталі становила 220 МПа. Всі механічні властивості матеріалу камер підп'ятника повинні відповідати вимогам до поковок з конструкційної вуглецевої і легованої сталі, які регламентуються нормативно-технічною документацією України та Євросоюзу. Початковий модуль пружності обраної оливи дорівнює  $E_p = 1,7 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>.

### 3.4.1 Аналітичний розрахунок

Аналітичний розрахунок підп'ятника проводиться за РТМ16.682.046-74. «Гідрогенератори. Розрахунки механічні» [3].

На рис. 3.15 наведено креслення опорного болта з гофрованою камерою гідравлічного підп'ятника внутрішнього ряду із зазначенням усіх геометричних розмірів. Товщина гофри внутрішнього ряду дорівнює 1 см, а зовнішнього – 1,2 см.

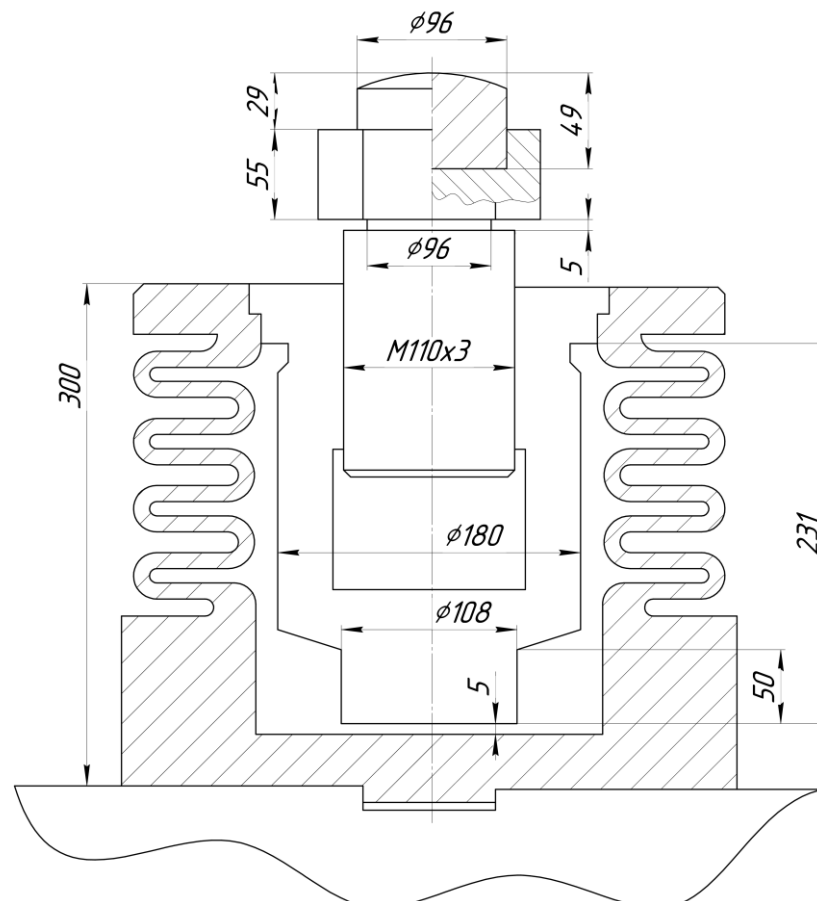


Рис. 3.15 – Опорний болт підп'ятника внутрішнього ряду

Модуль пружності оливи дорівнює  $E_p=1,7 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>. При виконанні аналітичного розрахунку пошук жорсткості всієї конструкції здійснюється шляхом складання жорсткості камери, що обумовлюється стисливістю оливи, і жорсткості порожньої камери:

$$C = 0,85A + B, \quad (3.7)$$

де  $A$  – жорсткість камери, яка обумовлюється стисливістю оливи;

$B$  – жорсткість порожньої камери.

Механічні характеристики порожньої камери і камери, заповненої оливою, були отримані з додаткової літератури, в якій наводяться залежності тиску оливи всередині камери від дії осьової сили  $P = f(Q)$  для різної товщини гофр.

Наслідком аналітичного розрахунку стало встановлення, що повне напруження на вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від осьового переміщення і тиску оливи становить [4]:

$$\sigma_{B1} = \sigma_{B1}(u) + \sigma_{B1}(\rho) = 27.5 + 141 = 168.5 \text{ МПа}, \quad (3.8)$$

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

$\sigma_{B1}(\rho)$  – максимальне меридіональне напруження у вершинах внутрішніх заокруглень гофр внутрішнього ряду від тиску оливи всередині камери.

Повне напруження у вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від осьового переміщення і тиску оливи [4]:

$$\sigma_{B2} = \sigma_{B2}(u) + \sigma_{B2}(\rho) = 51 + 102 = 153 \text{ МПа}, \quad (3.9)$$

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

$\sigma_{B2}(\rho)$  – максимальне меридіональне напруження у вершинах внутрішніх заокруглень гофр зовнішнього ряду від тиску оливи всередині камери.

Розрахунок виявив, що рівень напружень у гофрах підп'ятника не перевищує допустимих значень.

### 3.4.2 Тривимірне чисельне розв'язання

Тривимірний розрахунковий модель камери підп'ятника, що розглядається, була виконана МСЕ у комплексі SolidWorks Simulation. На рис. 3.16 наведено розрахункову сітку і граничні умови навантаження вузла підп'ятника під дією сумарного осевого навантаження від тиску води і обертових частин гідроагрегату, а також від маси обертових частин насос-турбіни і реакції води.

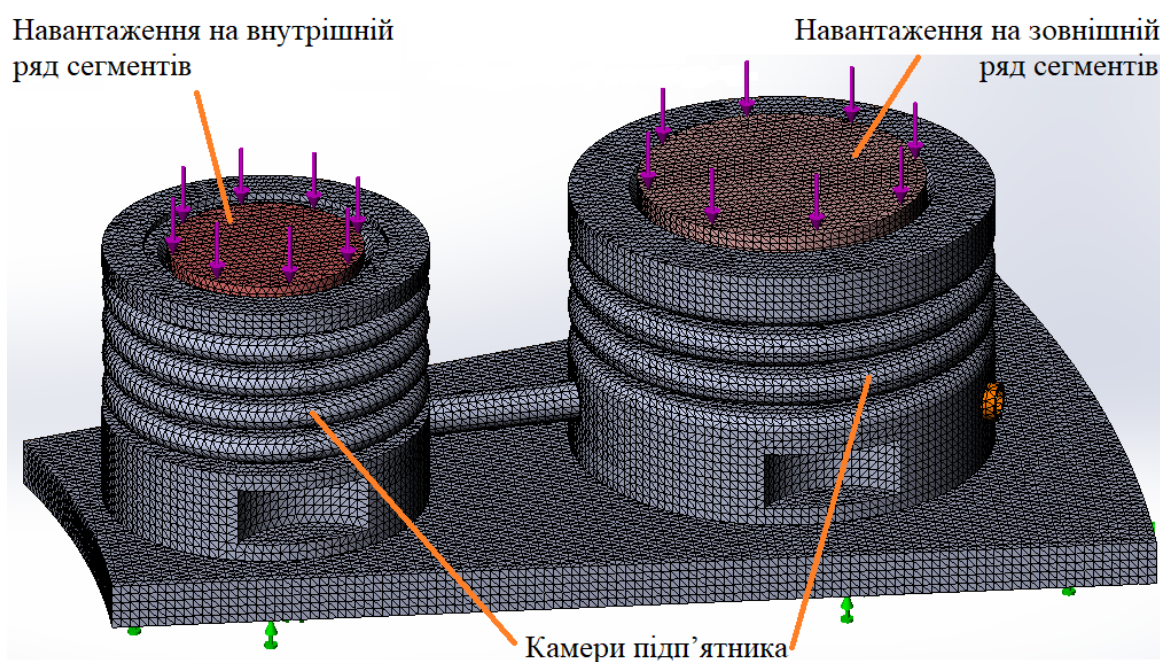


Рис. 3.16 – Розрахункова сітка і граничні умови для вузла підп'ятника

На рис. 3.17 надано збільшене зображення скінчено-елементної моделі гофрованої камери зовнішнього ряду сегментів підп'ятника. Параметри сітки цієї камери наведено у таблиці 3.5.





Рис.3.17 – Скінчено-елементна модель гофрованої камери зовнішнього ряду сегментів під'ятника

Таблиця 3.5

Параметри сітки гофрованої камери зовнішнього ряду сегментів під'ятника

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

Як видно з рис. 3.16, розрахункова камера під'ятника є замкненою. З цього випливає, що фізичні властивості оливи будуть скрізь однакові, а отже, і тиск в усіх точках камери буде практично постійним ( $P=const$ ).

Послідовне навантаження під'ятника розглянуто при незначних збільшеннях навантаження, що дало змогу спостерігати незначну зміну модуля пружності оливи для кожної ітерації.

На рис. 3.18 наведено поля тиску всередині камер підп'ятника при номінальній потужності гідрогенератора.

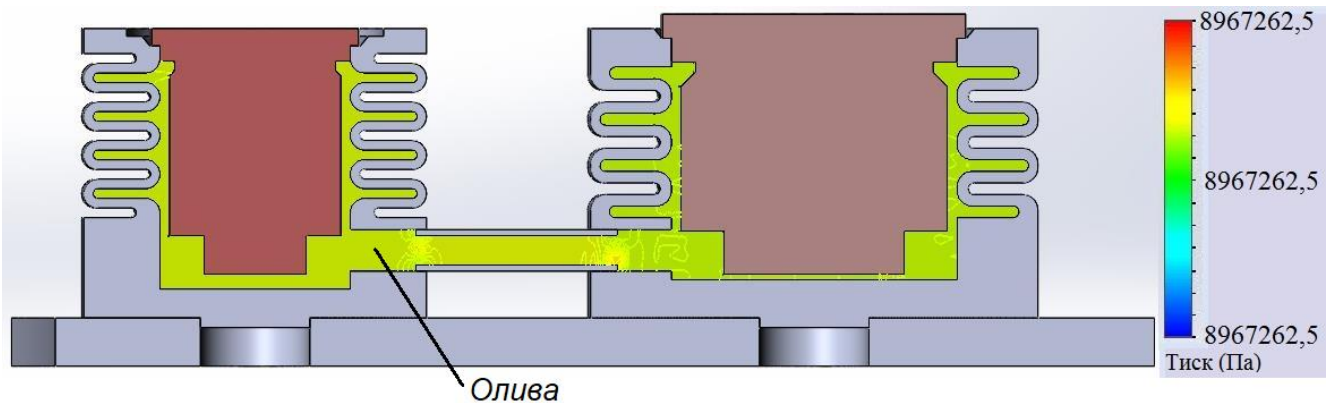


Рис. 3.18 – Поля тиску всередині камер підп'ятника

Розрахунки виконано за допомогою комплексу SolidWorks Flow Simulation. З рис. 3.18 видно, що тиск оливи всередині камер при номінальному навантаженні дорівнює близько 9 МПа.

Розподіл напружень на поверхні гофрованої камери зовнішнього ряду сегментів підп'ятника наведено на рис. 3.19, а поле напружень в її поперечному перетині – на рис. 3.20. Більш деталізоване зображення поля напружень у гофрах подано на рис. 3.21. На всіх рисунках наведено значення напружень, обчислених за Мізесом.

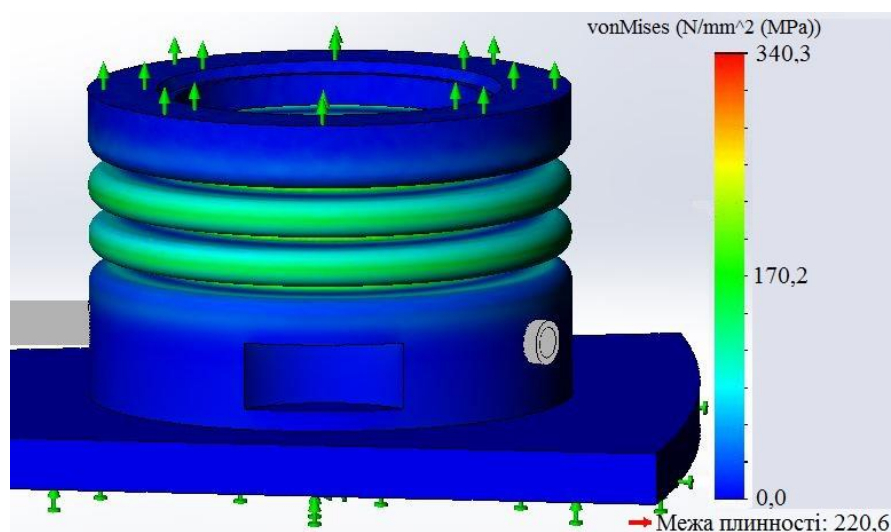


Рис. 3.19 – Поле напружень на поверхні камери



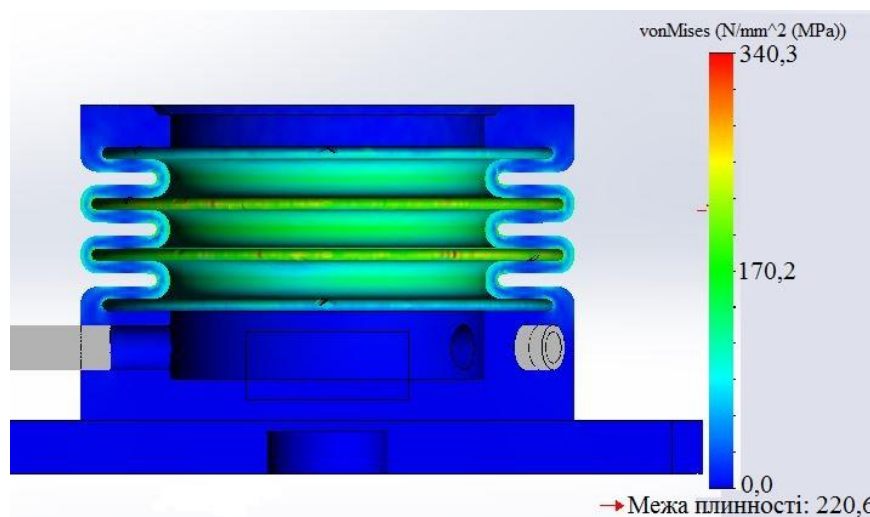


Рис. 3.20 – Поле напружень у поперечному перерізі камери

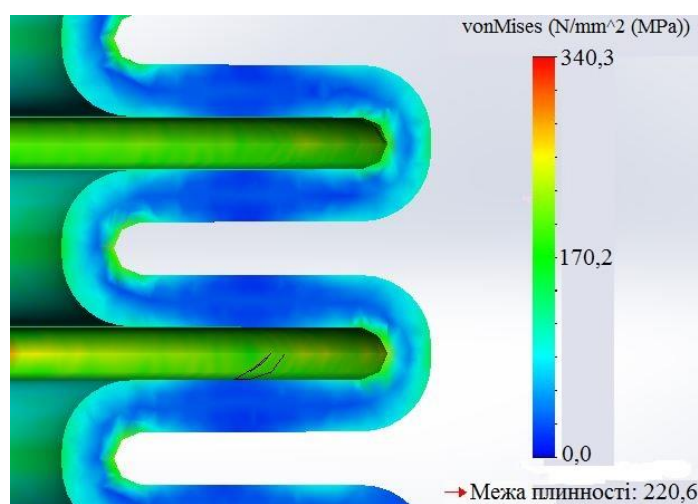


Рис. 3.21 – Поле напружень в гофрах камери

Максимальні напруження у камері зовнішнього ряду (див. рис. 3.18 – 3.21) спостерігаються на вершинах внутрішніх заокруглень гофр, де воно сягає 170 МПа. Ці дані якісно і кількісно узгоджуються з аналітичним розв'язком, що підтверджує достовірність запропонованого методу.

Потрібно зазначити, що в аналітичному розрахунку максимальні розтягнені напруження у камері мають трохи менші значення і дорівнюють 153 МПа. До того ж, в аналітичному методі використовується спрощена розрахункова схема камери, заснована на інженерній методиці. Тому відмінність в 10 % у значеннях максимальних напружень пояснюється більш точним описом просторового характеру деформування камери у запропонованому скінчено-елементному

тривимірному підході. При цьому в усіх наданих вище результатах розрахунку МСЕ наведені значення напружень за Мізесом, а не просто напружень, що розтягуються.

Тож запас міцності за межею плинності для підп'ятника становить близько 1,3, що задовольняє вимогам АТ "Українські енергетичні машини" стосовно втоми конструкції і відповідає нормам міцності.

Зважаючи на те, що гідроагрегати мають працювати щонайменше 40 років, а умови експлуатації вимагають від них високої маневреності, було здійснено додатковий аналіз роботи вузла на втому. При виконанні розрахунку на втому мають бути враховані такі фактори:

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

Криву втоми для Сталі 35, що використовувалась у розрахунку, наведено на рис. 3.22.

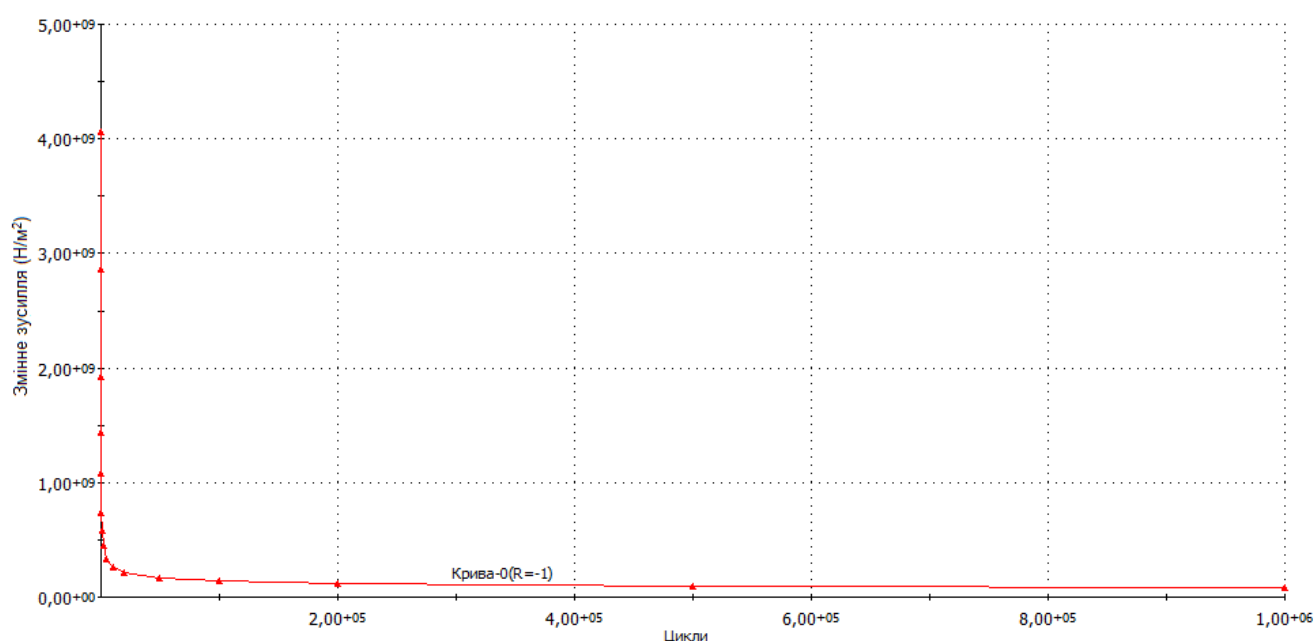


Рис. 3.22 – Крива втоми для Сталі 35

Проведені дослідження продемонстрували (див. рис. 3.19), що спрацювання конструкції відбудеться не раніше, ніж через 100 тис. циклів. Це задовольняє вимогам нормативно-технічної документації України та Євросоюзу, де встановлено потрібний термін експлуатації близько 55000 циклів. Спрацювання конструкції станеться значно пізніше розрахункового терміну експлуатації конструкції, який для гідрогенератора становить 40 років. На рис. 3.23 наведено відсоток пошкоджень камер підп'ятника по багатоцикловій втомі для 1 мільйона циклів.

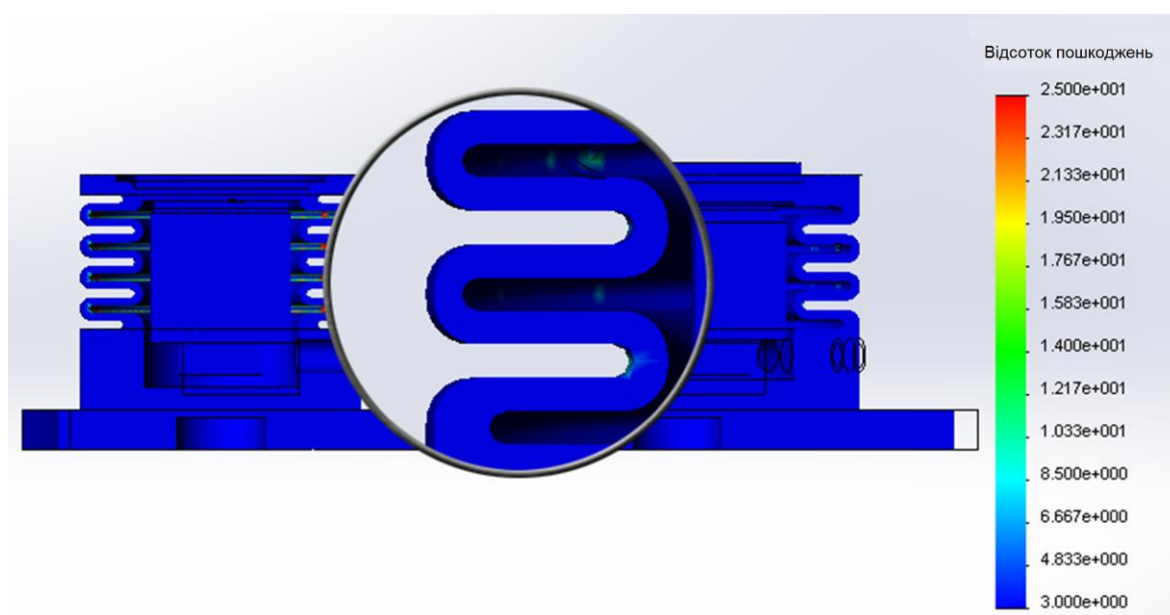


Рис. 3.23 – Відсоток пошкоджень камер підп'ятника

Отже, проведені дослідження міцності камери підп'ятника гідрогенератора-двигуна Дністровської ГАЕС при дії експлуатаційних навантажень в номінальному режимі підтвердило його міцність і заявлений термін експлуатації.

### 3.5 Висновки до третього розділу

Розглянуто особливості експлуатації, проектування і виконання конструкцій опорних елементів гідрогенераторів великої потужності. Продемонстровано, що найбільш навантаженими елементами, які сприймають контактні навантаження, є жорсткі підп'ятники, а саме такі їх елементи, як тарілки і опорні болти. Реалізовано

метод математичного моделювання НДС у тривимірній постановці. Уточнено допустимі напруження у зоні контакту, що враховують особливості геометрії зони зіткнення тарілки з болтом.

Проведено дослідження НДС під'ятників для гідрогенераторів великої потужності виробництва АТ "Українські енергетичні машини". Виконано розрахунок міцності дворядних під'ятників жорсткого (Кременчуцька ГЕС) і гідравлічного (Дністровська ГАЕС) типів. Наведено формулювання граничних умов і результати розрахунку напружено-деформованого стану під'ятників при тривимірному моделюванні та класичному аналітичному методі, який використовувався при проектуванні під'ятника. Показано, що результати розрахунків за методами узгоджуються між собою. Це підтверджує достовірність запропонованого підходу, заснованого на тривимірному моделюванні.

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

Результати розрахунку камери гідравлічного під'ятника за допомогою запропонованого методу і аналітичного методу, заснованого на інженерному підході, добре узгоджуються між собою. Відмінність між максимальними значеннями напружень, які отримані аналітично і за допомогою запропонованого методу, не перевищує 10 %. Це пояснюється, насамперед, більш точним описом просторового характеру деформування камери у запропонованому підході. Встановлено, що коефіцієнт запасу міцності для камери під'ятника становить близько 1,3, що задовольняє вимогам нормативно-технічної документації АТ "Українські енергетичні машини" та України стосовно втоми конструкції, а також

відповідає нормам міцності. Окрім цього, для гідравлічного підп'ятника проведено втомний розрахунок і продемонстровано, що термін експлуатації підп'ятника цього типу значно перевищує необхідний термін експлуатації генератора.

### 3.6 Література до третього розділу

1. ДСТУ ГОСТ 9972-74 Масла нафтові турбінні з присадками. Технічні умови. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=97259](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=97259)
2. ДСТУ 7809:2015 Прокат сортовий, калібрований зі спеціальним обробленням поверхні з вуглецевої якісної конструкційної сталі. Загальні технічні умови. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=64320](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=64320)
3. РТМ 16.682.046-74. Гидрогенераторы. Расчеты механические. Харьков: ГП «Завод «Электротяжмаш», 1974. 206 с.
4. Кобзар І. В., Гнисько О. М., Полієнко В. Р., Третяк О. В. Динаміка і міцність корпусів та опорних елементів конструкції гідрогенераторів. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування* : зб. наук. пр. – Харків, 2021. – Вип. 1 (5). – С. 19–24.  
<https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.01.03>

## РОЗДІЛ 4 МЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИСКА ПІДП'ЯТНИКА З ДЕФЕКТАМИ ДЗЕРКАЛЬНОЇ ПОВЕРХНІ

Розглянемо процес ведення гідроагрегату до роботи у мережу. Після досягнення близької до номінальної частоти обертання ротора гідрогенератора, генератор вмикається на паралельну роботу у мережу. Увімкнення здійснюється або способом точної синхронізації, або самосинхронізації. Точна синхронізація передбачає, що генератор підключається до мережі у момент, коли напруга генератора та мережі однакові за величиною, і вектори напруги генератора та мережі збігаються за фазою. Це виникає при збігу частоти генератора з частотою мережі. Але, оскільки частота мережі весь час змінюється в невеликих межах внаслідок коливань навантаження у системі, тривалого збігу частот генератора і мережі практично не може бути. Відтак увімкнення здійснюється з великим або незначним відхиленням від моменту повного збігу векторів.

Важливим параметром гідроагрегату, що виникає під час його роботи та який необхідно контролювати, є вібрація підп'ятника та підшипників. При виникненні вібрації, що помітно перевищує звичайну, потрібно до увімкнення гідрогенератора в мережу переконатись у тому, що її величина не перевищує допустиму. В іншому разі пуск припиняється і генератор зупиняється до з'ясування причин збільшення вібрацій.

Однією з причин, що призводять до підвищення вібрації конструкції гідроагрегату, є вихід з ладу диска підп'ятника. Також у цьому питанні слід приділити увагу аналізу типових аварій гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів. Тож необхідно здійснити аналіз конструкції підп'ятника, визначити типові дефекти та розробити методологію розрахунку підп'ятників з тріщинами.

### **4.1 Постановка задачі розрахунку**

У розрахунку необхідно визначити механічні напруження дзеркальної поверхні диска підп'ятника з дефектами, виявленими методом кольорової дефектоскопії при дослідженні гідрогенератора типу СВ 1500/100-112

Середньодніпровської ГЕС. Дані для розрахунку були надані АТ "Українські енергетичні машини".

На рис. 4.1 подано конструкцію під'ятника на регульованих гвинтових опорах гідрогенератора Середньодніпровської ГЕС. Опис конструкції під'ятника подібного типу наведено вище за текстом (див. п.3.1).

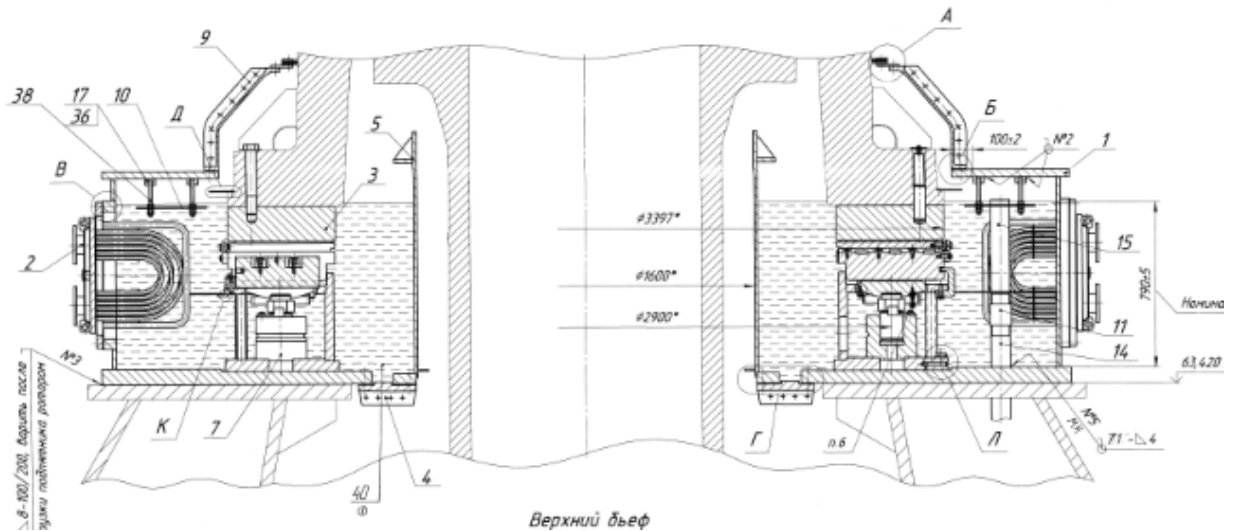



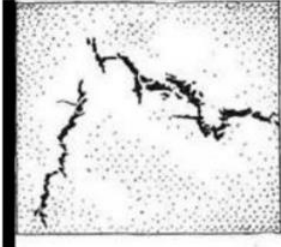


Рис. 4.1 – Конструкція під'ятника на регульованих гвинтових опорах

#### 4.1.1 Типи поверхневих дефектів

Основними поверхневими дефектами під'ятника прийнято вважати полони, гарячі тріщини, пояси, підкіркові бульбашки, відбитки від сітки розпалу виливниці тощо. Основні типи дефектів, що були досліджені у роботі, наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

#### Основні типи дефектів під'ятника

			
розрив поверхні	гарячі тріщини	газові бульбашки	волосовина

#### 4.1.2 Особливість довготривалої експлуатації гідрогенератора

Під час експлуатації гідрогенератора виникають вібрації ротора, викликані навантаженням диска під'ятника, а його пошкодження спричиняє значне збільшення вібрації усїєї конструкції. На рис. 4.2 наведено результати дослідження биття поверхні тертя диска під'ятника Середньодніпровської ГЕС при навантаженні  $P=53$  МВт з наступним розкладанням на гармонійні складові методом Фур'є [1, 2]. Проте допустима регламентована вібрація (розбіжність коливань частотою 100 Гц в симетричному встановленому режимі) лобових частин обмотки статора в тангенціальному і радіальному напрямках не повинна перевищувати 100 мкм згідно вимог нормативно-технічної документації АТ "Українські енергетичні машини".

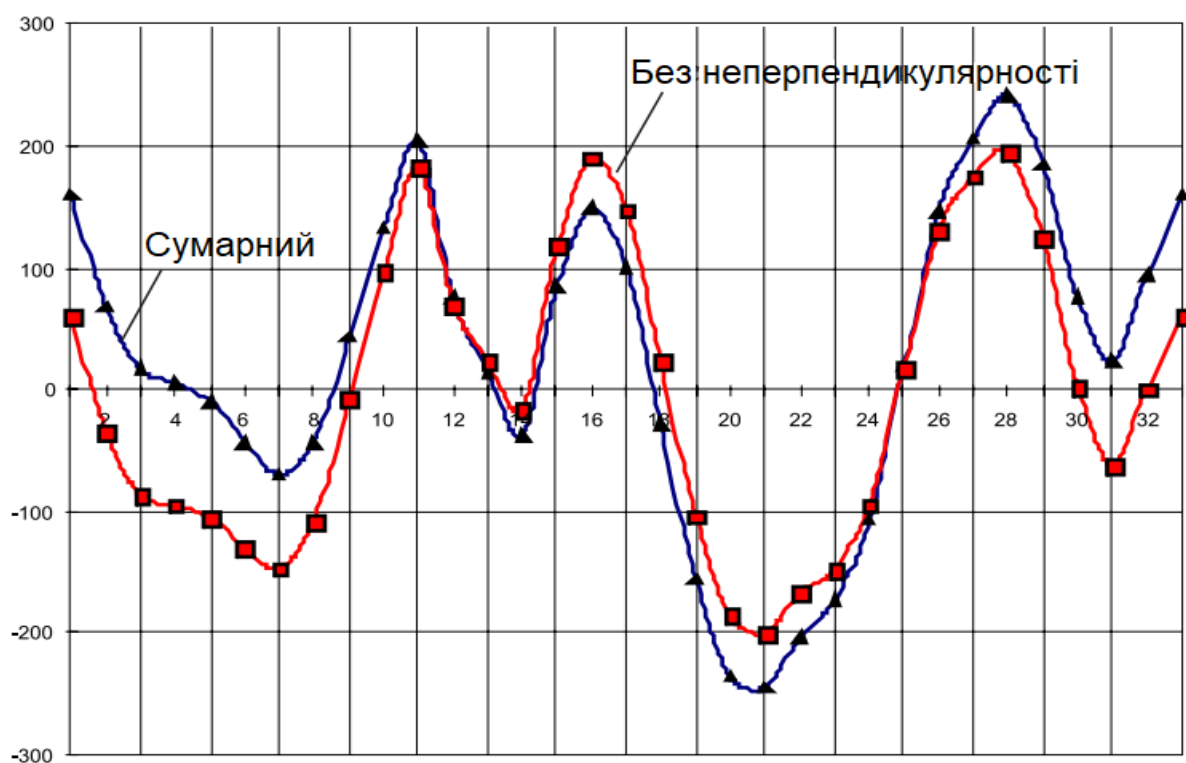


Рис. 4.2 – Биття поверхні тертя диска під'ятника при навантаженні  $P=53$  МВт

#### 4.1.3 Основні причини виникнення вібрації

Величина вібрації гідроагрегату визначає можливість його тривалої надійної роботи і є одним з основних якісних показників його конструкції, технології виготовлення та виконання монтажних робіт. Підвищена вібрація гідроагрегату



може спричинити аварійний стан, зниження коефіцієнта корисної дії та додаткових втрат енергії. Відтак, якщо вібрація агрегату перевищує граничні величини, мають бути встановлені та усунені підстави її підвищення.

Причини підвищеної вібрації гідроагрегату залежно від джерела сили, що збурює, можна розділити на три види: механічні, гідравлічні та електричні.

До механічних причин належать: небаланс ротора генератора та робочого колеса турбіни; неправильний стан та положення осі валу гідроагрегату; несправності у підшипникових вузлах; слабе кріплення опорних деталей агрегату або їхня недостатня жорсткість; чіпляння обертальними деталями агрегату нерухомих.

Гідравлічними причинами є: гідравлічний небаланс робочого колеса; неправильність висотного положення робочого колеса радіальноосьової турбіни щодо напрямного апарату; неправильно встановлена комбінаторна залежність у поворотлопатевих турбінах; робота турбіни у кавітаційних режимах.

Електричні причини вібрації агрегату полягають здебільшого у нерівномірності тяжіння ротора до статора (електромагнітний небаланс), що спричиняється переважно: нерівномірністю повітряного проміжку генератора, збудника та підзбудника; овальністю форми ротора генератора; замиканням витків обмотки полюсів ротора.

Відтак розглянемо НДС диска підп'ятника з такими навантаженнями. Для його розрахунку було визначено механічні навантаження дзеркальної поверхні диска підп'ятника з дефектами тривалої роботи [3].

#### 4.1.4 Вимоги до дзеркальної поверхні диска підп'ятника

До дзеркальної поверхні диска підп'ятника пред'являються наступні вимоги [4]:

а) шорсткість дзеркальної поверхні диска має не перевищувати 0,32 мкм (9 клас) і бути не менше 0,16 мкм (10 клас); на окремих ділянках, що становлять не більше 10 % дзеркальної поверхні диска, допускається чистота 0,63 мкм (8-й клас);

б) вимірювання шорсткості дзеркальної поверхні диска підп'ятника мають проводитися під час капітальних ремонтів агрегату, а також за появи ознак погіршення чистоти дзеркальної поверхні (підвищення температури всіх сегментів при незмінній температурі оливи у ванні підп'ятника тощо);

в) шорсткість дзеркальної поверхні диска підп'ятника в умовах роботи можна перевірити шляхом зняття зліпків на пластичний матеріал (наприклад, оливно-гутаперчеву масу) з подальшим дослідженням їх під мікроскопом або за допомогою профілометра;

г) за шорсткості дзеркальної поверхні диска гірше зазначеної у п.4.1.4 а), а також за наявності великої кількості рисок, подряпин, раковин має бути проведена обробка дзеркальної поверхні диска (суперфінішування і подальше полірування) та доведення її до 0,32 мкм;

д) дзеркальну поверхню дисків підп'ятників гідрогенераторів зонтичного виконання можна обробляти в умовах експлуатації за допомогою спеціального самохідного верстата, що встановлюється у підп'ятнику, з якого видалені сегменти; верстат може бути виготовлений для кожного розміру підп'ятника;

Дзеркальна поверхня диска підп'ятника гідрогенераторів підвісного виконання обробляється в умовах електростанції за допомогою простіших пристроїв після зняття втулки з диском з валу. За можливості диск відправляється до підприємства-виробника для обробки на верстаті.

Підбиваючи підсумок зазначеного вище, можна констатувати, що за тривалої експлуатації можуть траплятися випадки коли в диску підп'ятника, після механічної обробки при капітальному ремонті, а також після тертя у процесі експлуатації, відбуватиметься розкриття внутрішніх дефектів.

На оброблюваних поверхнях поковок допускаються окремі дефекти без видалення, якщо їх глибина, яка визначається контрольною вирубкою або зачисткою, не перевищує 75 % фактичного одностороннього припуску на механічну обробку для поковок, що виготовляються куванням, і не перевищує 50 % для поковок, що виготовляються штампуванням [4].

## 4.2 Вихідні дані для розрахунку

Для проведення розрахунку взяті наступні вихідні дані:

- вертикальне навантаження на диск підп'ятника – 1600 тс;
- частота обертання – 53,6 об/хв;
- геометрія диска – надана АТ «Українські енергетичні машини».

## 4.3 Умови розрахунку

Оскільки поверхня диска з явно вираженими дефектами взаємодітиме із фторопластовим покриттям сегментів підп'ятника, відповідним чином буде виникати сила тертя  $F_T=16000$  Н, коефіцієнт тертя  $f=0,001$  (дійсний 0,05). У розрахунку приймається, що дефекти розташовані на рівномірній відстані один від одного і вони не мають взаємного впливу. Розрахункова модель диска підп'ятника наведена на рис. 4.3.

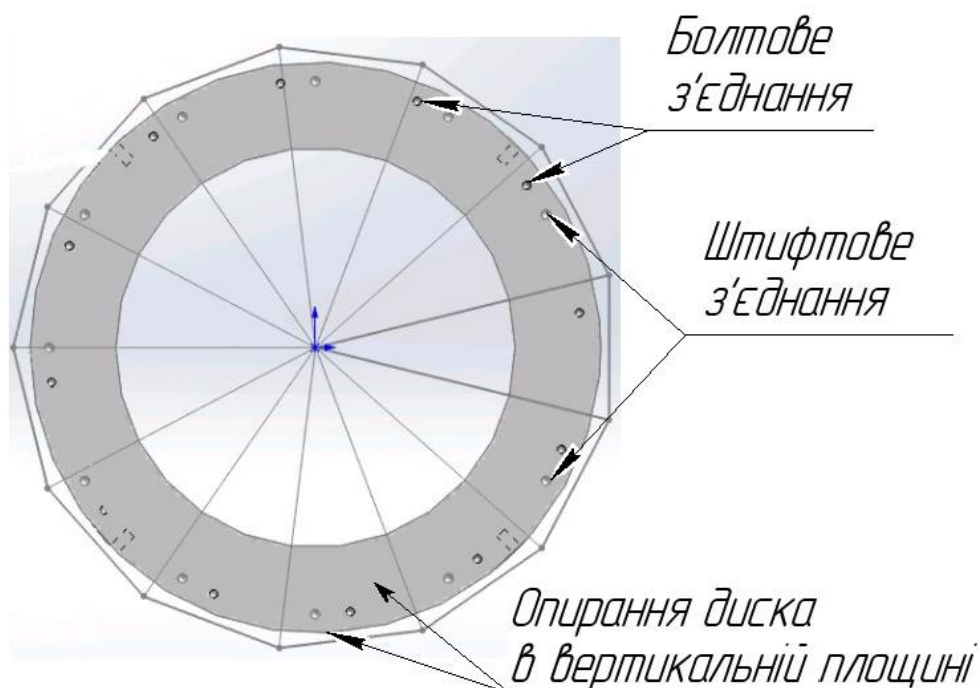


Рис. 4.3 – Розрахункова модель диска підп'ятника

Розрахункову сітку побудовано для кожного окремого розрахунку ділянки диска. У місцях присутності дефектів упроваджується елемент управління сіткою. До того ж, за мінімальним геометричним елементом має бути щонайменше 3

елементи сітки. Збіжність завдання здійснювалася шляхом зменшення сітки у такий спосіб, щоб результати не відрізнялися більш ніж на 0,5 %. Прийнята товщина оливної плівки становить 0,05 мм. Оскільки глибина дефектів перевищує цю величину в зонах дефектів, на торцевих поверхнях виникатимуть додаткові зусилля.

Враховуючи те, що розрахунковий коефіцієнт тертя у парі (диск-фторопласт через оливну плівку) відповідно до методики АТ "Українські енергетичні машини" становить 0,05, а дефекти складають зовсім незначну частину загальної дзеркальної поверхні, коефіцієнт тертя для торцевих сил був прийнятий рівним 0,001.

Матеріал диска – поковка, група міцності КП245 з межею плинності – 245 МПа. Відповідно до вимог нормативно-технічної документації України та Євросоюзу, дефекти, флокени і тріщини на поверхні поковки допустимі не більше, ніж на глибину механічної обробки.

Теплові навантаження на диск задавалися за умови контактного теплообміну від торцевих поверхонь диска та втулки, забезпеченого переднатягом болтів М48. Температура диска в теплу пору року становила 30 °С, а максимальний перепад не перевищував 15 °С (граничні умови I роду для теплового розрахунку).

#### **4.4 Результати розрахунку**

Дефекти дзеркальної поверхні диску підп'ятника моделювалися згідно з розмірами підп'ятника гідрогенератора Середньодніпровської ГЕС, наведеними у протоколі вимірів і обстеження. Обстеження проводилося спеціалістами АТ «Українські Енергетичні Машини» за участю дисертанта. Дані з протоколу були надані АТ "Українські Енергетичні Машини".

#### 4.4.1 Дефект №1

Результати розрахунку напружень для дефекту №1 наведено на рис. 4.4 – 4.10.

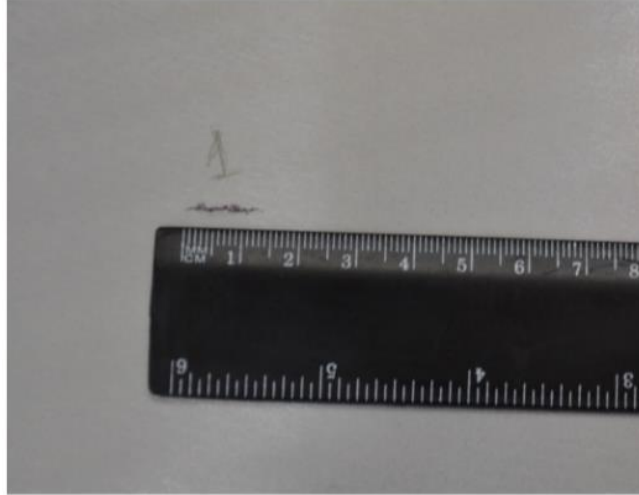


Рис. 4.4 – Фактичний дефект

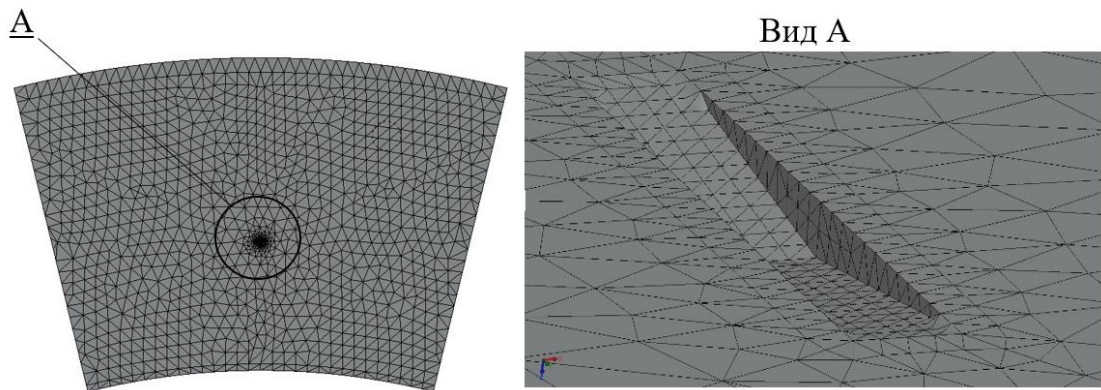


Рис. 4.5 – Розрахункова сітка

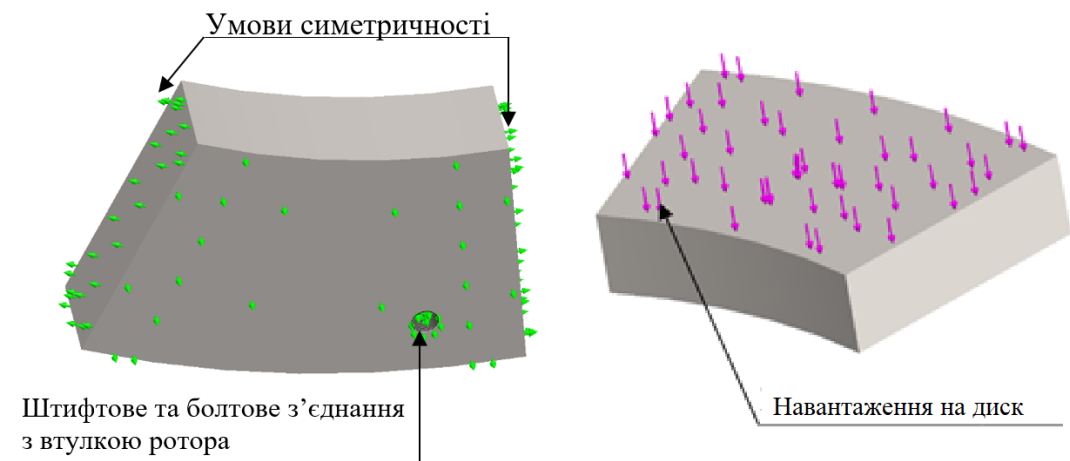


Рис. 4.6 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження

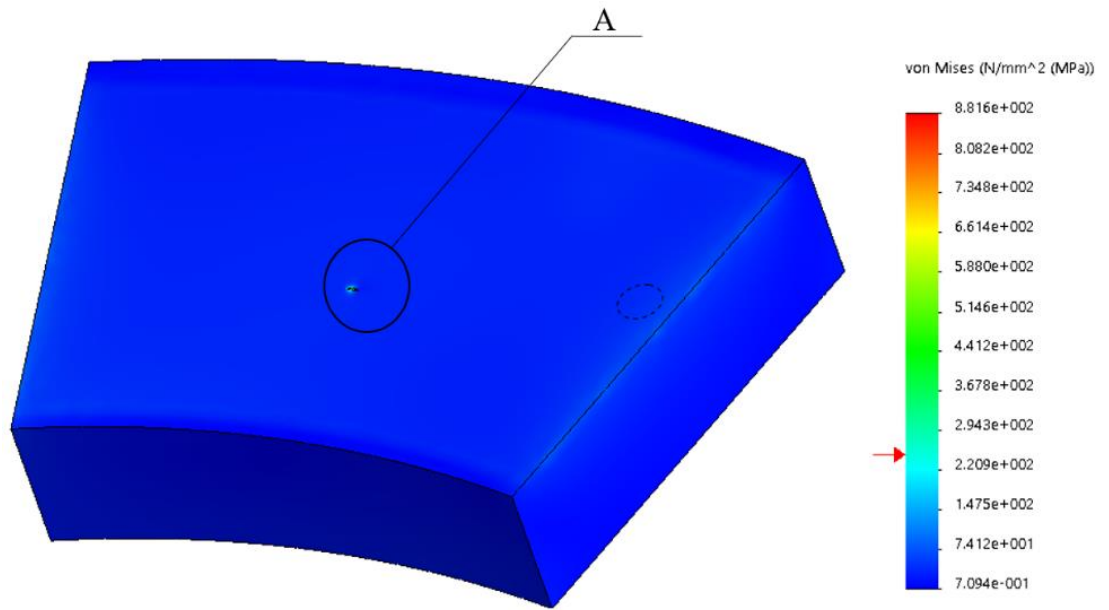


Рис. 4.7 – Поле напружень у частині диска з дефектом №1

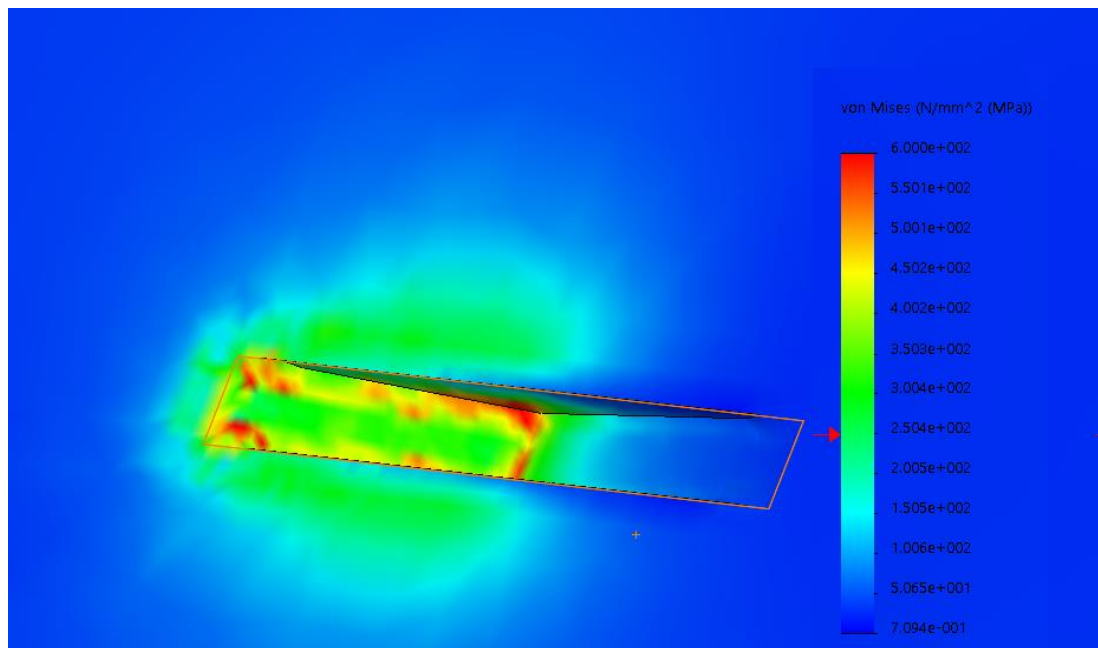


Рис. 4.8 – Поле напружень у дефекті №1 (вид А)

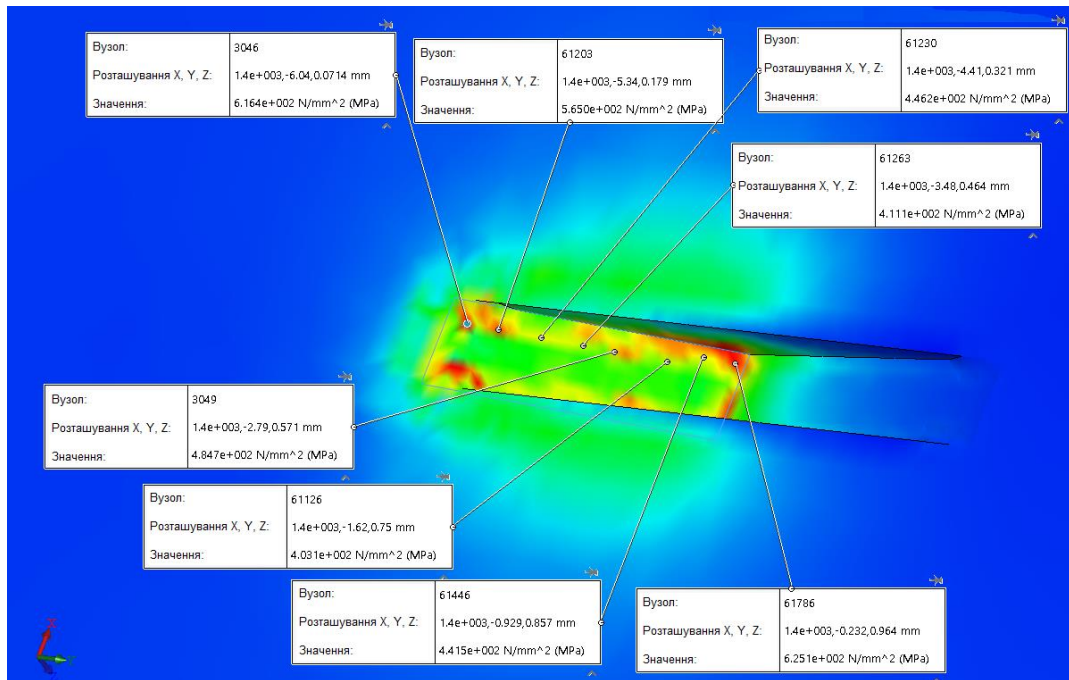


Рис. 4.9 – Зміна напружень по довжині дефекту №1

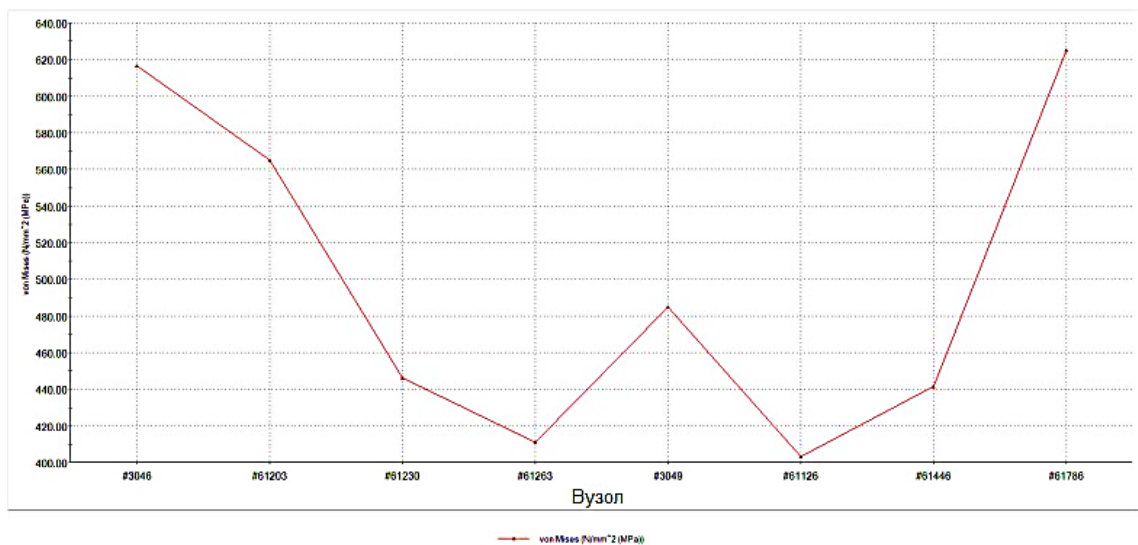


Рис. 4.10 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №1

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 625 МПа, середнє – 520 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ «Українські Енергетичні Машини»: межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.



#### 4.4.2 Дефект №2

Результати розрахунку напружень для дефекту №2 наведено на рис. 4.11 – 4.15.



Рис. 4.11 – Фактичний дефект

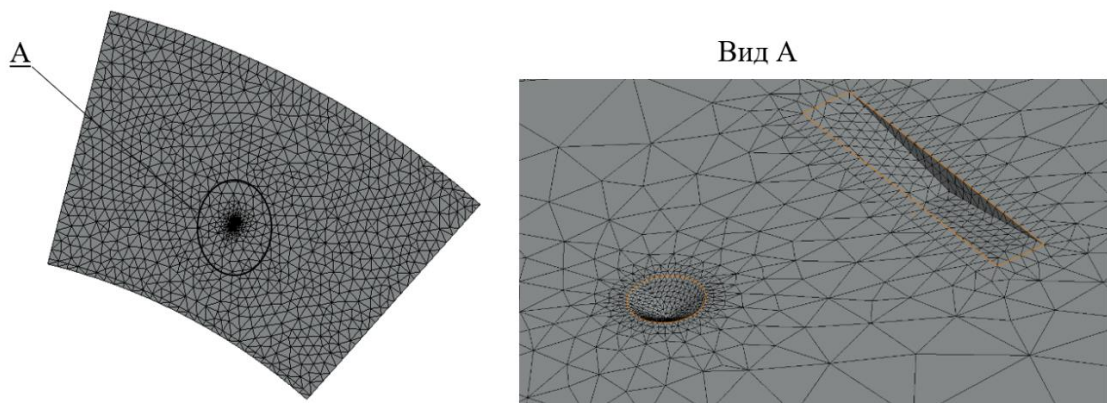


Рис. 4.12 – Розрахункова сітка

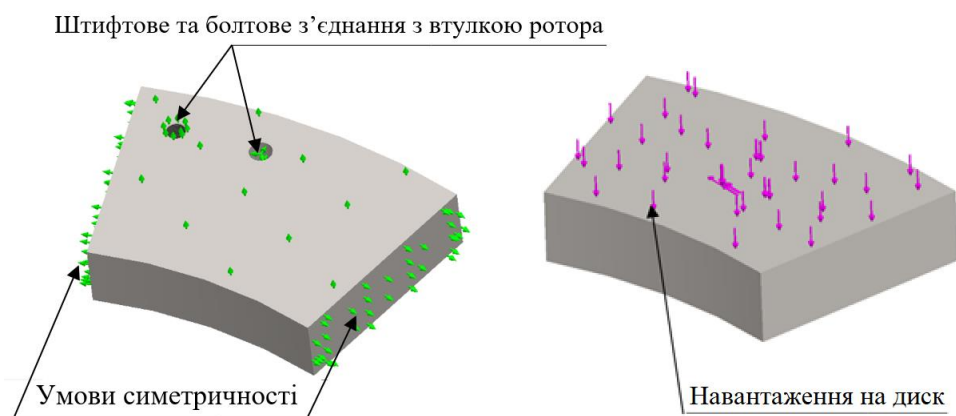


Рис. 4.13 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження



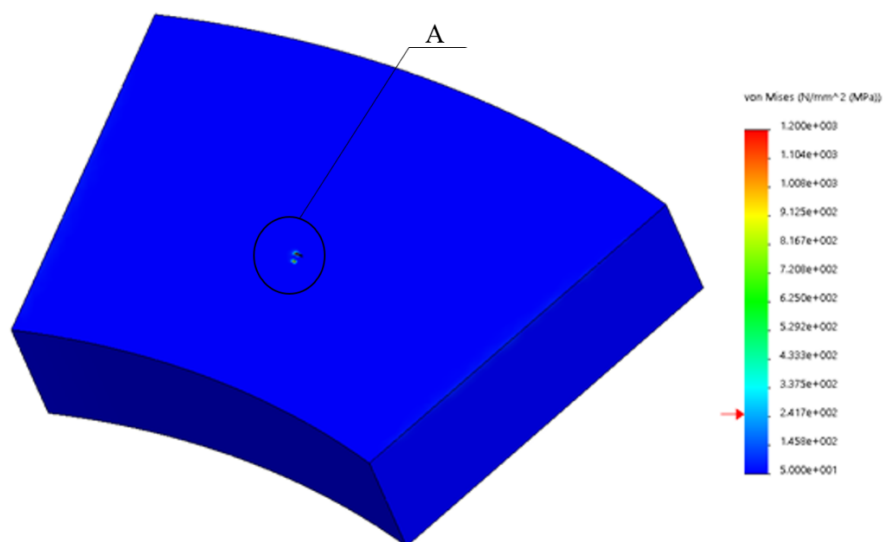


Рис. 4.14 – Поле напружень у частині диска з дефектом №2

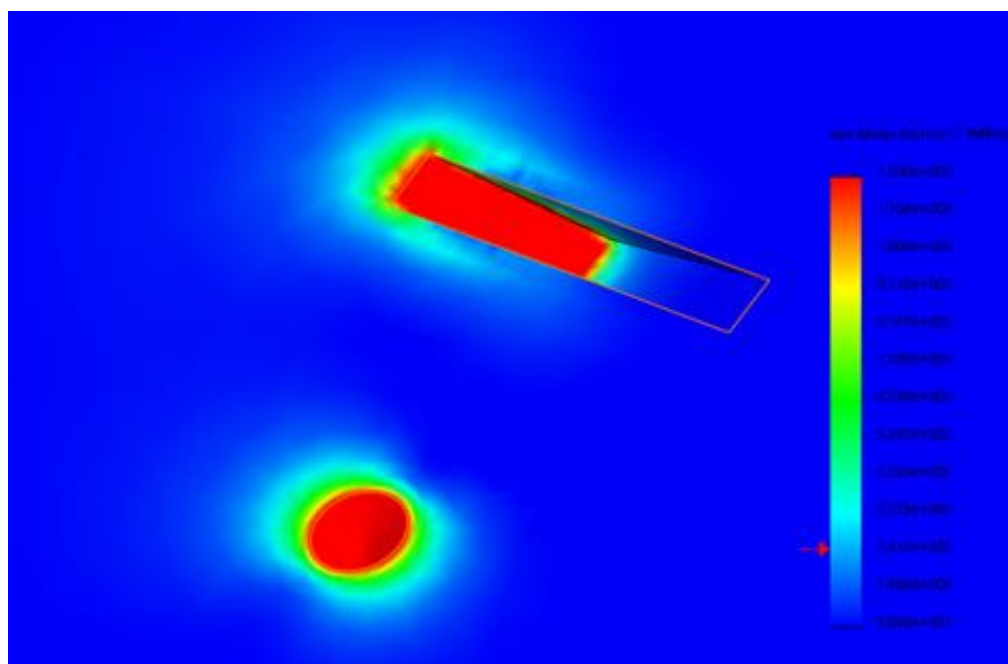


Рис. 4.15 – Поле напружень у дефекті №2 (вид А)

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 1200 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ «Українські Енергетичні Машини»: межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.

### 4.4.3 Дефект №3

Результати розрахунку напружень для дефекту №3 наведено на рис. 4.16 – 4.22.

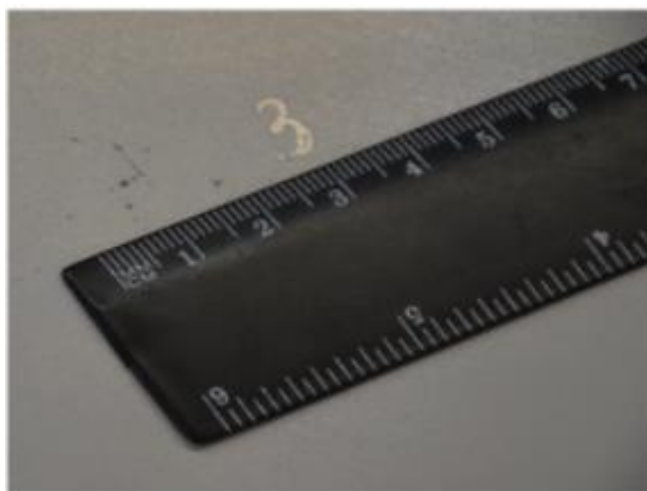


Рис. 4.16 – Фактичний дефект

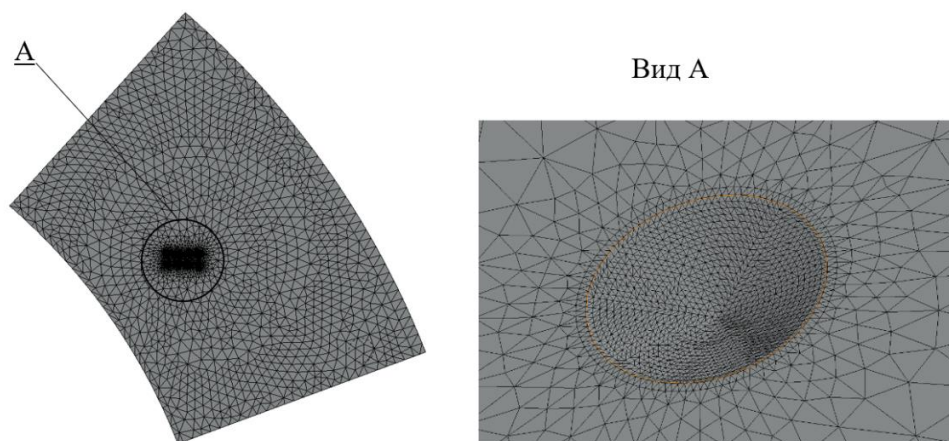


Рис. 4.17 – Розрахункова сітка

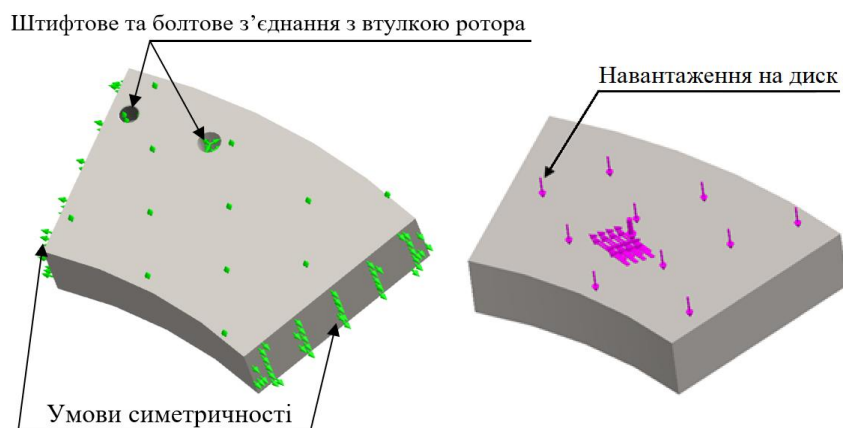


Рис. 4.18 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження

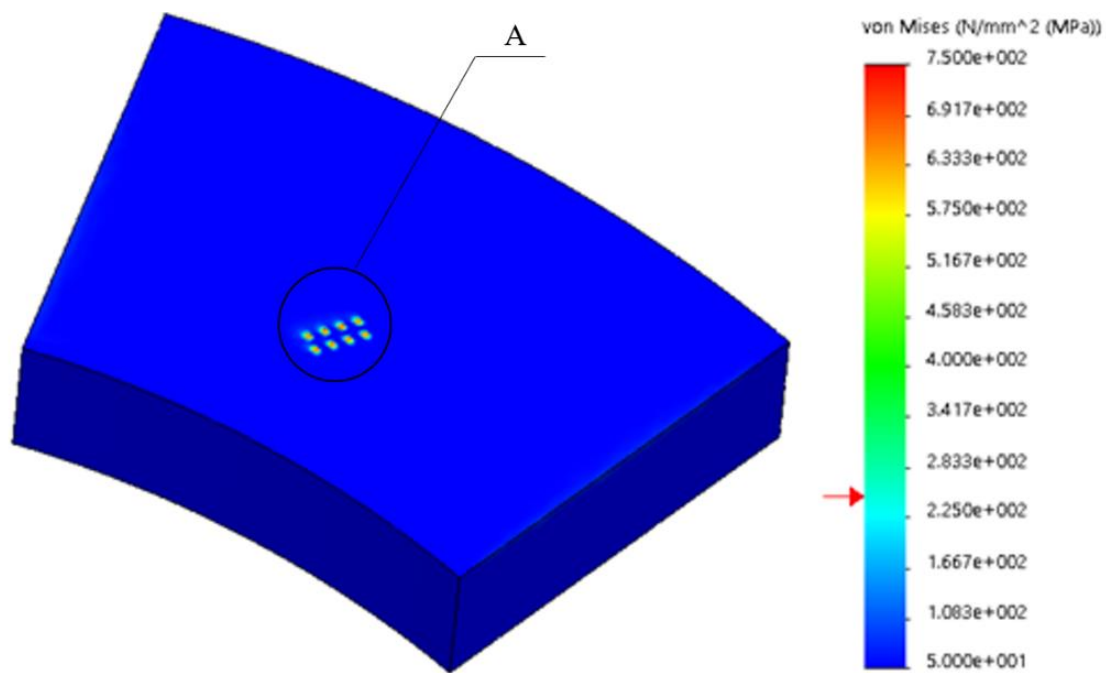


Рис. 4.19 – Поле напружень у частині диска з дефектом №3

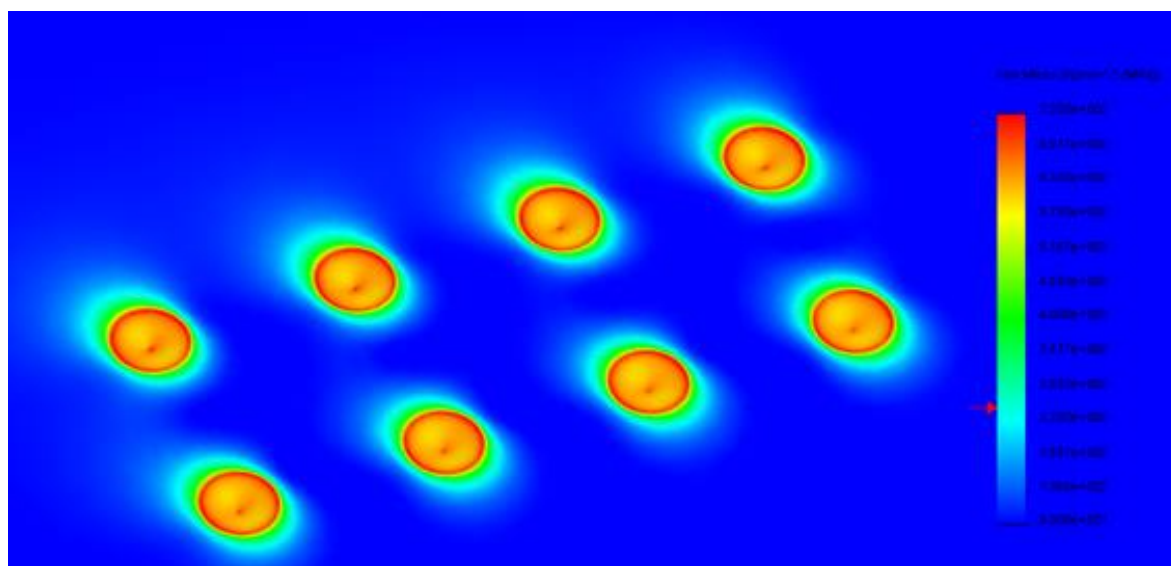


Рис. 4.20 – Поле напружень у дефекті №3 (вид А)

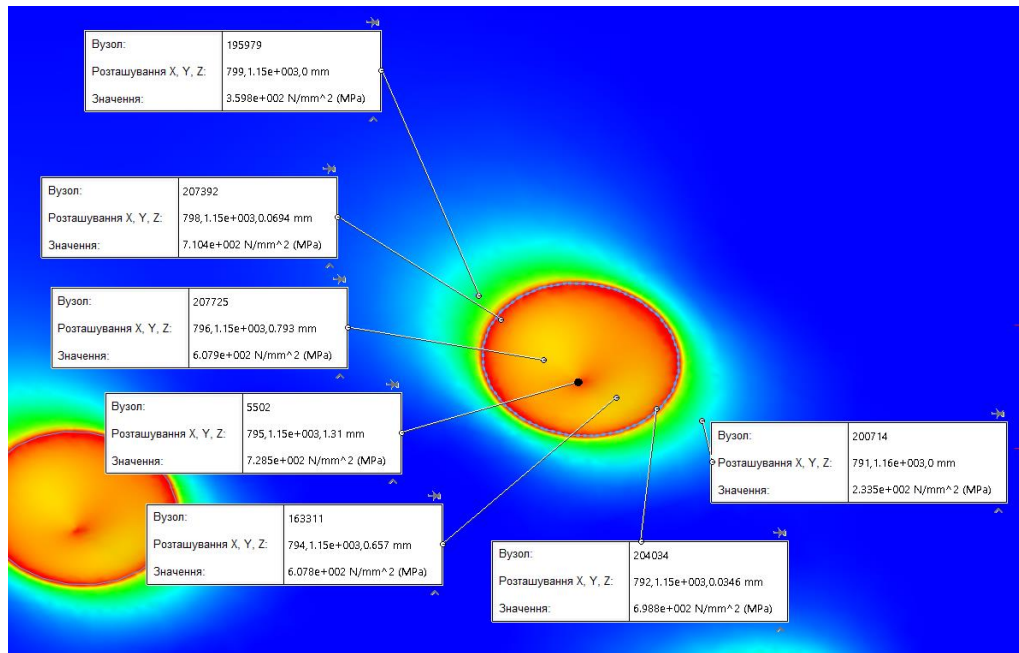


Рис. 4.21 – Зміна напружень по довжині дефекту №3

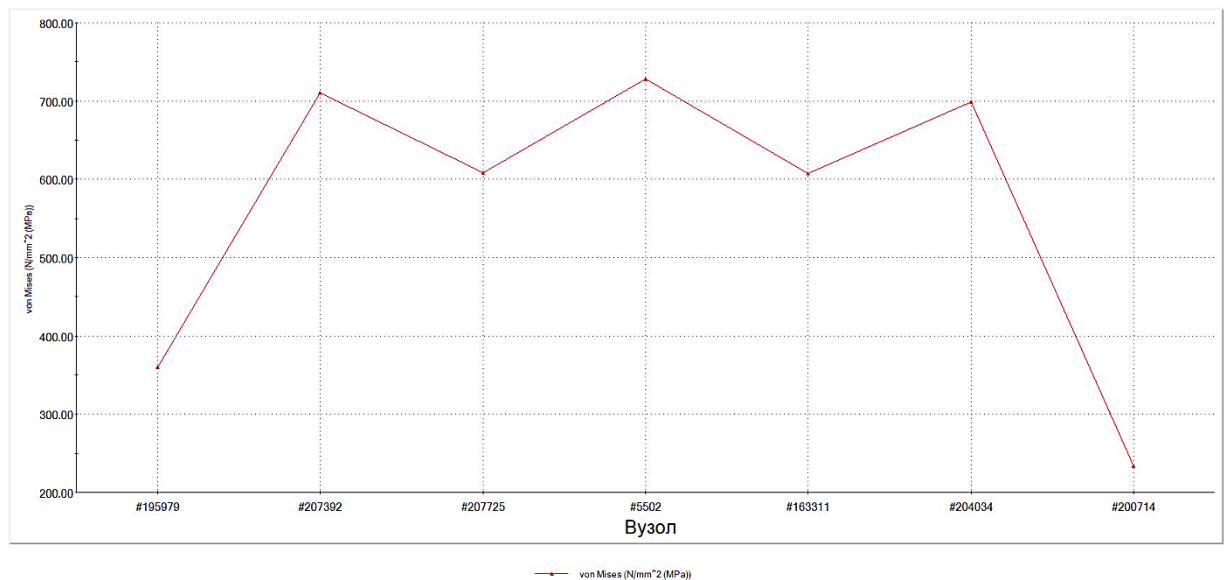


Рис. 4.22 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №3

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 728 МПа, середнє – 500 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ «Українські Енергетичні Машини»: межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.

#### 4.4.4 Дефект № 4.

Результати розрахунку напружень для дефекту №4 наведено на рис. 4.23–4.29.

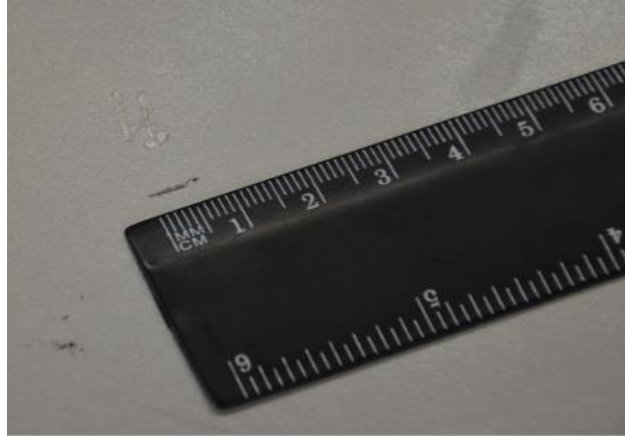


Рис. 4.23 – Фактичний дефект

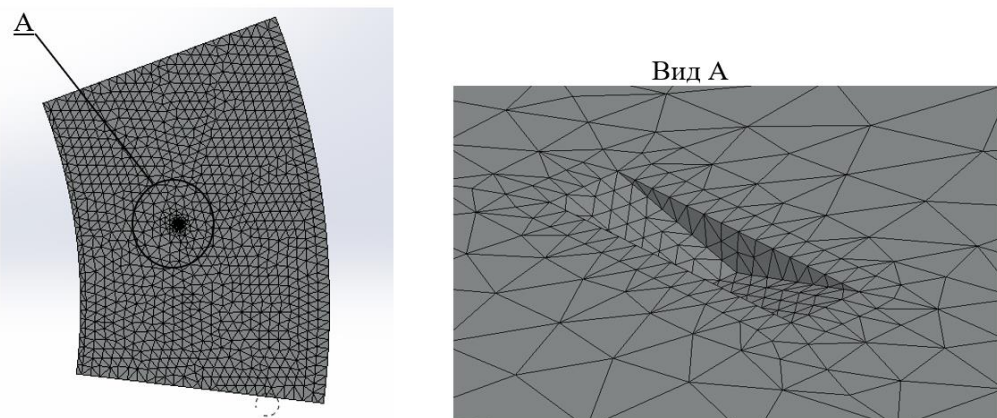


Рис. 4.24 – Розрахункова сітка

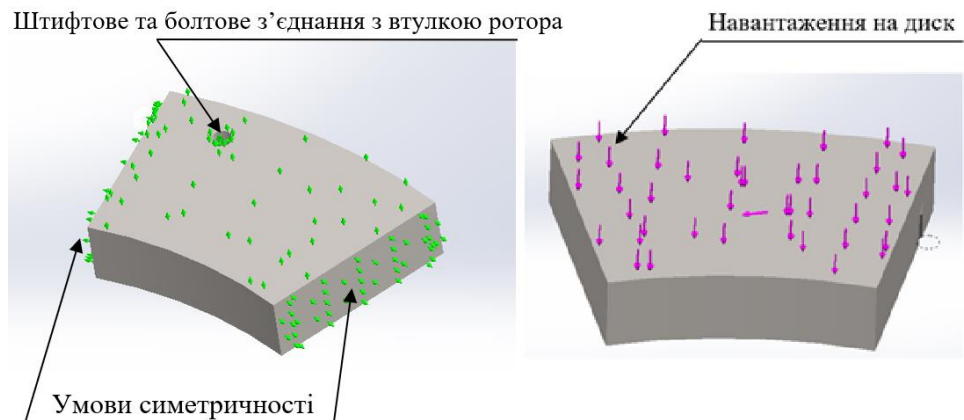


Рис. 4.25 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження



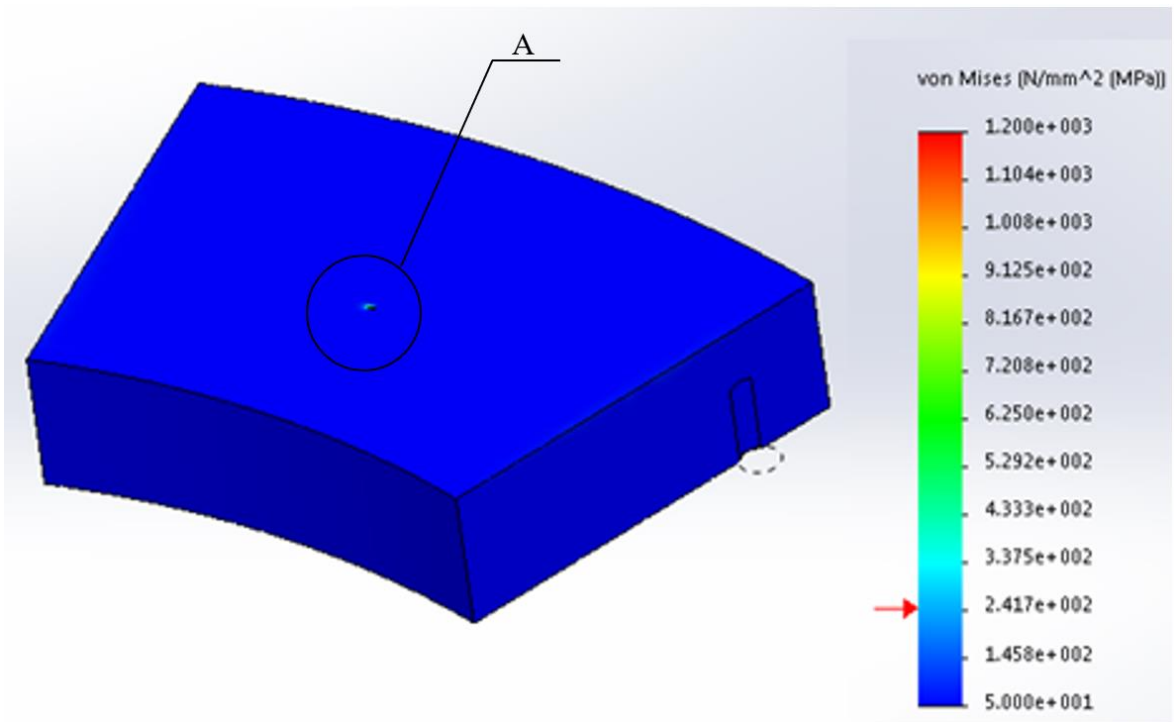


Рис. 4.26 – Поле напружень у частині диска з дефектом №4

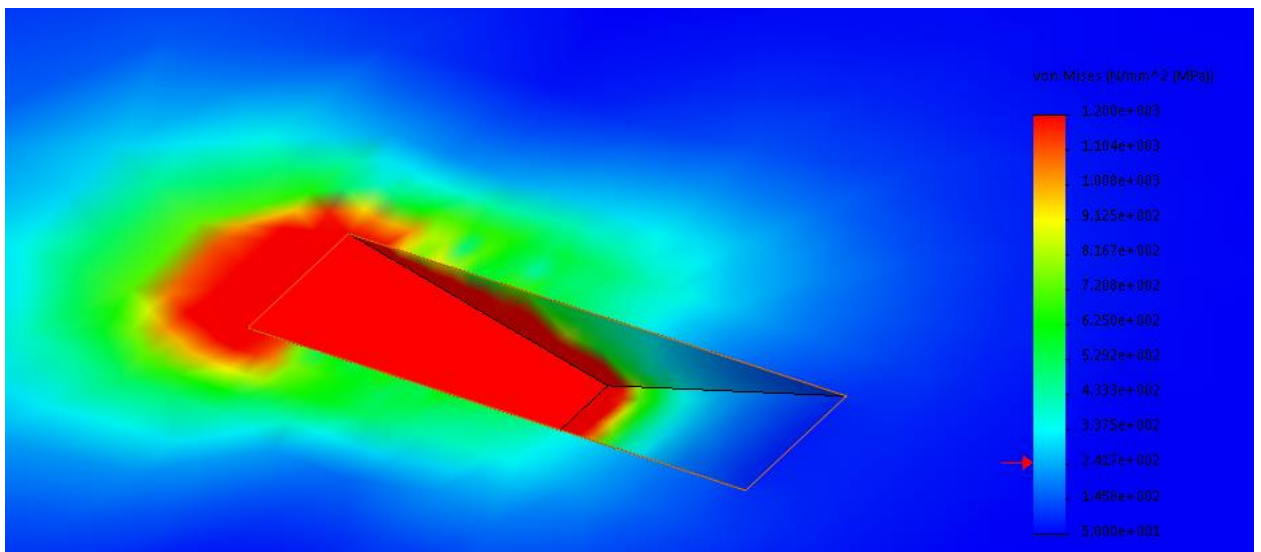


Рис. 4.27 – Поле напружень у дефекті №4 (вид А)

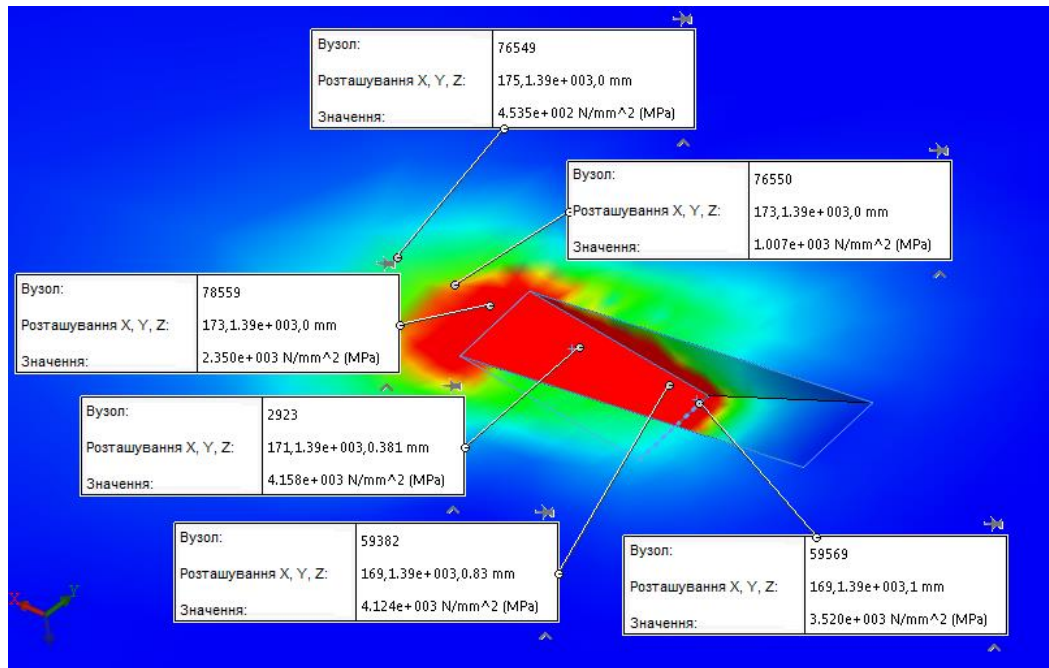


Рис. 4.28 – Зміна напружень по довжині дефекту №4

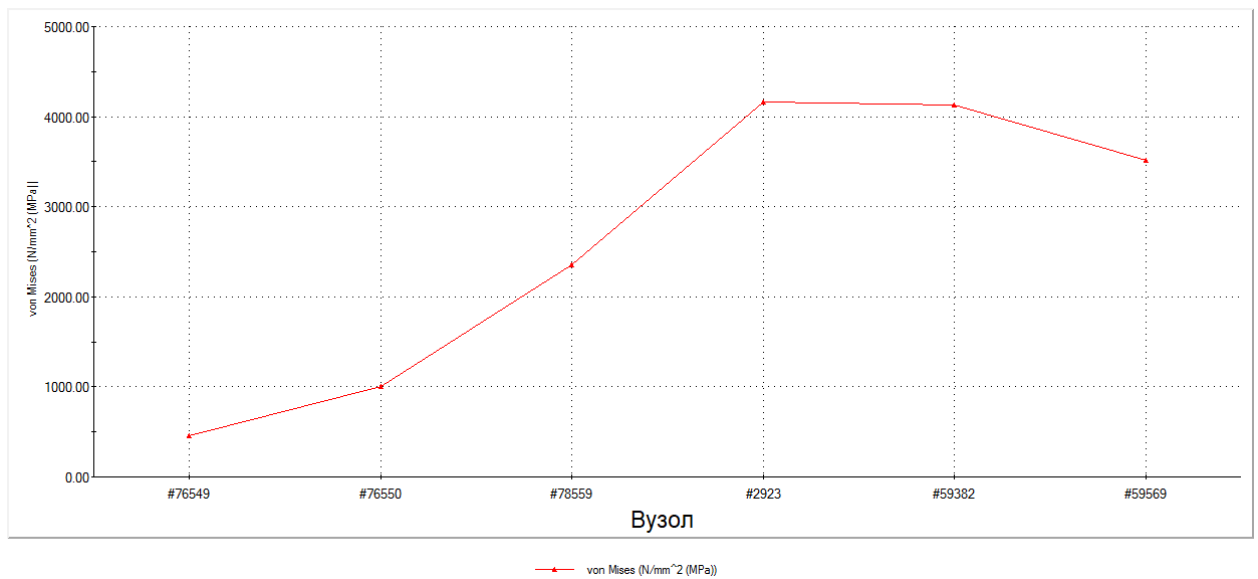


Рис. 4.29 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №4

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 4158 МПа, середнє – 2500 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ "Українські Енергетичні Машини": межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.

## 4.4.5 Дефект №5

Результати розрахунку напружень для дефекту №5 наведено на рис. 4.30 – 4.36.

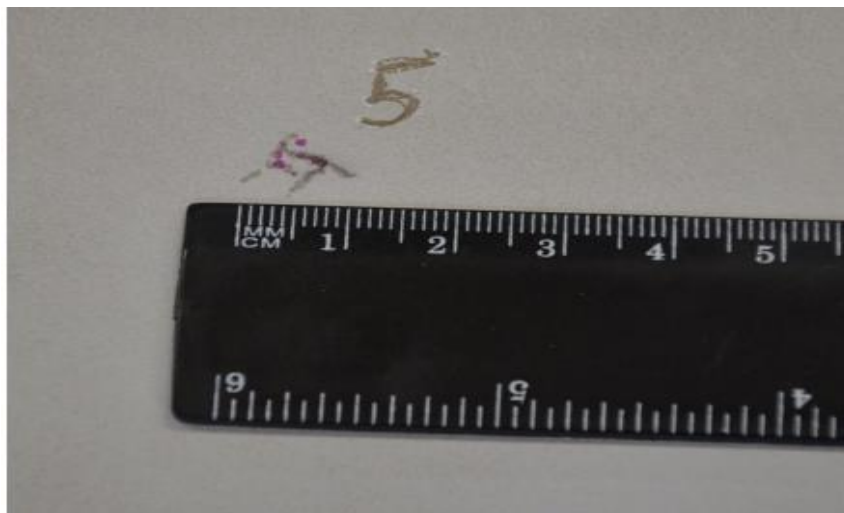
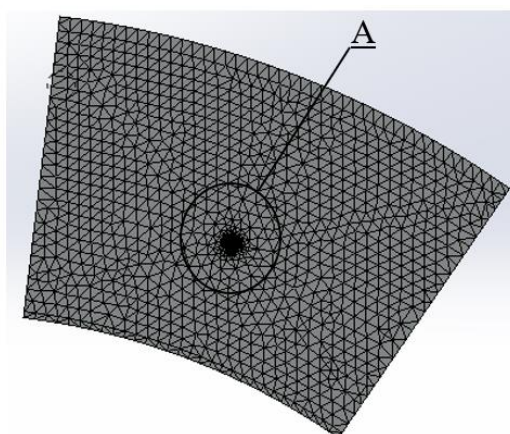


Рис. 4.30 – Фактичний дефект



Вид А

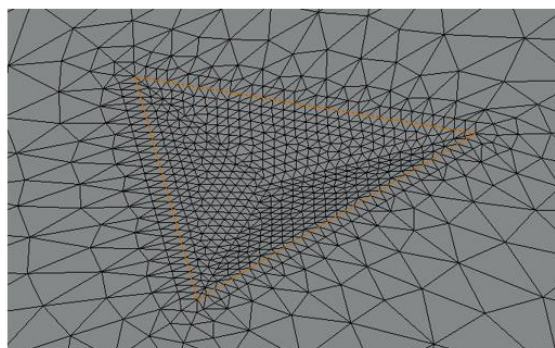


Рис. 4.31 – Розрахункова сітка

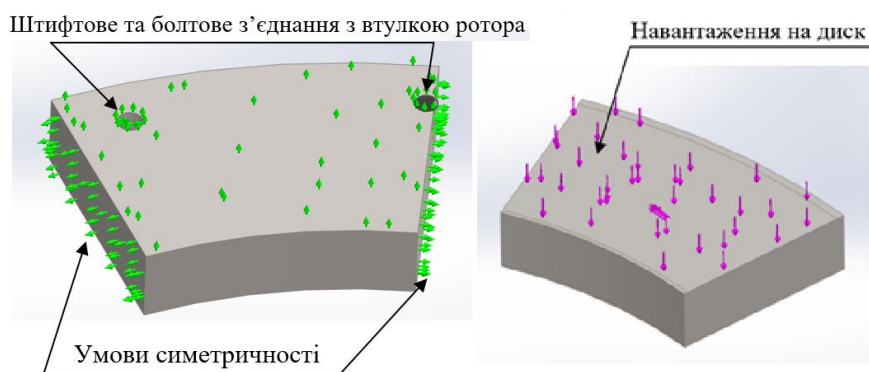


Рис. 4.32 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження



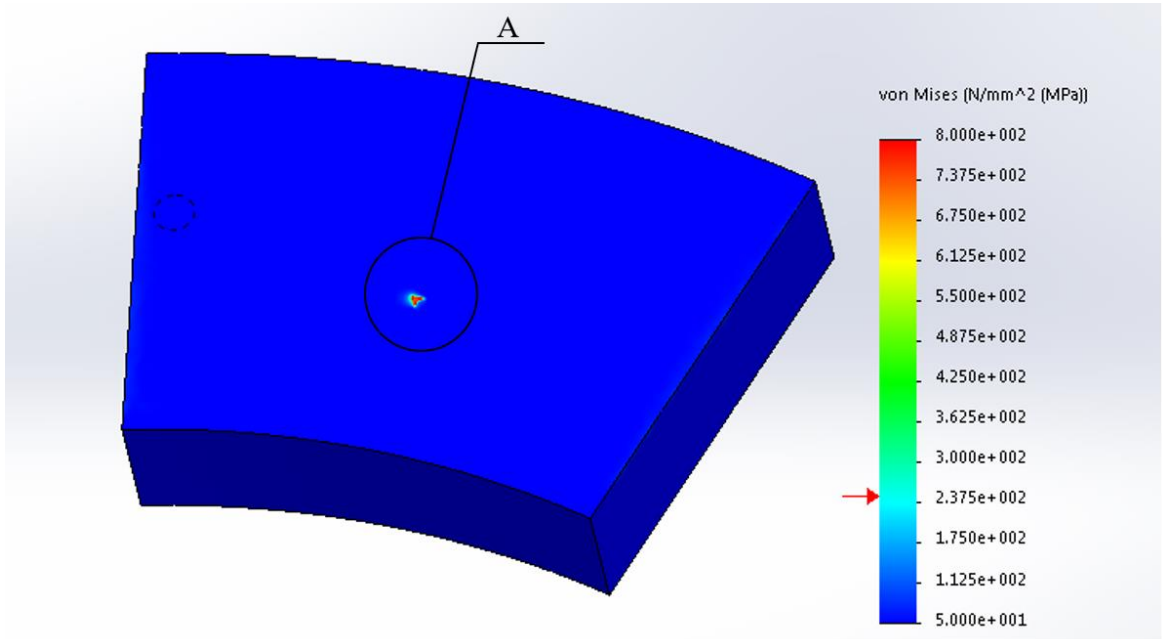


Рис. 4.33 – Поле напружень у частині диска з дефектом №5

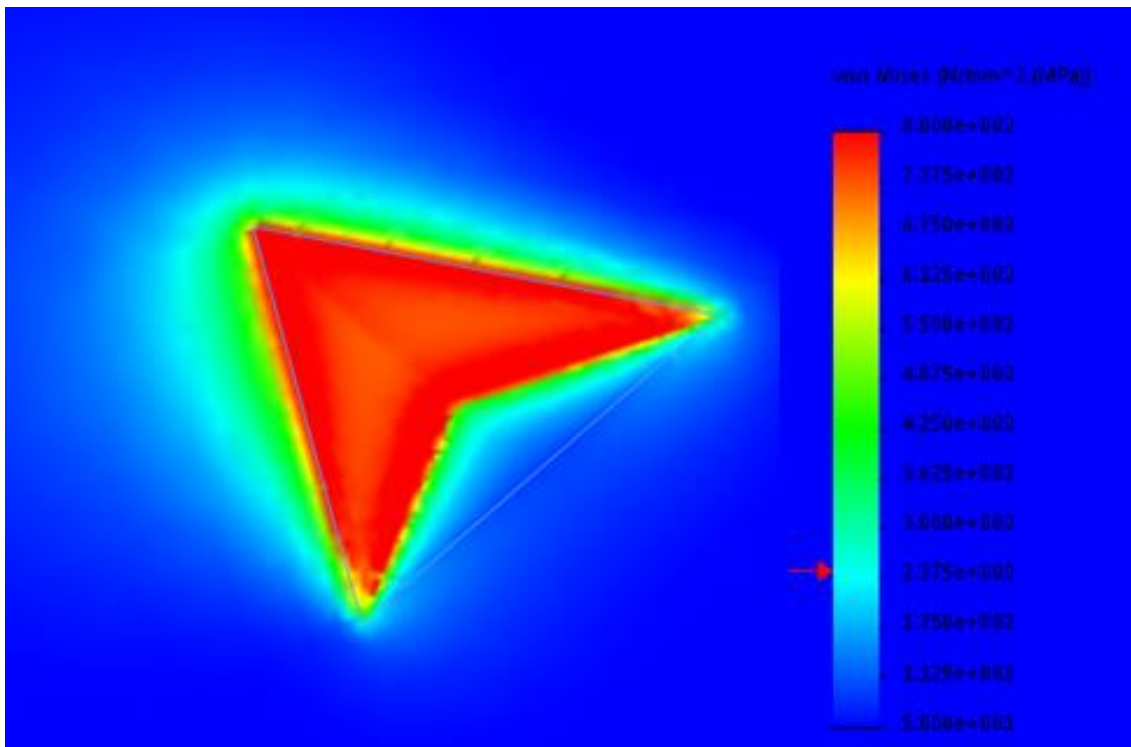


Рис. 4.34 – Поле напружень у дефекті №5 (вид А)

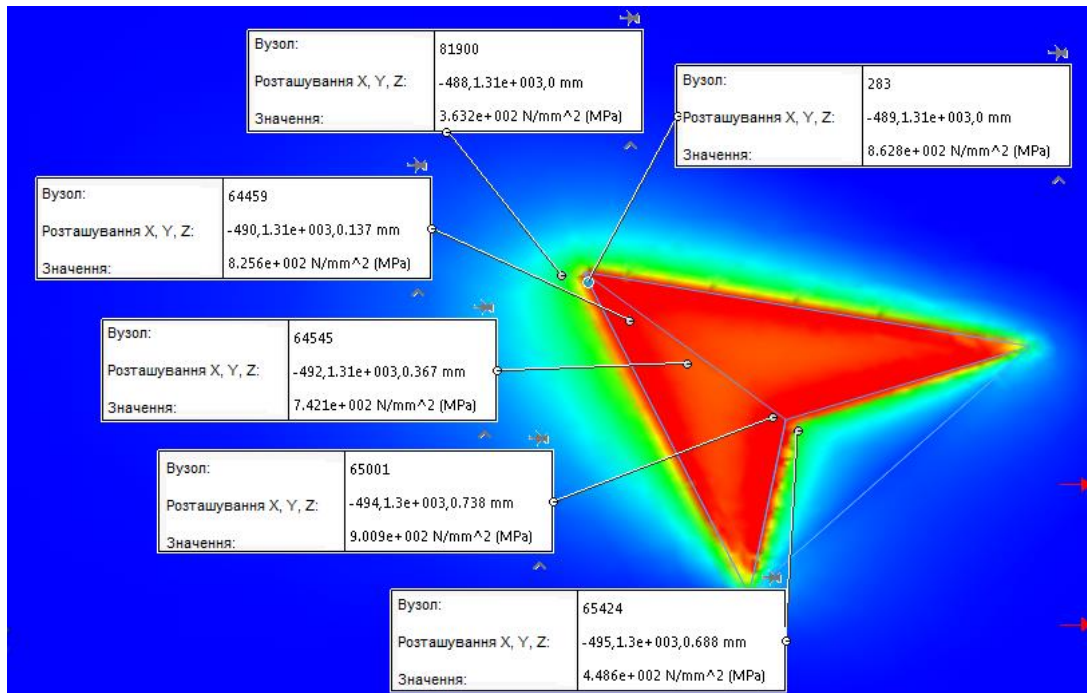


Рис. 4.35 – Зміна напружень по довжині дефекту №5

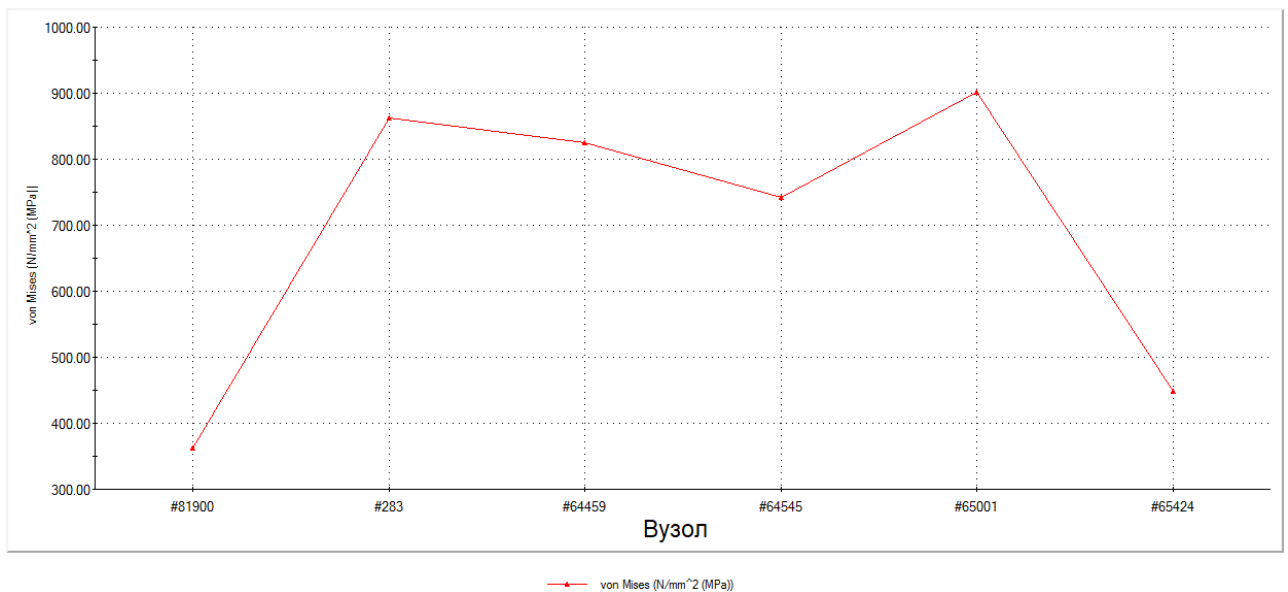


Рис. 4.36 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №5

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 901 МПа, середнє – 750 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ "Українські Енергетичні Мащини": межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа

## 4.4.6 Дефект №6

Результати розрахунку напружень для дефекту №6 наведено на рис. 4.37 – 4.43.



Рис. 4.37 – Фактичний дефект

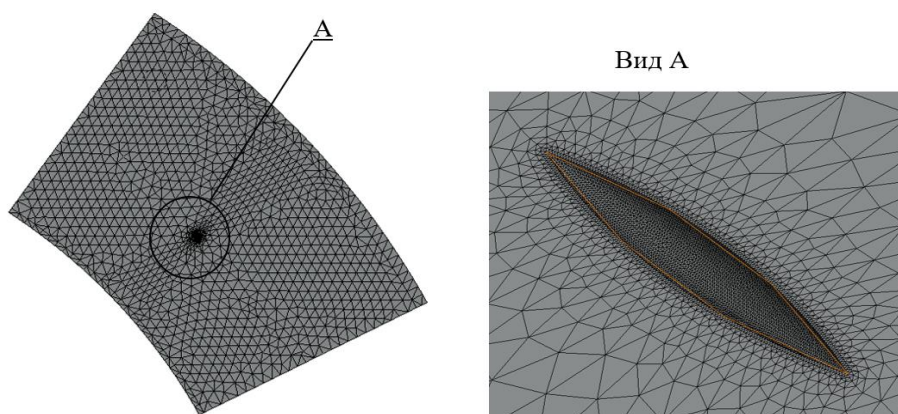


Рис. 4.38 – Розрахункова сітка

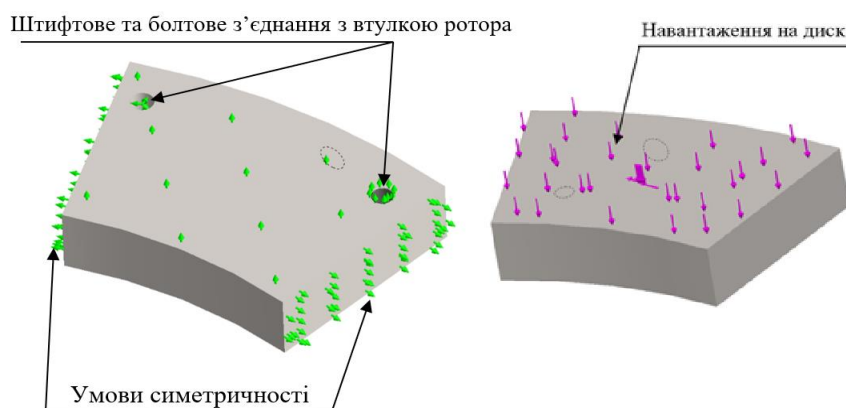


Рис. 4.39 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження

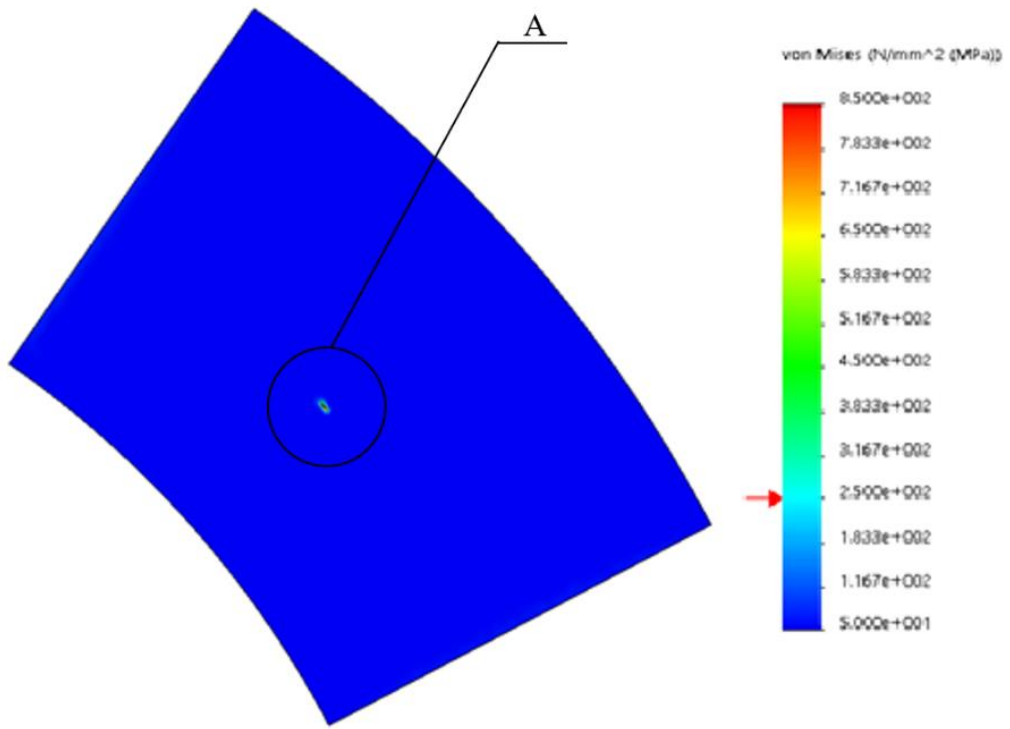


Рис. 4.40 – Поле напружень у частині диска з дефектом №6

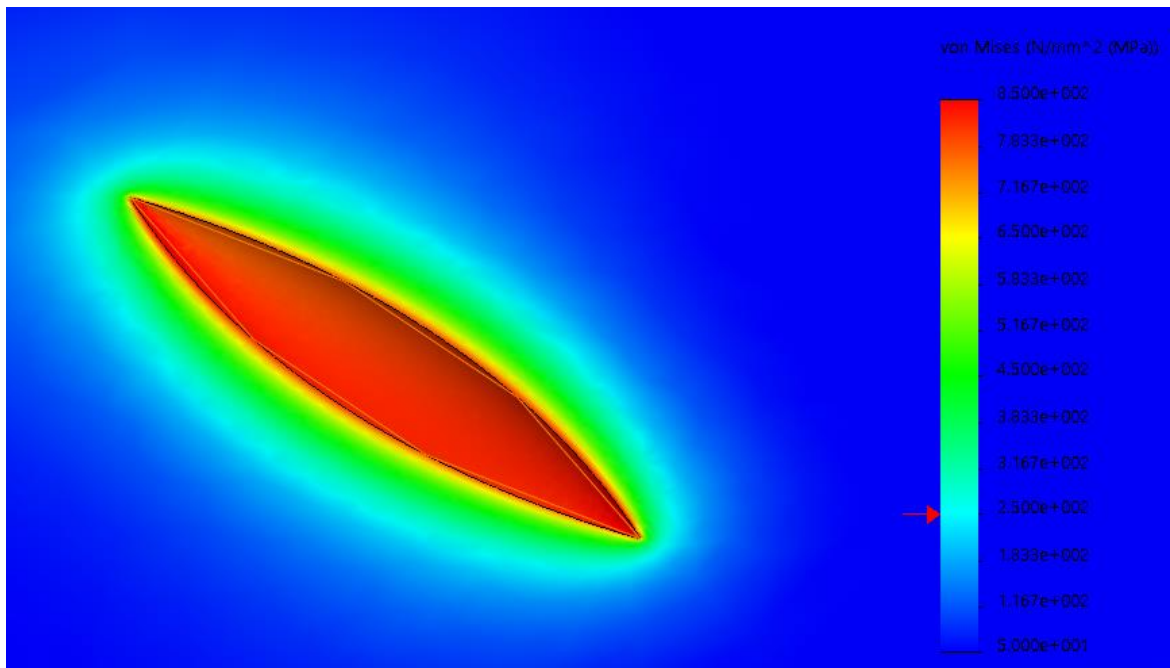


Рис. 4.41 – Поле напружень у дефекті №6 (вид А)

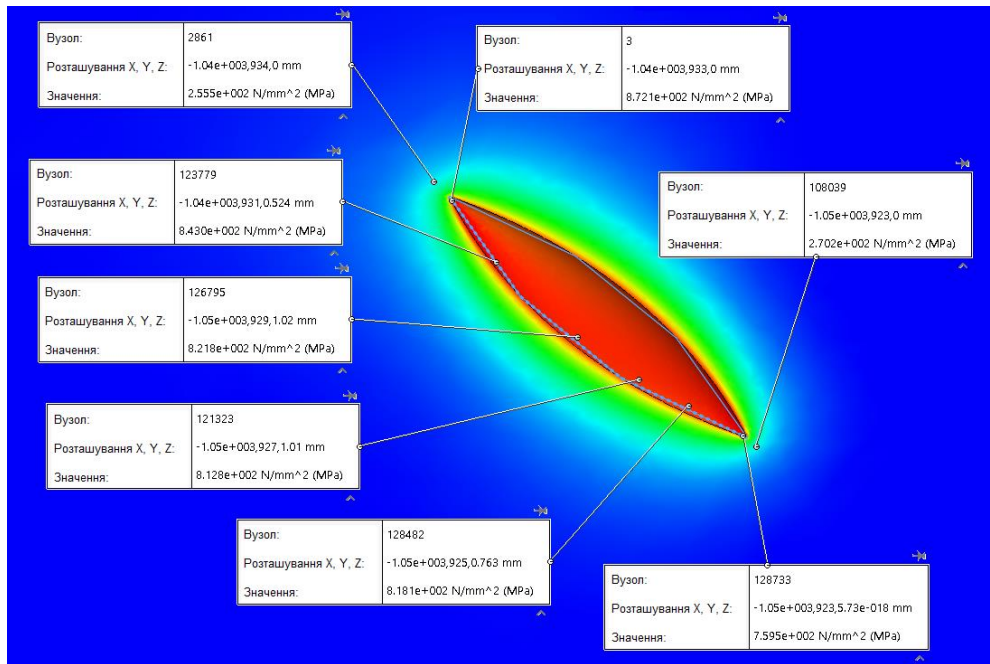


Рис. 4.42 – Зміна напружень по довжині дефекту №6

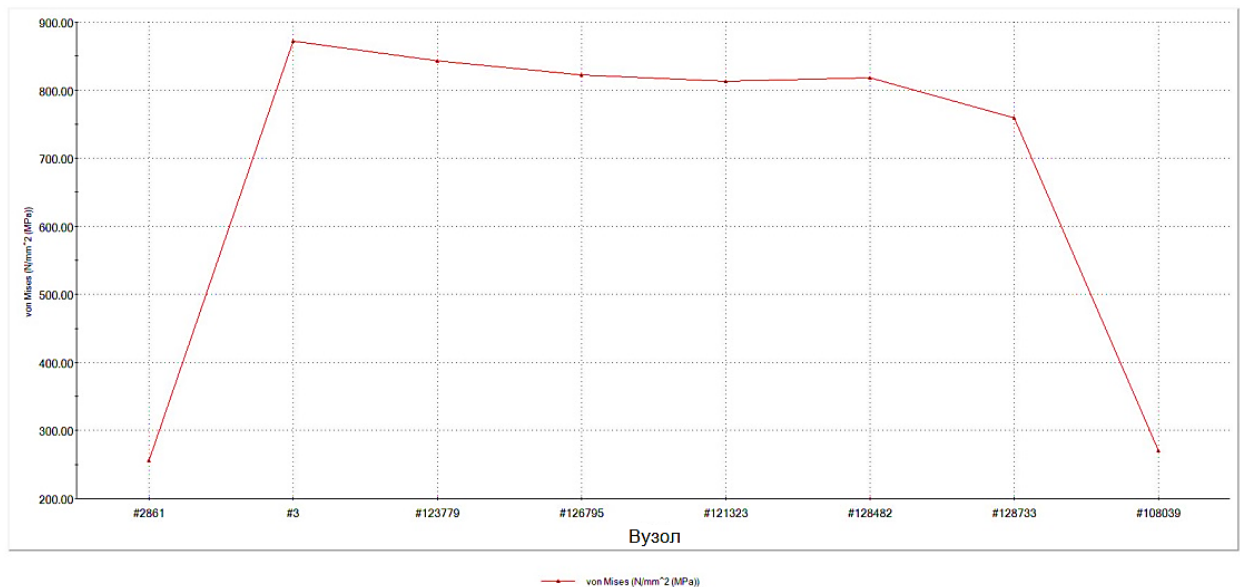


Рис. 4.43 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №6

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 870 МПа, середнє – 600 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ "Українські Енергетичні Мащини": межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.



#### 4.4.7 Дефект №7

Результати розрахунку напружень для дефекту №7 наведено на рис. 4.44 – 4.50.

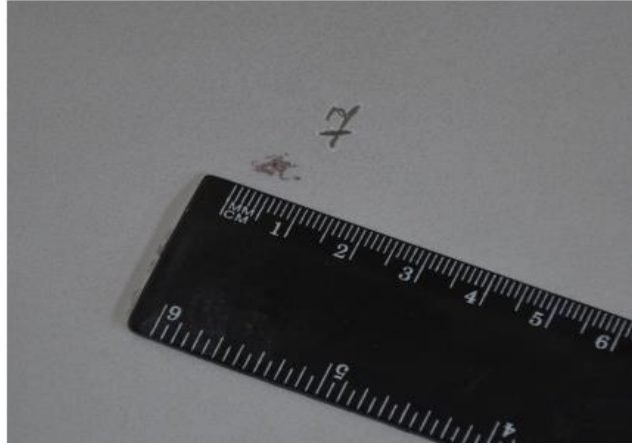


Рис. 4.44 – Фактичний дефект

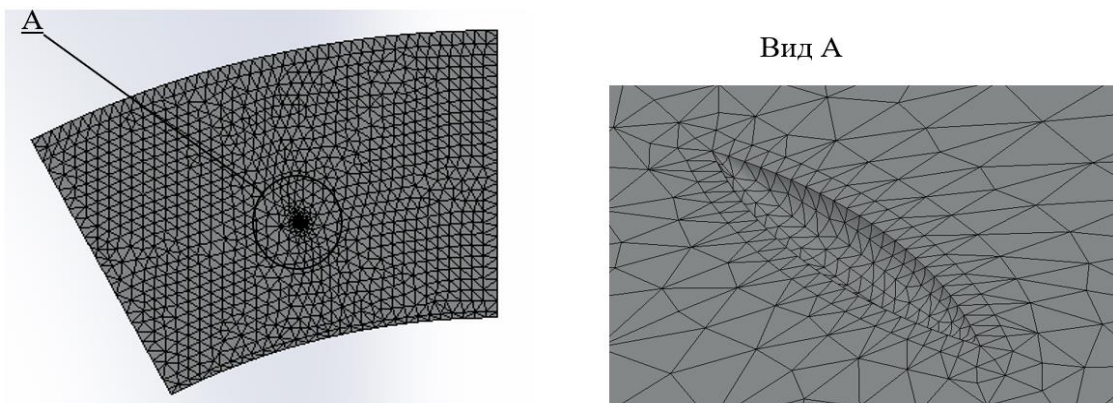


Рис. 4.45 – Розрахункова сітка

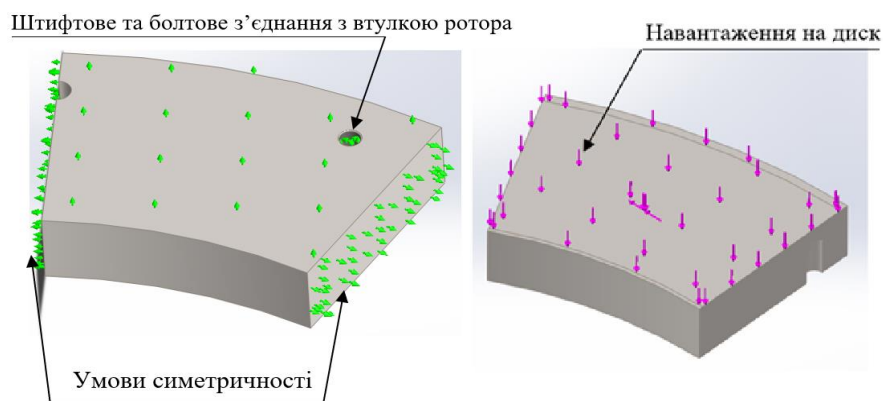


Рис. 4.46 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження

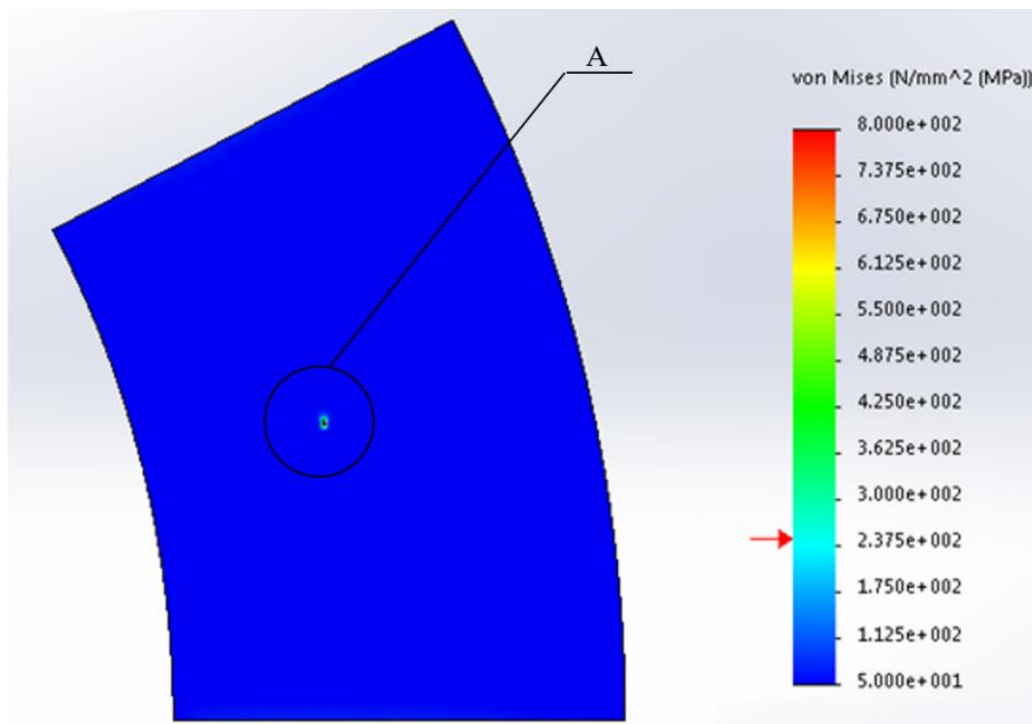


Рис. 4.47 – Поле напружень у частині диска з дефектом №7

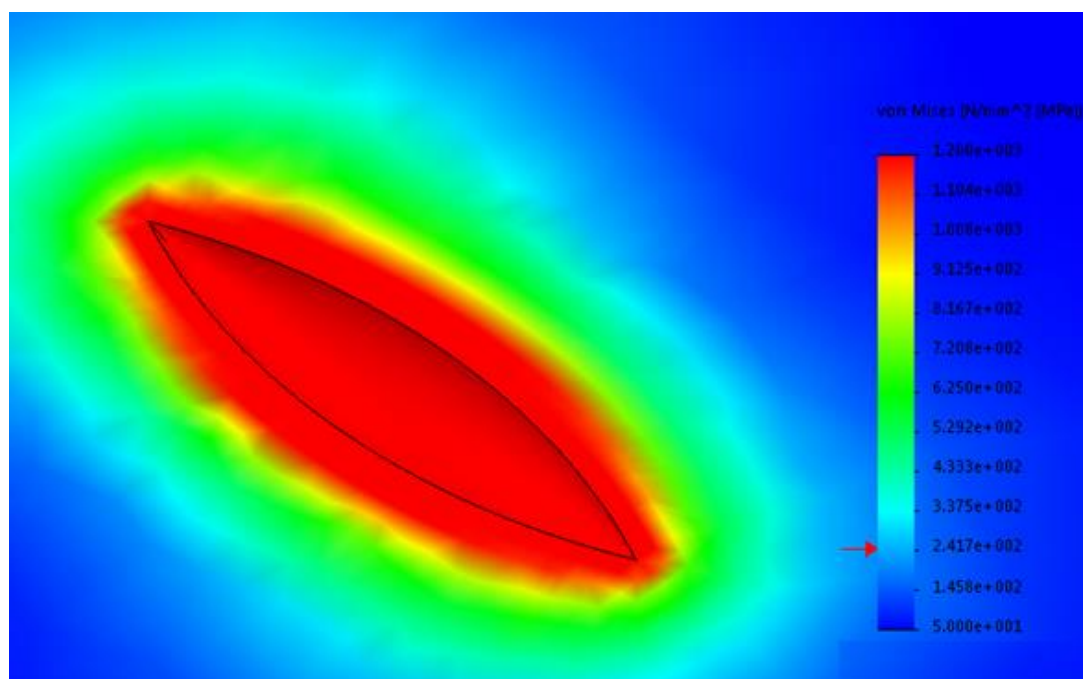


Рис. 4.48 – Поле напружень у дефекті №7 (вид А)

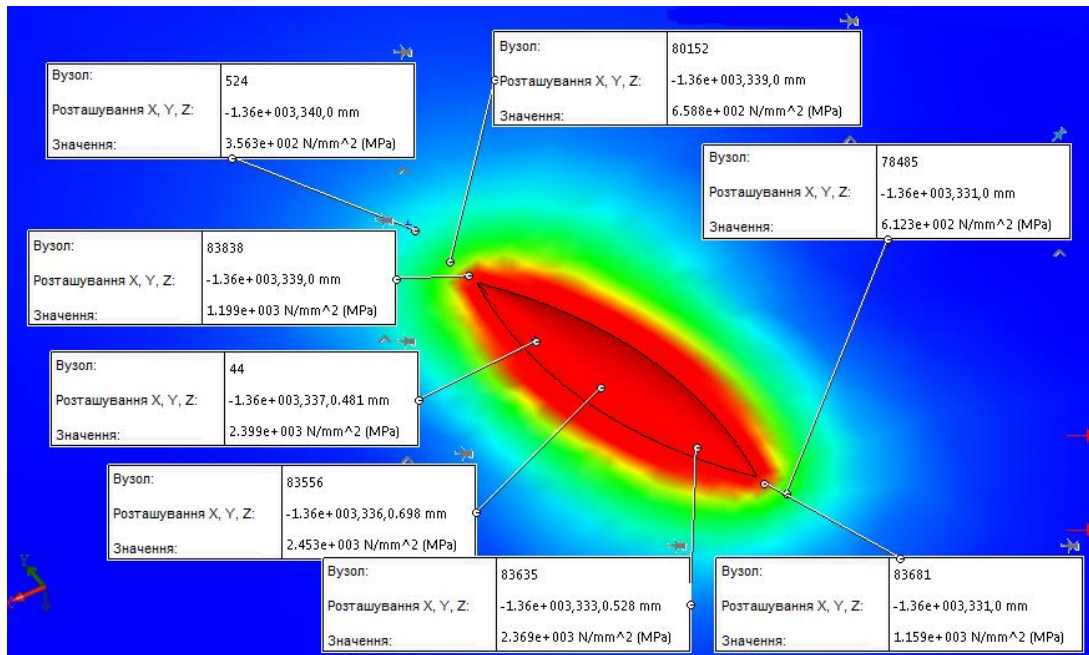


Рис. 4.49 – Зміна напружень по довжині дефекту №7

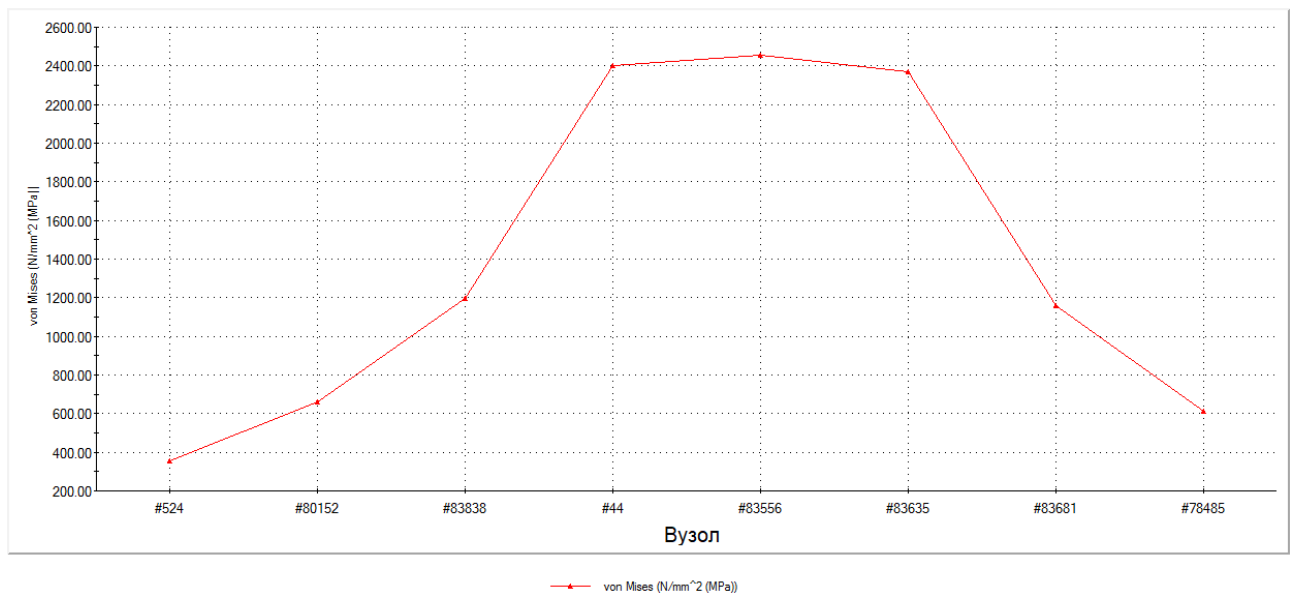


Рис. 4.50 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №7

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 2450 МПа, середнє – 1200 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ "Українські Енергетичні Машини": межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.



## 4.4.8 Дефект №8

Результати розрахунку напружень для дефекту №8 наведено на рис. 4.51 – 4.57.

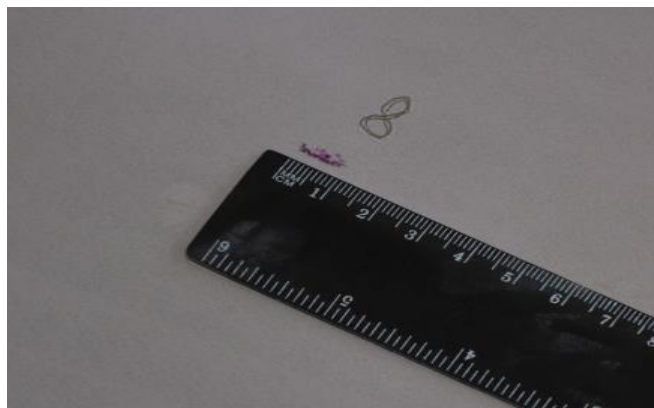


Рис. 4.51 – Фактичний дефект

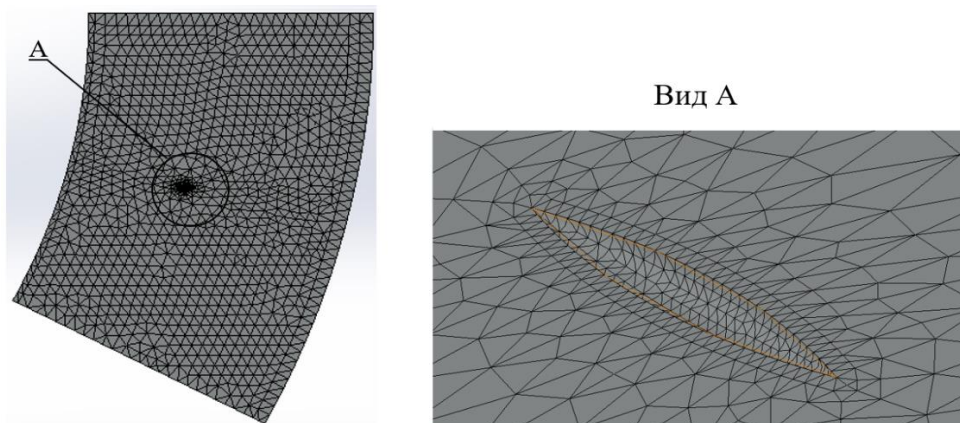


Рис. 4.52 – Розрахункова сітка

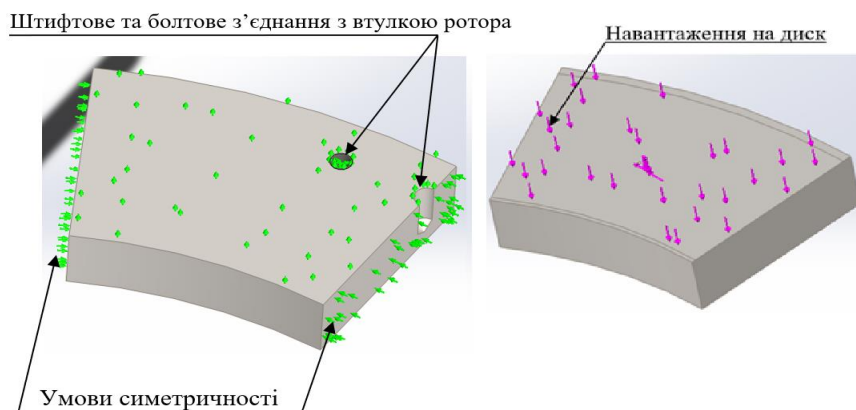


Рис. 4.53 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження

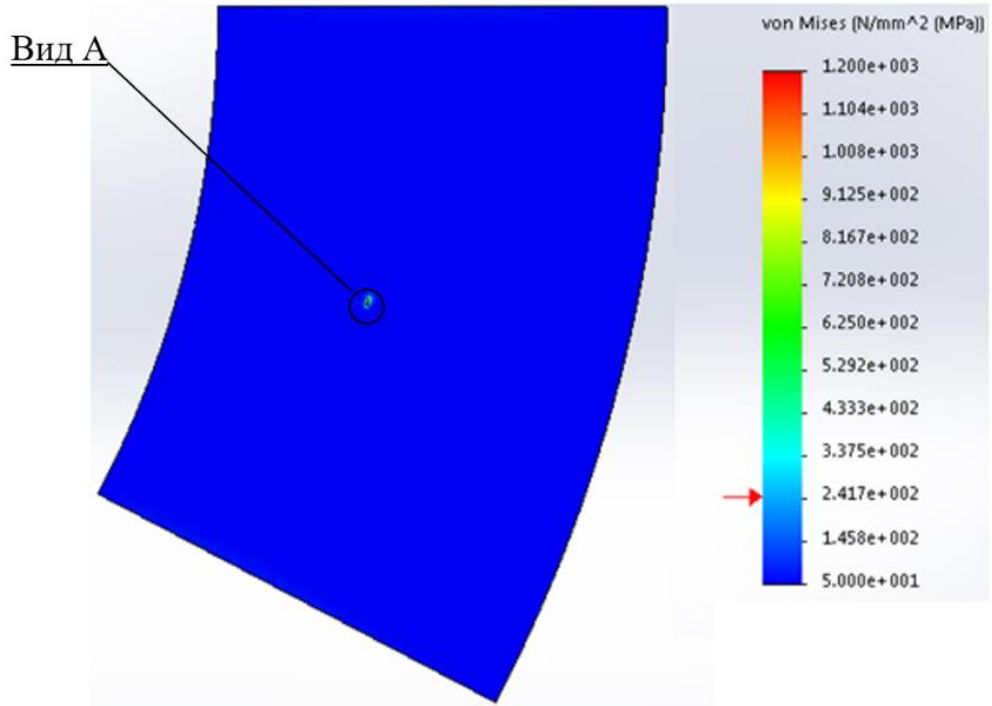


Рис. 4.54 – Поле напружень у частині диска з дефектом №8

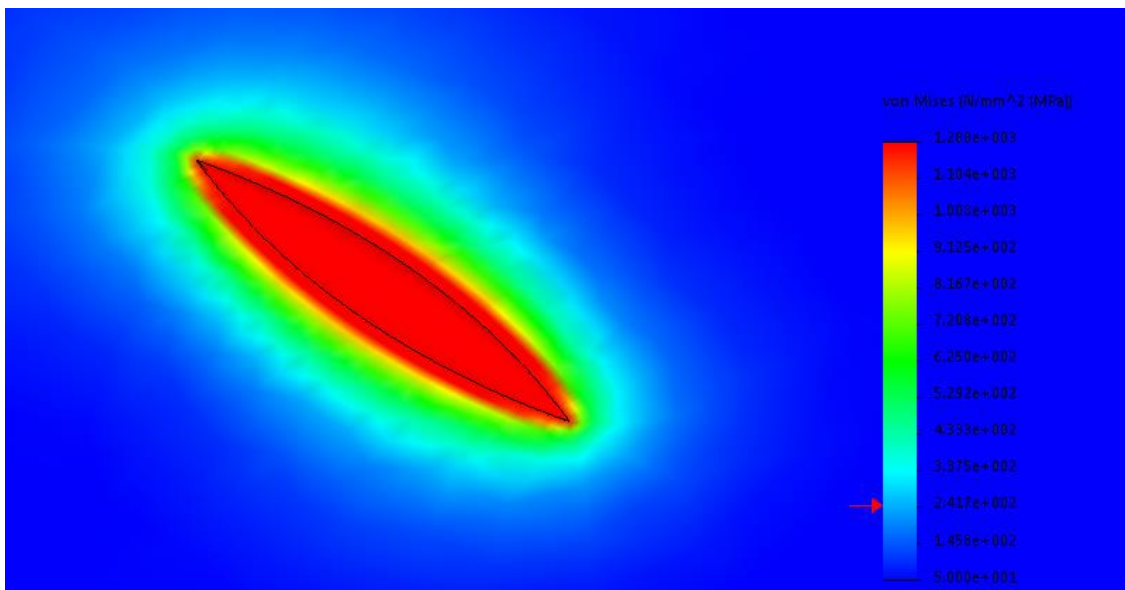


Рис. 4.55 – Поле напружень у дефекті №8 (вид А)

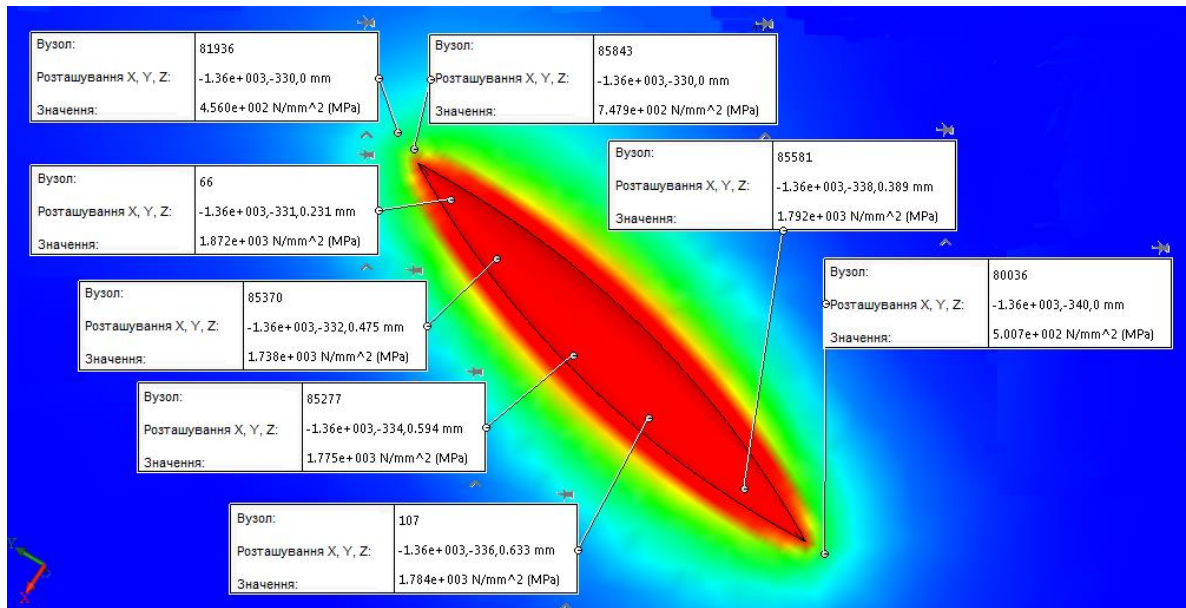


Рис. 4.56 – Зміна напружень по довжині дефекту №8

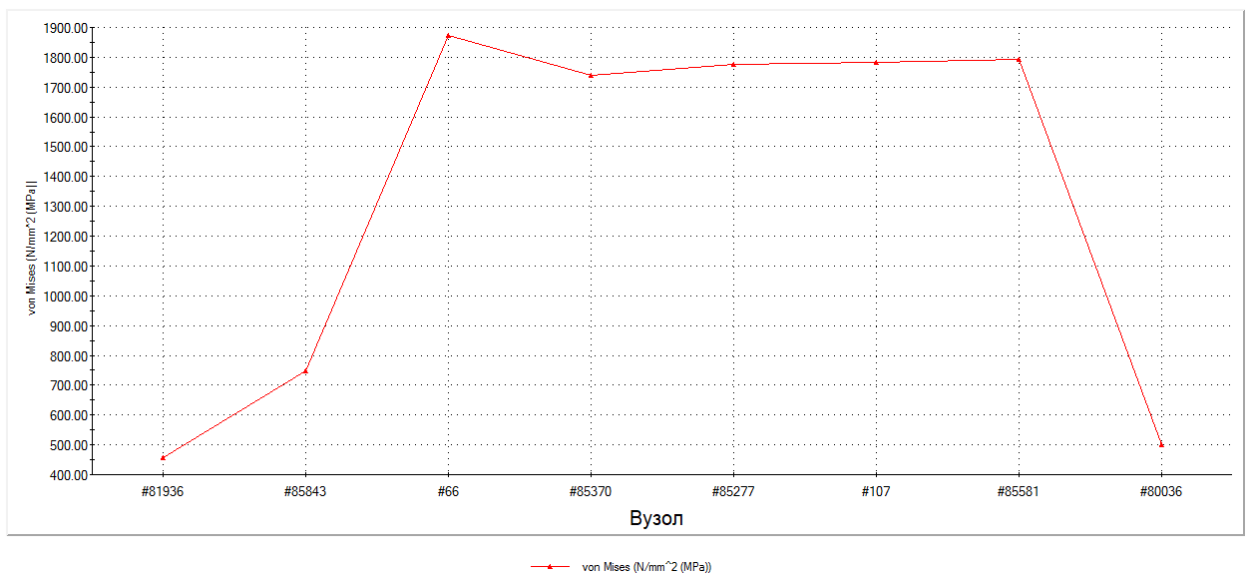


Рис. 4.57 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №8

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 1873 МПа, середнє – 1150 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ "Українські Енергетичні Машини": межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.

## 4.4.9 Дефект №9

Результати розрахунку напружень для дефекту №9 наведено на рис. 4.58 – 4.64.

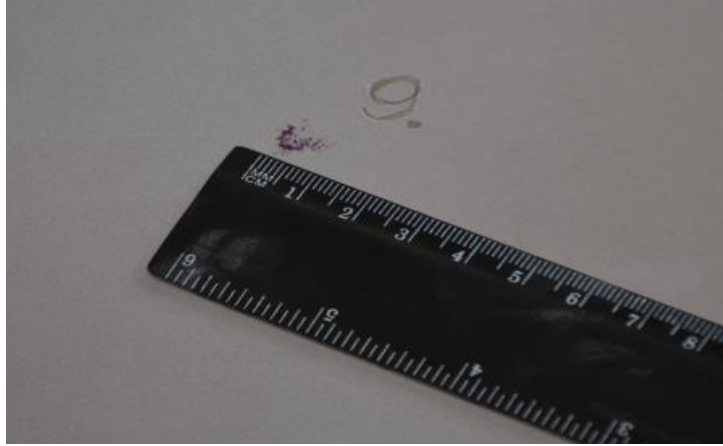


Рис. 4.58 – Фактичний дефект

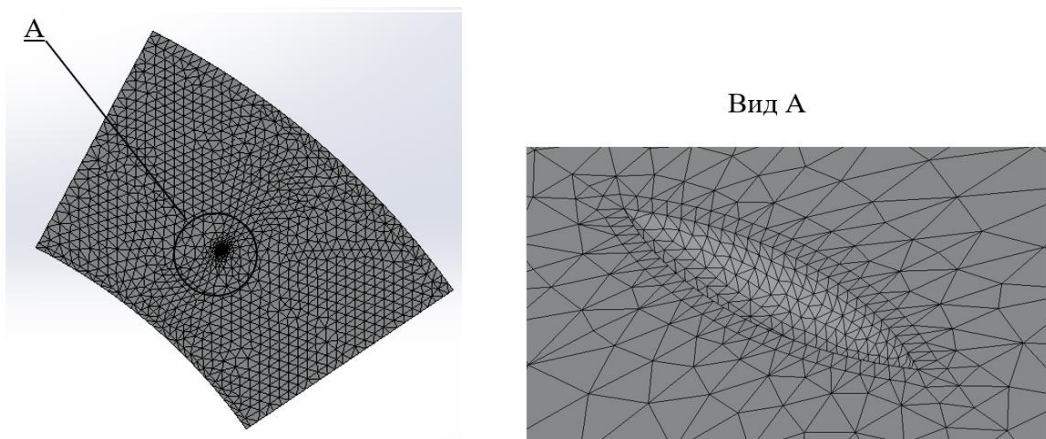


Рис. 59 – Розрахункова сітка

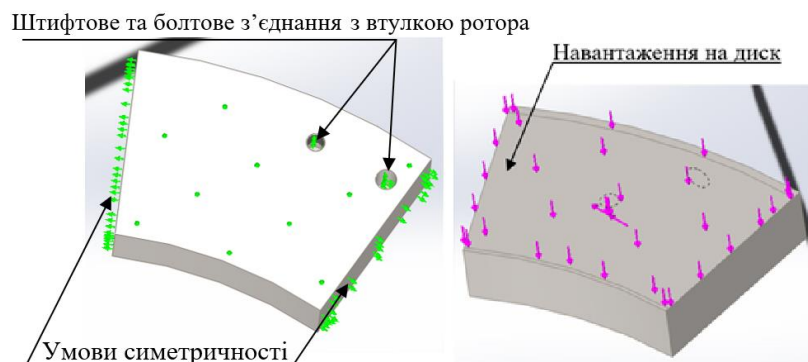


Рис. 4.60 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження

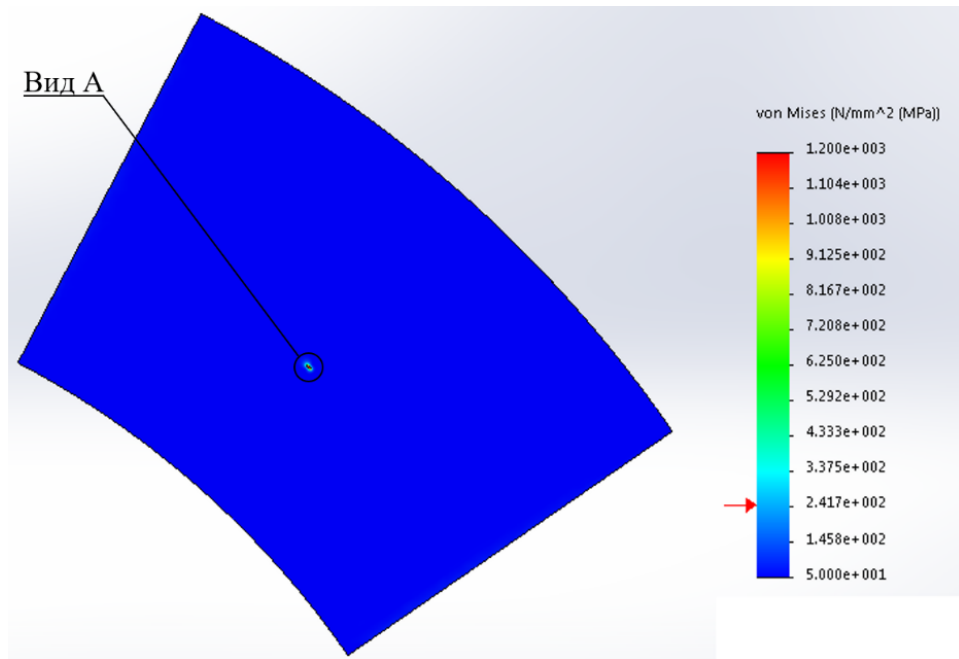


Рис. 4.61 – Поле напружень у частині диска з дефектом №9

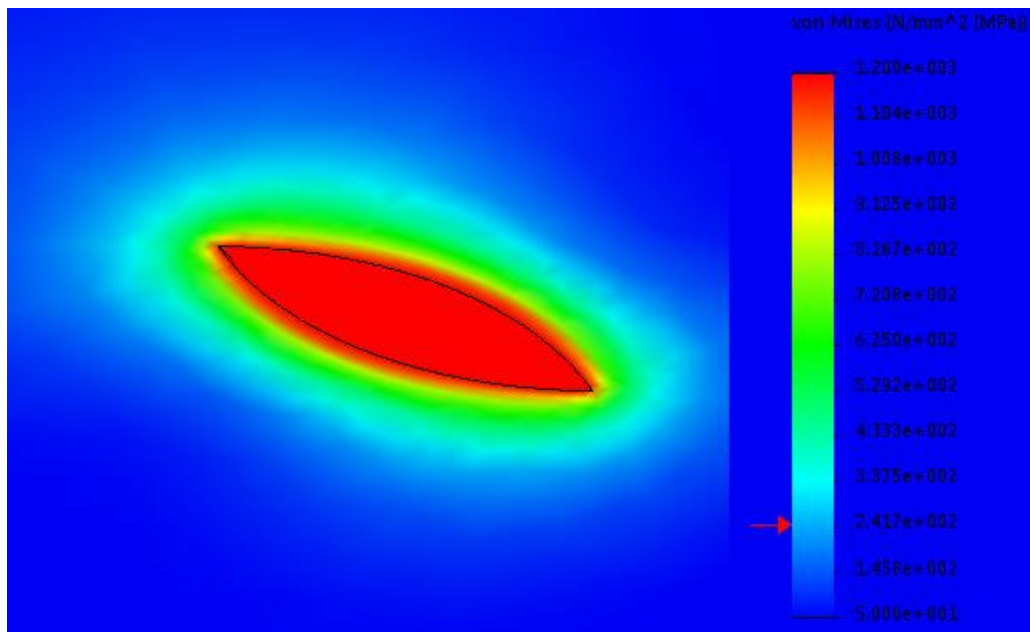


Рис. 4.62 – Поле напружень у дефекті №9 (вид А)



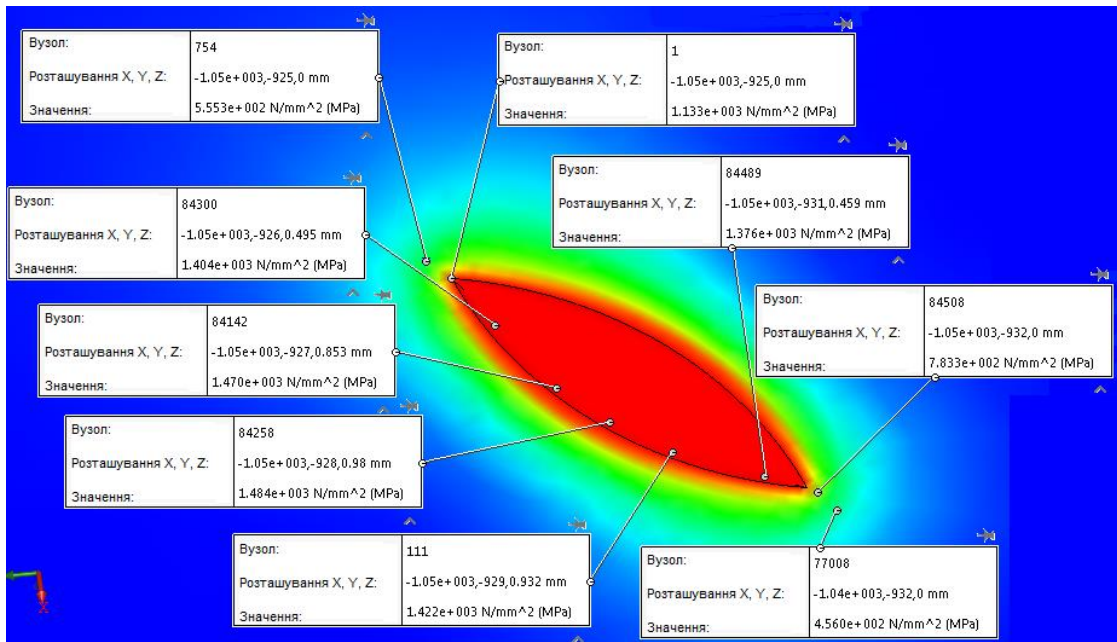


Рис. 4.63 – Зміна напружень по довжині дефекту №9

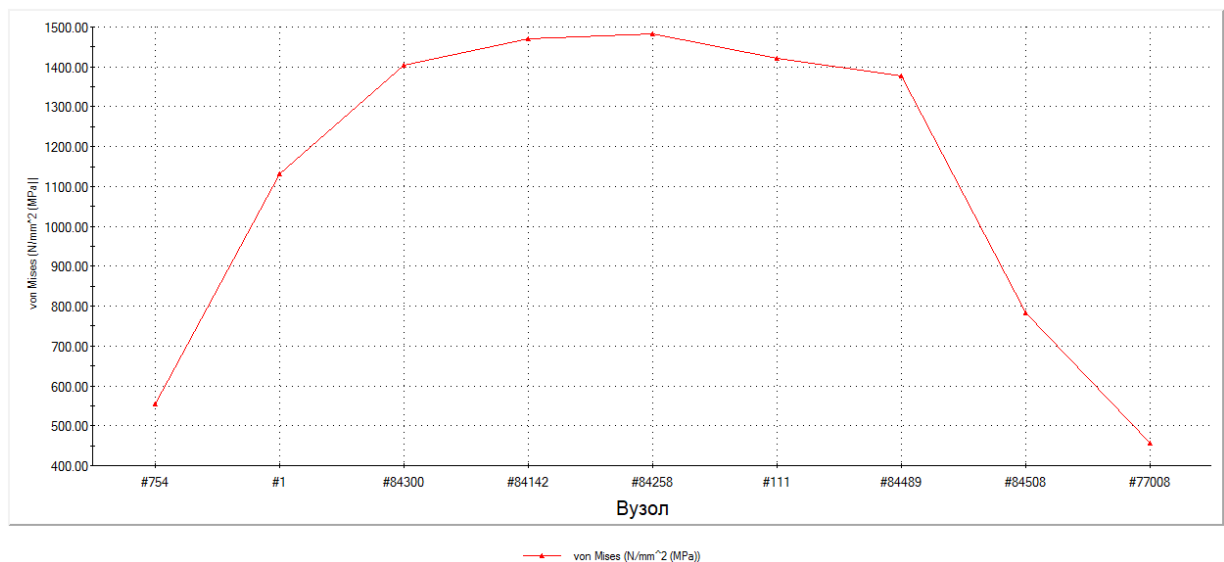


Рис. 4.64 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №9

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 1485 МПа, середнє – 950 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ "Українські Енергетичні Машини": межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.

## 4.4.10 Дефект №10

Результати розрахунку напружень для дефекту №10 наведено на рис. 4.65 – 4.71.

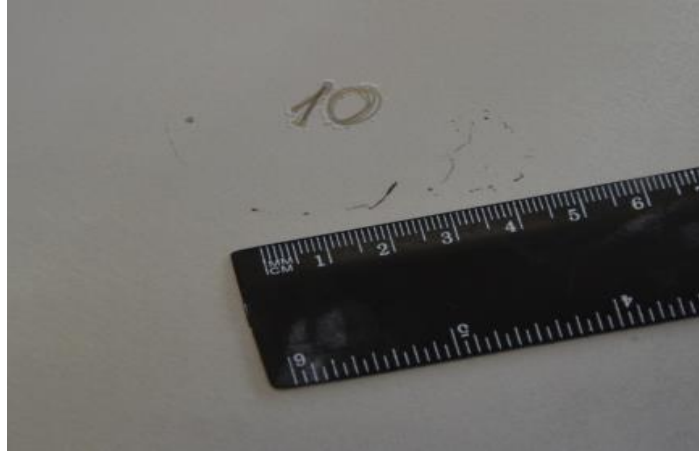


Рис. 4.65 – Фактичний дефект

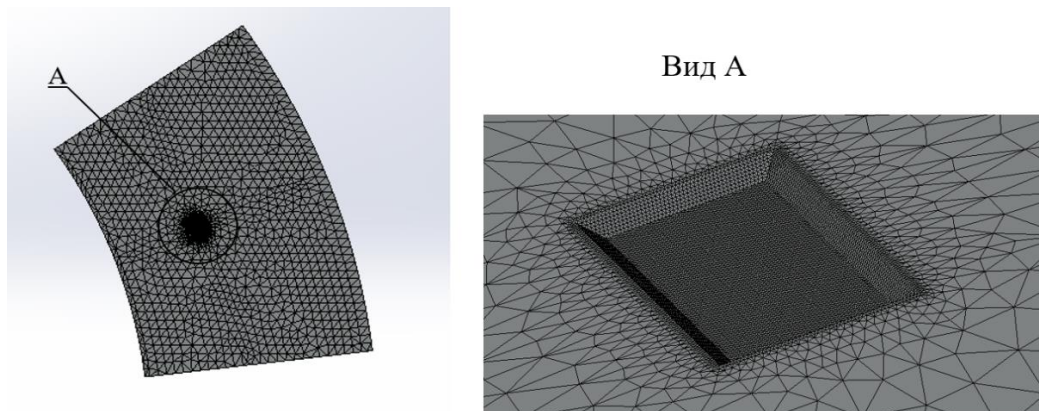


Рис. 4.66 – Розрахункова сітка

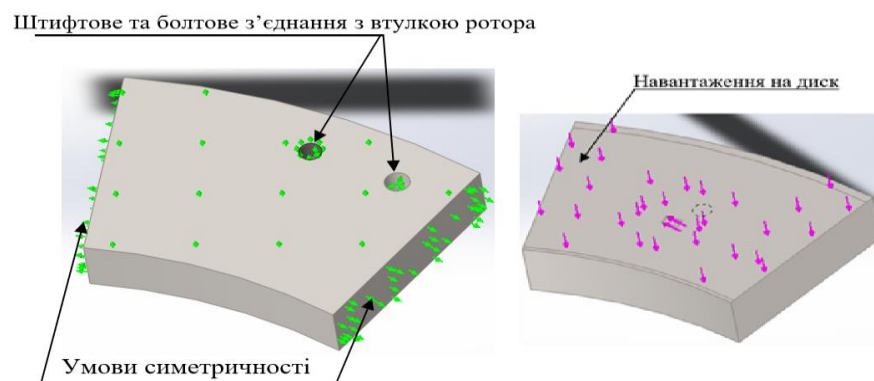


Рис. 4.67 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження

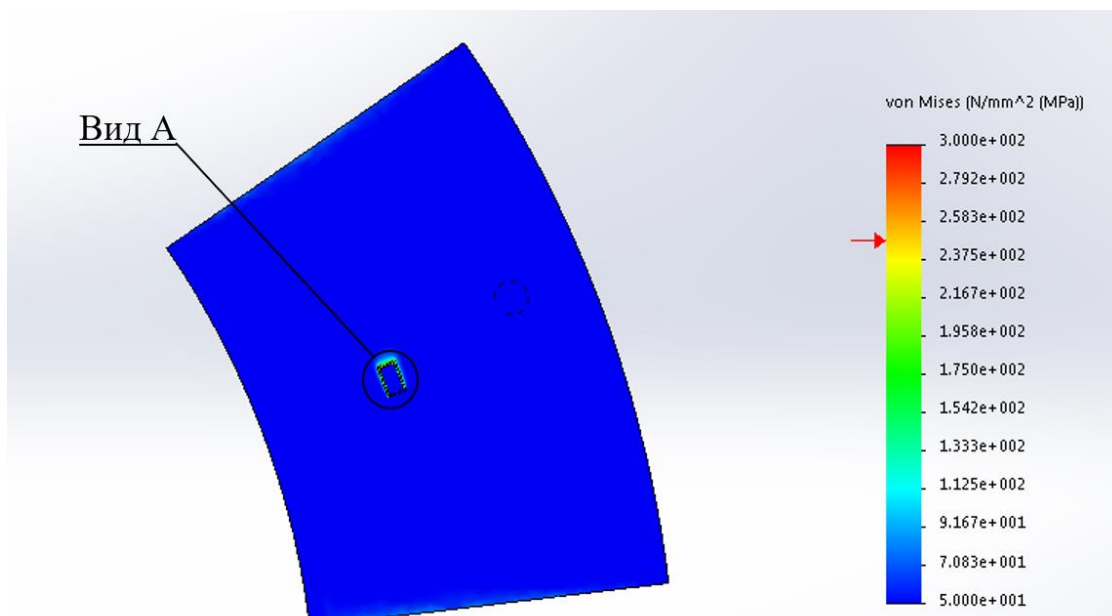


Рис. 4.68 – Поле напружень у частині диска з дефектом №10

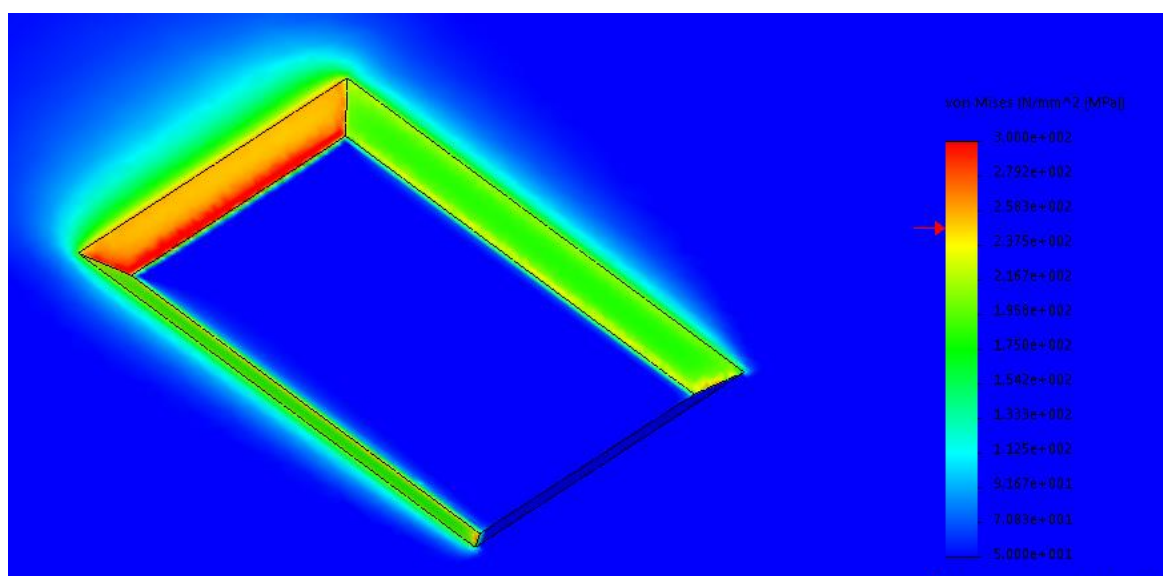


Рис. 4.69 – Поле напружень у дефекті №10 (вид А)



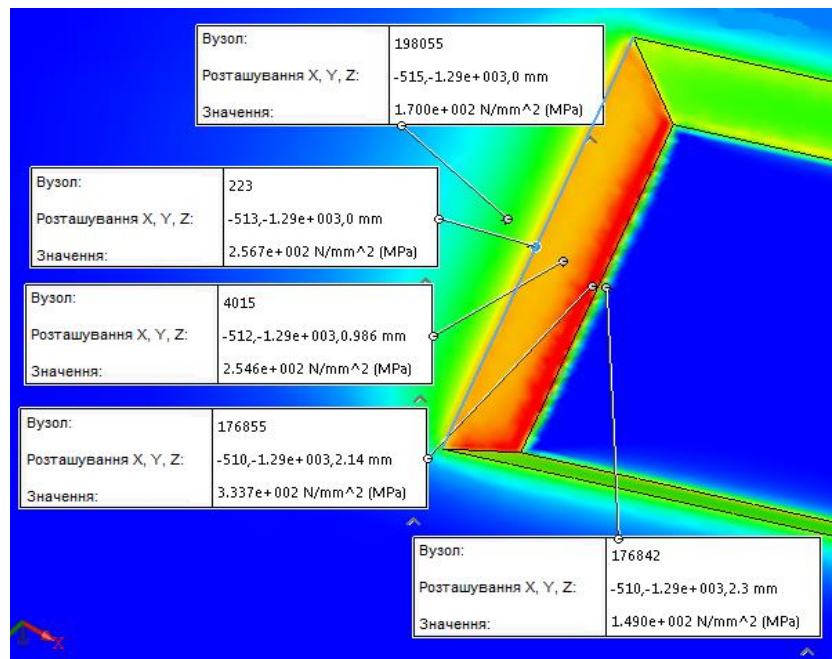


Рис. 4.70 – Зміна напружень по довжині дефекту №10

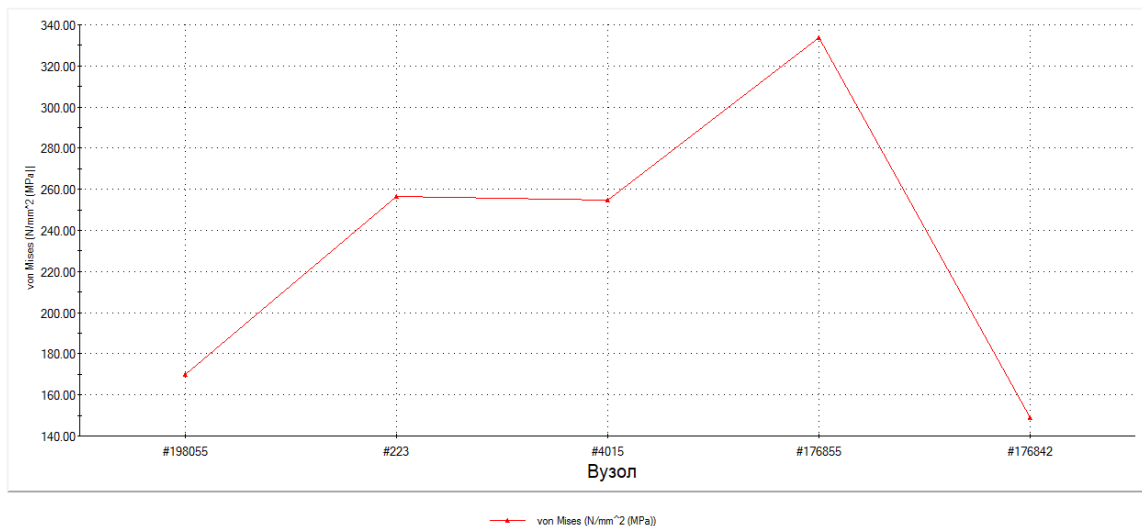


Рис. 4.71 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №10

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 333 МПа, середнє – 240 МПа. Ці значення є задовільними для межі міцності (470 МПа), але значно перевищують межу плинності (245 МПа), що допускається нормативно-технічною документацією АТ "Українські Енергетичні Машини": межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.

## 4.4.11 Дефект №11

Результати розрахунку напружень для дефекту №11 наведено на рис. 4.72 – 4.78.



Рис. 4.72 – Фактичний дефект

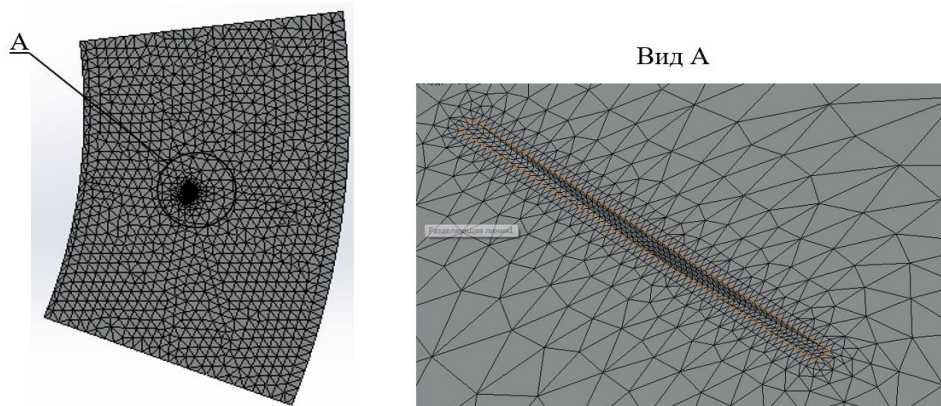


Рис. 4.73 – Розрахункова сітка

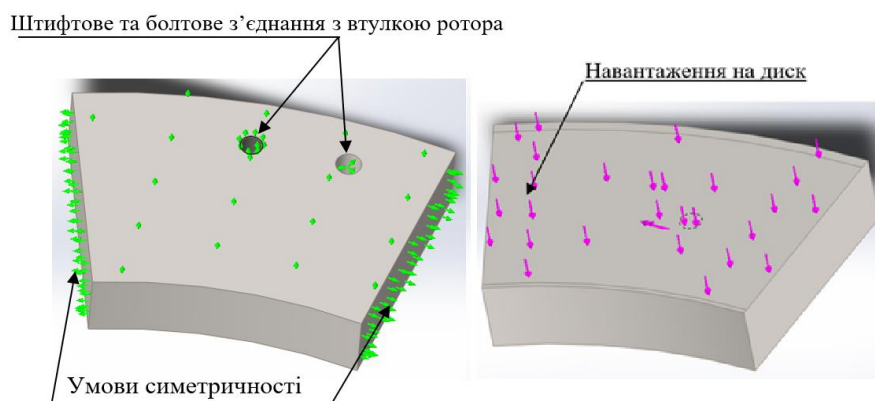


Рис. 4.74 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження

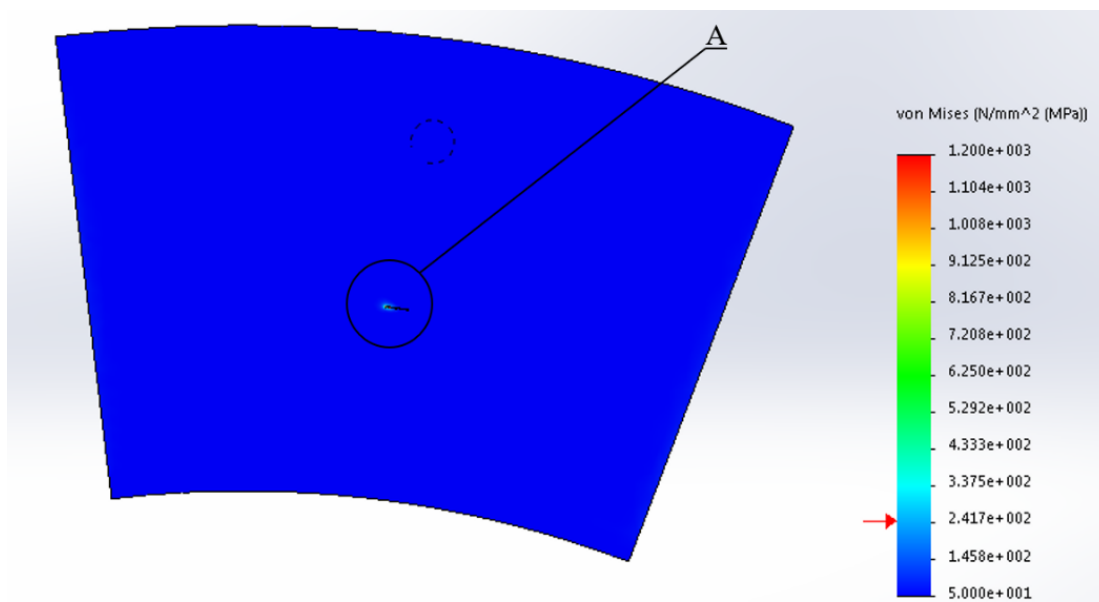


Рис. 4.75 – Поле напружень у частині диска з дефектом №11

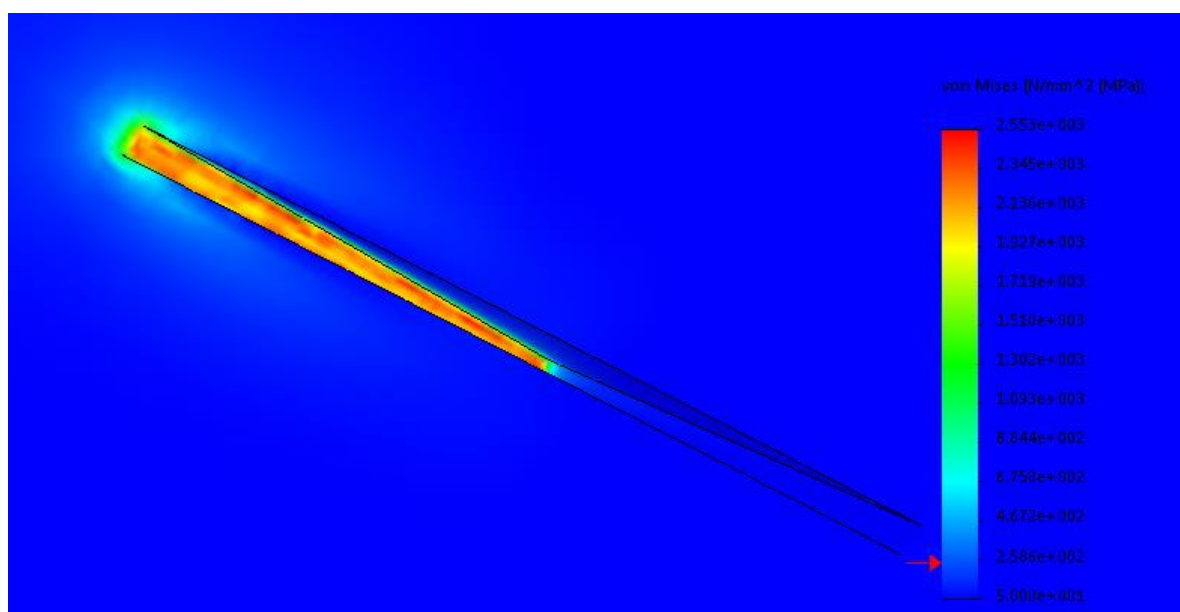


Рис. 4.76 – Поле напружень у дефекті №11 (вид А)

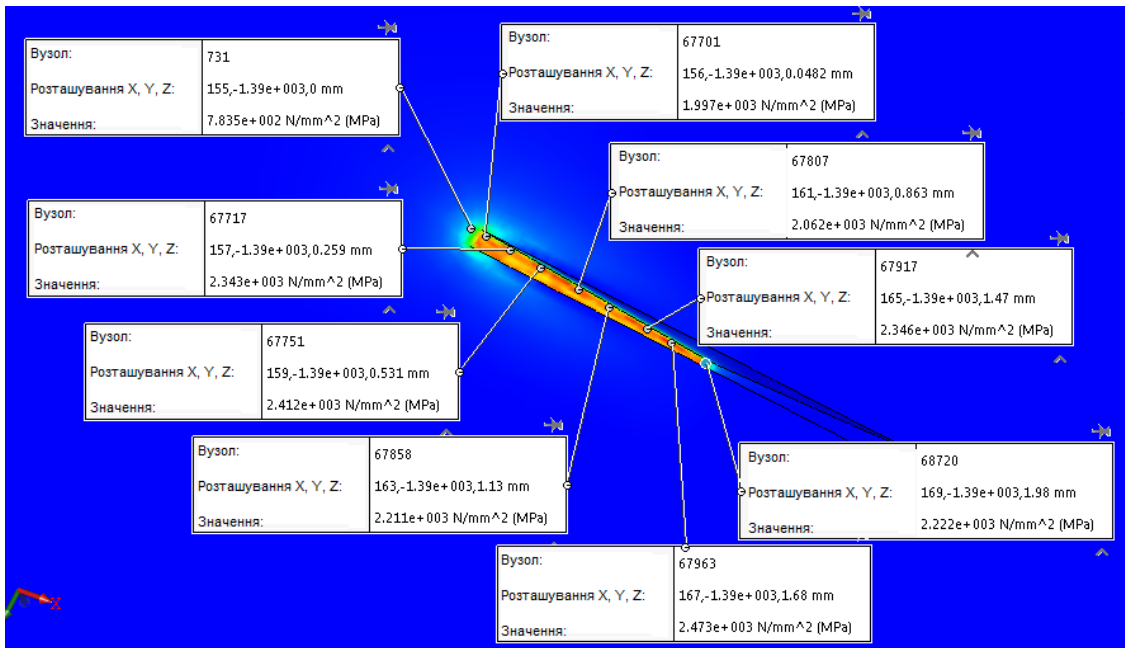


Рис. 4.77 – Зміна напружень по довжині дефекту №11

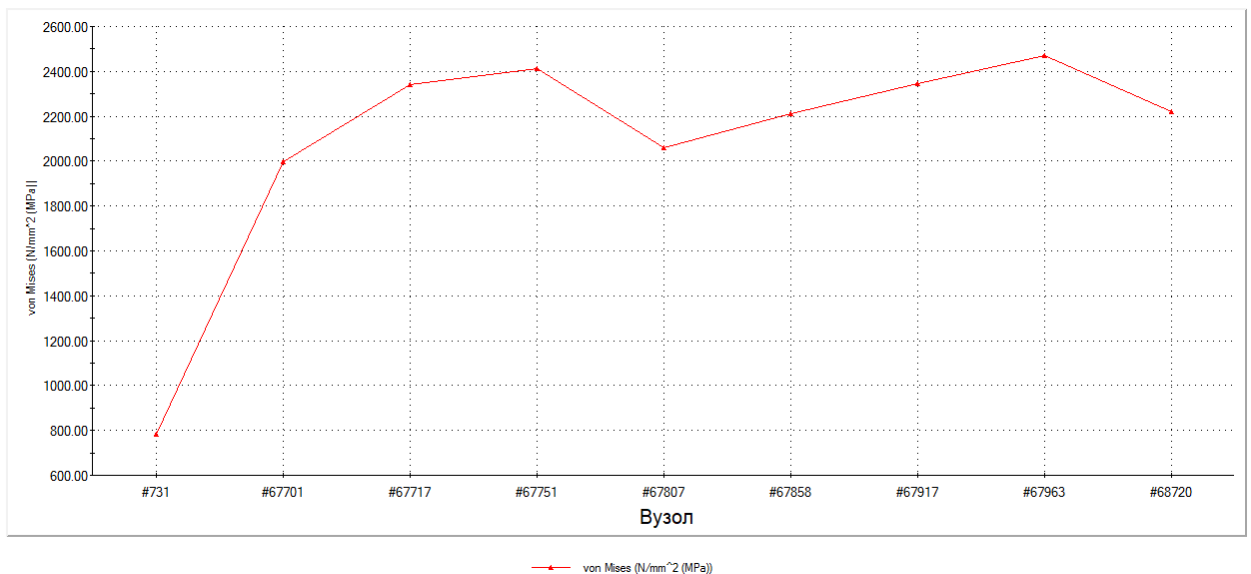


Рис. 4.78 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №11

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 2475 МПа, середнє – 1600 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ "Українські Енергетичні Мащини": межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.

## 4.4.12 Дефект №12

Результати розрахунку напружень для дефекту №12 наведено на рис. 4.79 – 4.83.



Рис. 4.79 – Фактичний дефект

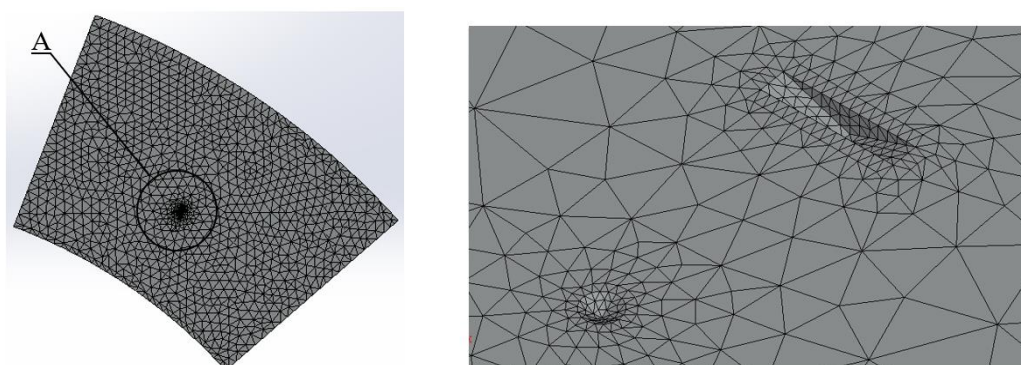


Рис. 4.80 – Розрахункова сітка

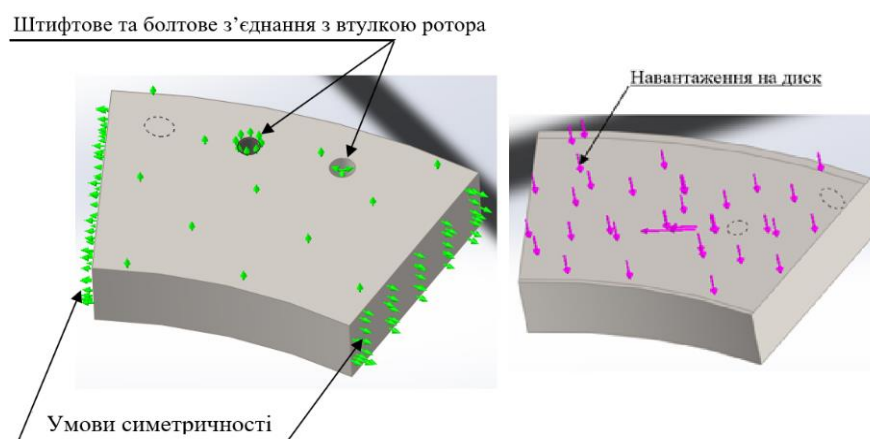


Рис. 4.81 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження

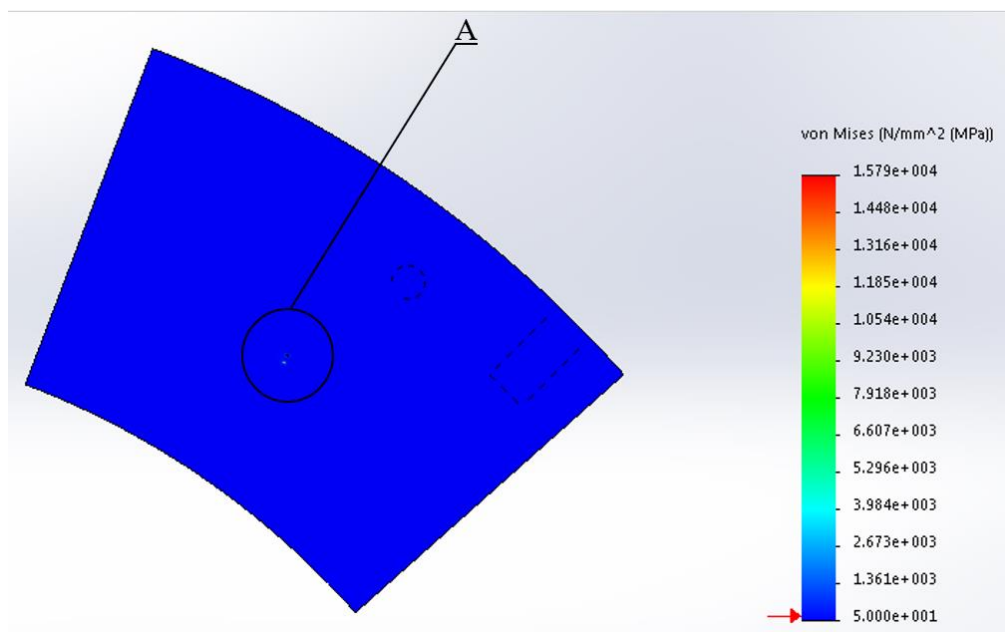


Рис. 4.82 – Поле напружень у частині диска з дефектом №12

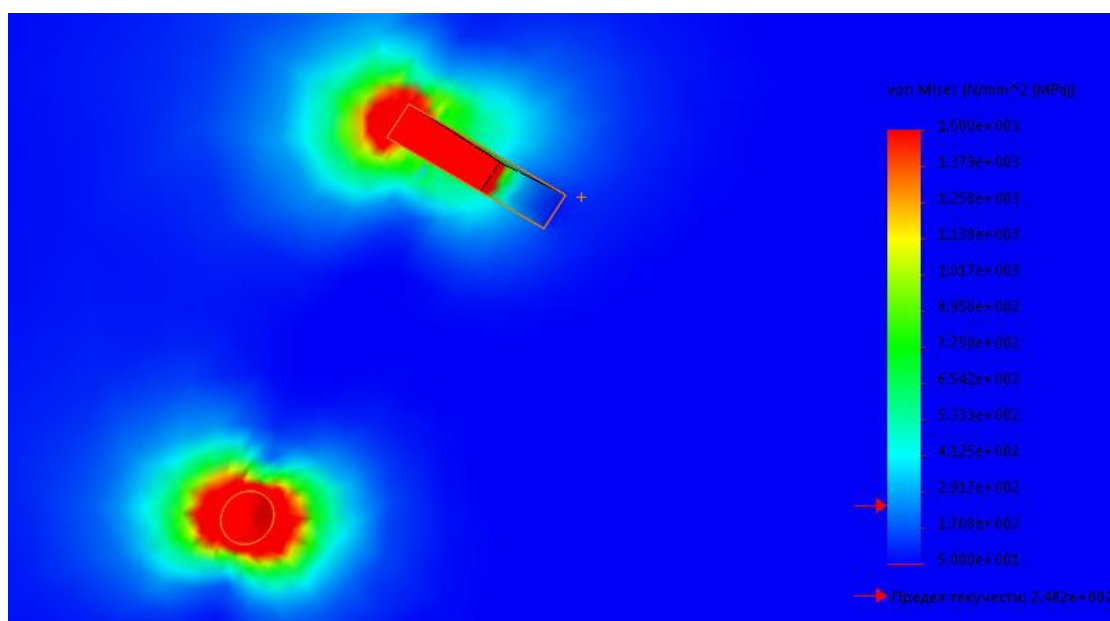


Рис. 4.83 – Поле напружень у дефекті №12 (вид А)

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 1500 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ "Українські Енергетичні Машини": межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.



## 4.4.13 Дефект №13

Результати розрахунку напружень для дефекту №13 наведено на рис. 4.84 – 4.90.

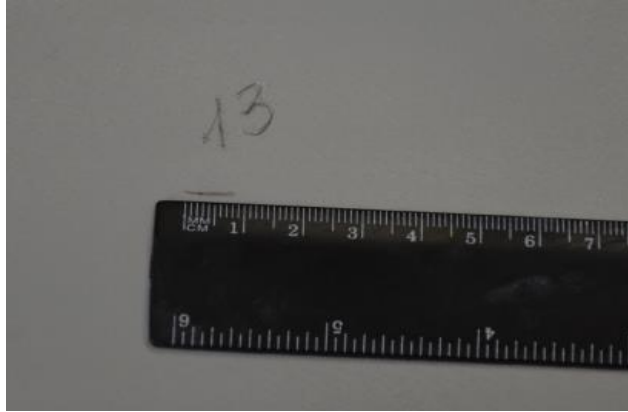


Рис. 4.84 – Фактичний дефект

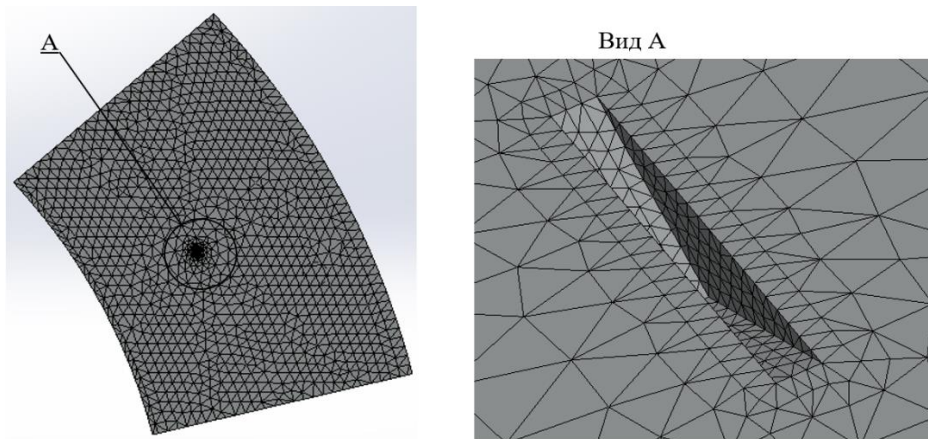


Рис. 4.85 – Розрахункова сітка

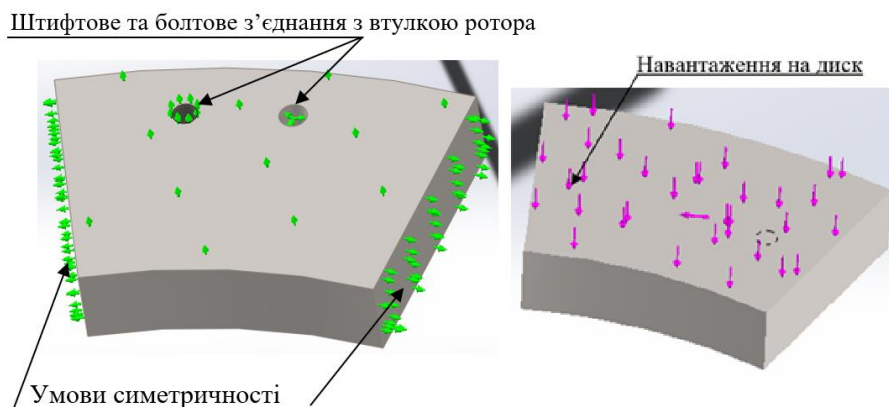


Рис. 4.86 – Умови закріплення диска та діюче на дзеркальну поверхню навантаження

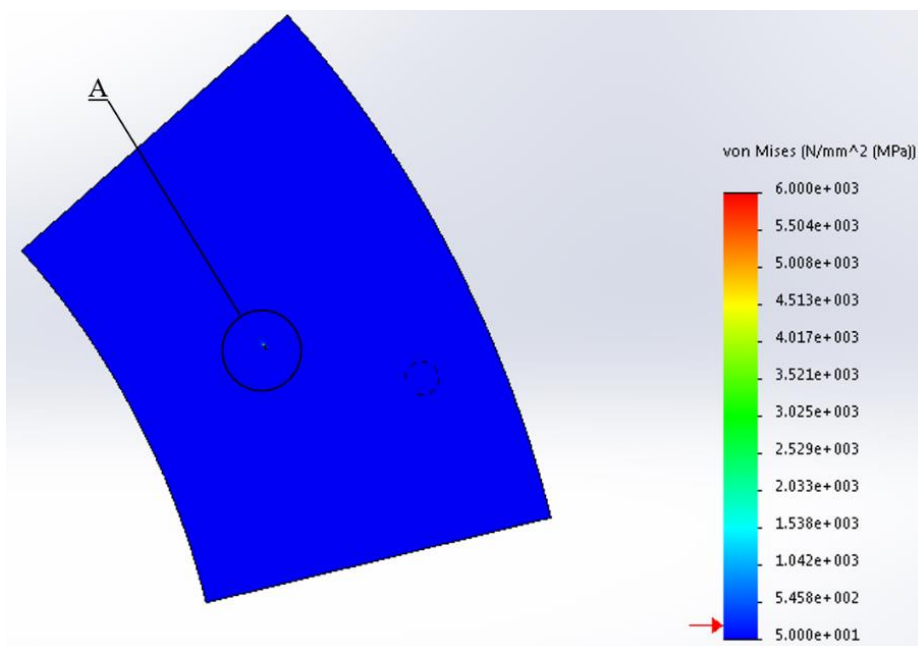


Рис. 4.87 – Поле напружень у частині диска з дефектом №13

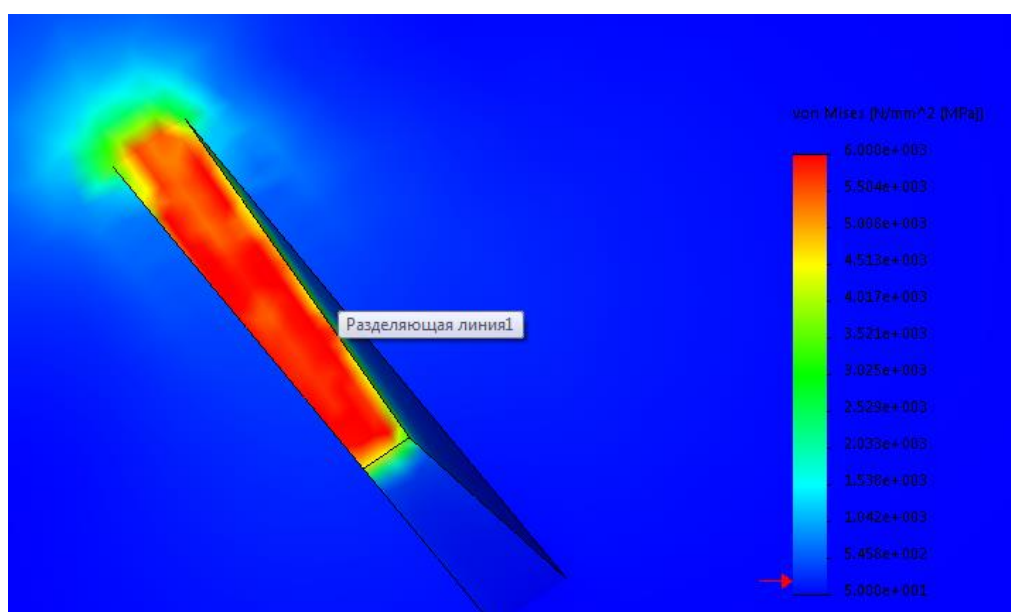


Рис. 4.88 – Поле напружень у дефекті №13 (вид А)



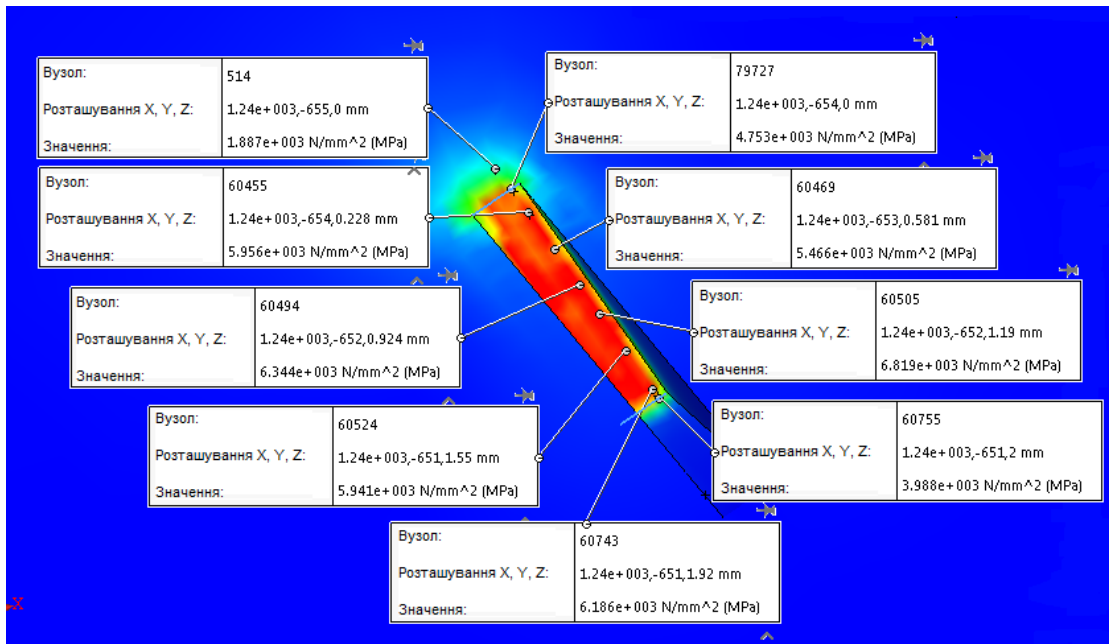


Рис. 4.89 – Зміна напружень по довжині дефекту №13

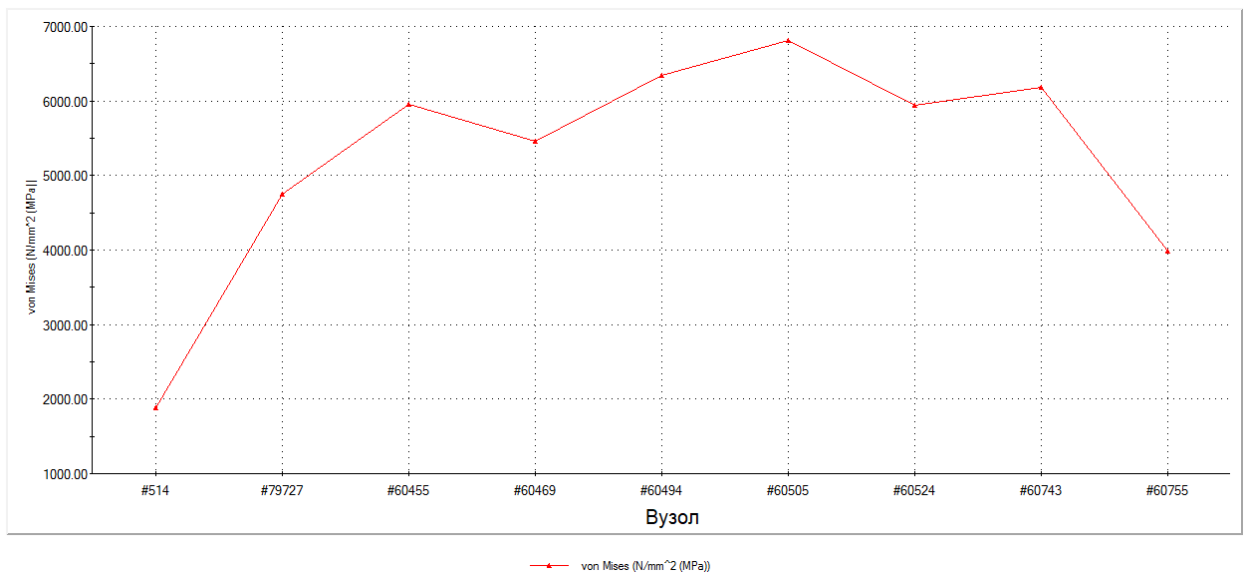


Рис. 4.90 – Графік зміни напружень по довжині дефекту №13

Відповідно до отриманих розрахунків, середнє напруження по дзеркальній поверхні диска становить 50 МПа. У зоні локації дефекту максимальне напруження дорівнює 6760 МПа, середнє – 4000 МПа. Це перевищує максимальні значення, що допускаються нормативно-технічною документацією АТ "Українські Енергетичні Машини": межа міцності 470 МПа, межа плинності 245 МПа та допустимі напруження для обертових деталей 233 МПа.

#### 4.5 Дослідження збіжності результатів методом HSS

Для виключення сингулярності під час визначення напружень концентраторів за методикою HSS з трикутними елементами або у вигляді тетраедру розміри елементарних скінчених елементів біля концентратора напружень мають бути не більше половини товщини деталі  $t$ . Напруження визначають на відстані  $0,5t$  і  $1,5t$  від концентратора (рис. 4.91). Якщо обчислювальні ресурси дозволяють моделювати НДС конструкції, то потрібно розміщувати концентратор напруження біля критичної точки. Лінію інтерполяції (AB) треба розташовувати перпендикулярно до напрямку концентратор. Крок сітки обирають так, щоб пробні значення напружень  $\sigma_0$  і  $\sigma_{15}$  були обчислені у різних елементах. Номінальні (геометричні) напруження  $\sigma_0$  у концентраторі визначаються лінійною інтерполяцією за формулою [5]:

$$\sigma_0 = 1,5\sigma_{05} - 0,5\sigma_{15} \quad (4.1)$$

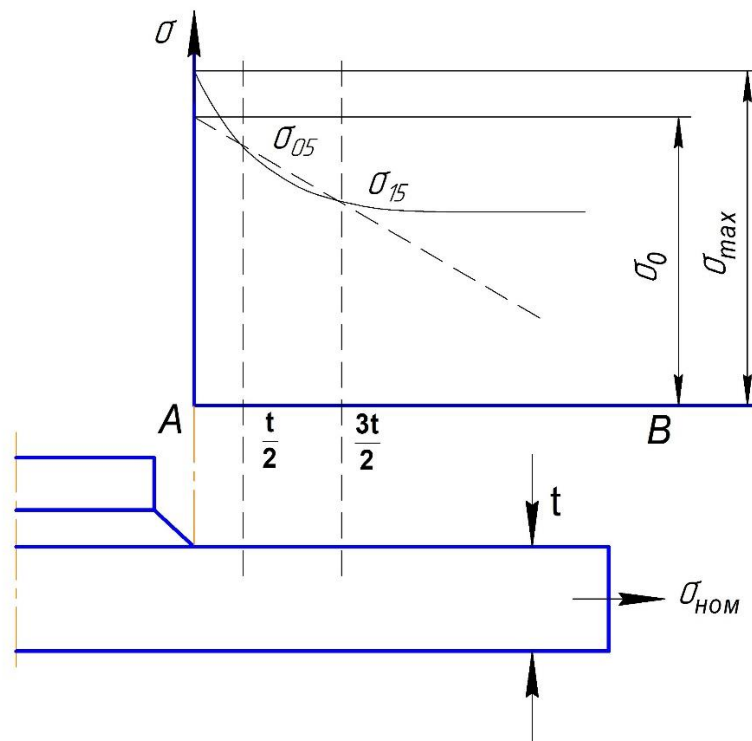


Рис. 4.91. Застосування методики HSS для визначення геометричних напружень

Проведемо аналіз за методикою HSS для розрахунку камери підп'ятника. Результати аналізу за методикою HSS для гідравлічної камери підп'ятника наведено на рис. 4.92 – 4.94.

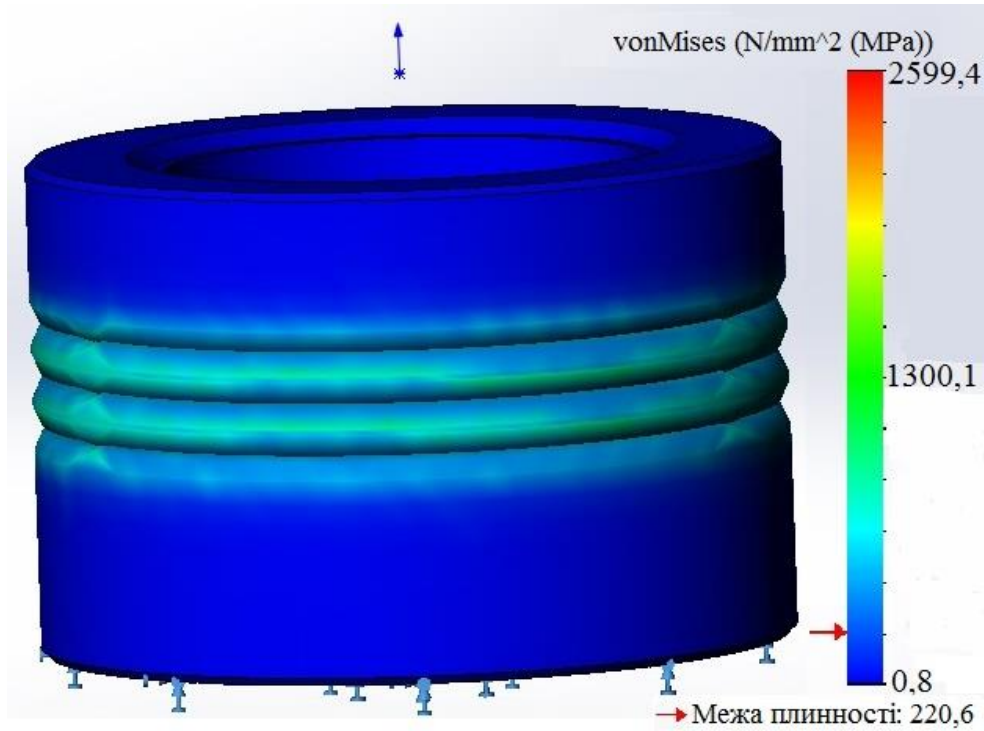


Рис. 4.92 – Поле напружень у камері підп'ятника

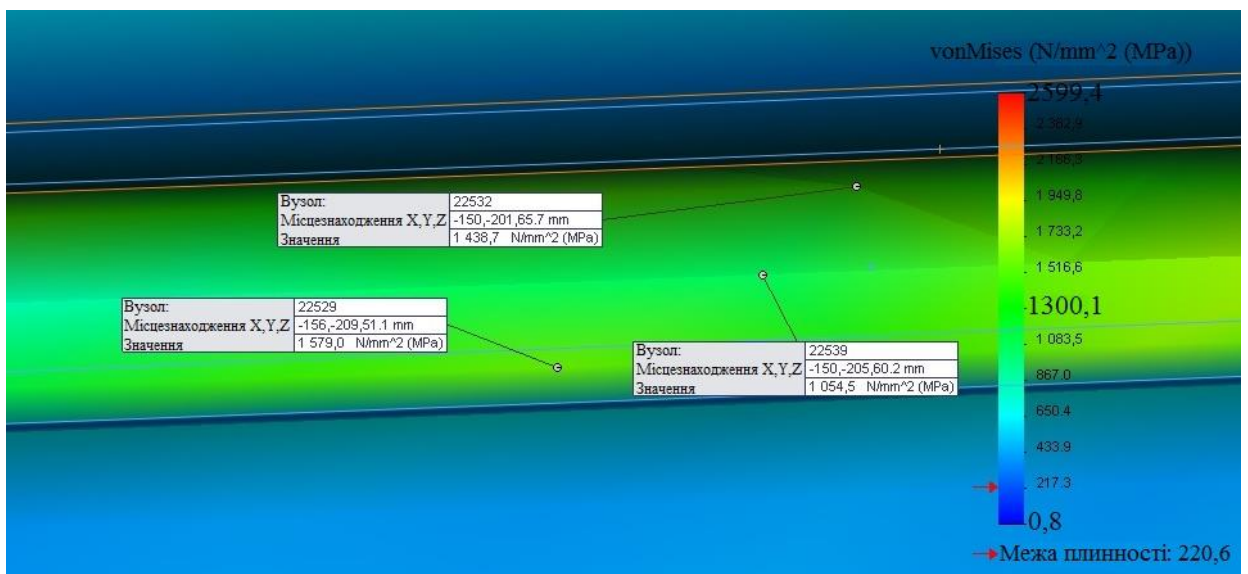


Рис. 4.93 – Локальні значення напружень у камері підп'ятника

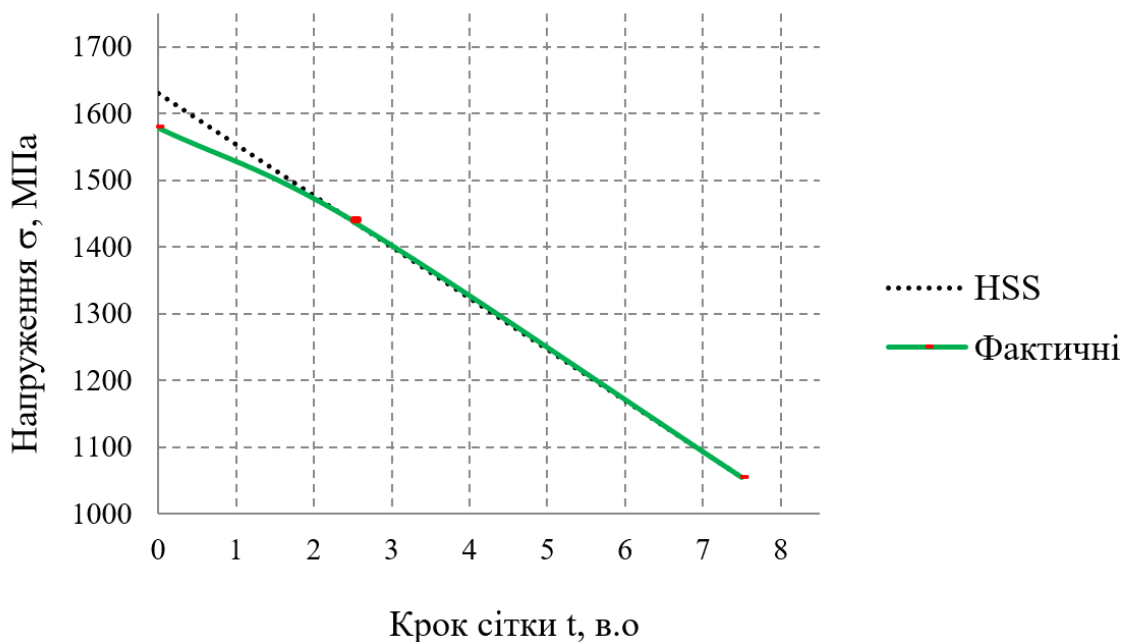


Рис. 4.94 – Результати методики HSS для визначення геометричних напружень в камері підп'ятника

#### 4.6 Висновки до четвертого розділу

У ході проведеного математичного аналізу встановлено, що напруження у зоні дефектів (дослідження АТ "Українські Енергетичні Машини" за результатами кольорової дефектоскопії) перевищують межу міцності матеріалу (поковка КП245: допустима межа плинності  $\sigma_T = 245$  МПа) для підп'ятника гідрогенератора типу СВ 1500/100-112 Середньодніпровської ГЕС.

Отримані напруження перевищують допустимі:  $0,95\sigma_T$  від межі плинності для обертових частин гідрогенераторів;  $2/3\sigma_T$  від межі плинності для частин ротора гідрогенератора при номінальній частоті обертання;  $0,9\sigma_T$  від межі плинності при угонній частоті обертання.

Одержані величини напружень дефектів свідчать про можливість їхнього подальшого розвитку, до того ж, режим роботи у 700 циклів пуску-зупину агрегату на рік (не більше чотирьох разів на добу) не може бути обов'язково забезпечений.

За результатами кольорової дефектоскопії якість робочої поверхні диска підп'ятника з дефектами можна віднести до IV класу згідно з ДСТУ EN 10228-2:2017 [6].

Згідно до вимог заводу-виробника АТ "Українські Енергетичні Машини" в частині організації експлуатації та технічного обслуговування гідрогенераторів, макронерівності дзеркальної поверхні перевищують допустимі (не більше 0,04 мм). Відповідно до цих вимог, зазначені дефекти відносяться до нульового класу, через що диск підп'ятника потребує заміни.

В роботі проведено аналіз по зменшенню висоти диска з метою виведення дефектів (глибина дефектів перевищила 75 % фактичного одностороннього припуску на механічну обробку для поковок, виготовлених куванням).

Після виводу дефектів згідно з нормативно-технічною документацією України та Євросоюзу (поковки не повинні мати флокенів, тріщин, усадкової рихлості, відсутність яких гарантується підприємством-виробником) проведено аналіз НДС диску. Як показали результати, виведення дефектів потребуватиме істотного зменшення висоти диска підп'ятника, що у процесі експлуатації призведе до збільшення впливу температурних деформацій і виникнення проміжків між втулкою ротора і диском підп'ятника. У цих проміжках виникатимуть умови для початку і розвитку кавітації контактних поверхонь, а саме: до виникнення мікротріщин та мікровибухів. Аналогічні процеси можуть відбуватись і у дефектах на робочій поверхні диска підп'ятника.

Також зменшення висоти диска підп'ятника на понад 20 мм призведе до необхідності перегляду конструкції інших конструктивних елементів підп'ятника – втулки та опорного болта і, як наслідок, до повного перегляду конструкції підп'ятника, його системи охолодження та групи міцності усіх деталей цього вузла.

Розроблено метод оцінки можливості подальшої експлуатації підп'ятників, які відпрацювали свій нормативний час експлуатації, що відрізняється від існуючих в частині ретельного аналізу можливих дефектів.

#### **4.7 Література до четвертого розділу**

1. О подпятниках гидроагрегатов Днепровской ГЭС-1 /Ю. В. Савченко // Гідроенергетика України. – 2010. – № 4.– С. 20–24. – ISSN 1812-9277

2. Bovsunovskii, A.P., Matveev, V.V.. (2000). Analytical Approach to the Determination of Dynamical Characteristics of a Beam with a Closing Crack. Journal of Sound and Vibration - J SOUND VIB. 235. 415-434. DOI:[10.1006/jsvi.2000.2930](https://doi.org/10.1006/jsvi.2000.2930)
3. ДСТУ 2658-94 Прокат чорних металів. Терміни та визначення дефектів поверхні. Зі Зміною № 1 (ІПС № 8-2008). Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=93138](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=93138)
4. ДСТУ 9182:2022 Поковки з вуглецевої і легованої сталі, виготовлені куванням на пресах. Припуски і допуски. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=97897](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=97897)
5. Банников, Д. О. Корректировка результатов расчета напряжений по МКЭ методом HSS / Д. О. Банников, А. Э. Гуслистая // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2011. – Вип. 38. – С. 134–141. ISSN 1993-9175
6. ДСТУ EN 10228-2:2017 Неруйнівний контроль поковок зі сталі. Частина 2. Капілярний контроль. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id\\_doc=74683](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=74683)

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі на основі поєднання тривимірних та аналітичних методів розрахунків напружено-деформованого стану вирішено важливу науково-технічну проблему, що полягає у розробці ефективних методів дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкцій та вузлів гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів під впливом силових та температурних навантажень. Отримані результати є теоретичною і практичною основою для інженерних розрахунків міцності елементів конструкцій гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів.

Основні результати дисертаційної роботи є такими:

1. Запропоновано нову методологію проведення міцнісного розрахунку конструкцій генераторів великої потужності, що базується на розв'язанні тривимірних задач термопружності, теплопровідності і вентильовання з використанням методу скінчених елементів та сучасних методів комп'ютерного моделювання, що дало змогу провести уточнений аналіз напружено-деформованого стану конструкцій під час експлуатаційних та аварійних навантажень, а також удосконалити низку існуючих конструкцій генераторів. Запропоновану методологію вирізняє з-поміж чинних методів розрахунку напружено-деформованого стану генераторів застосування тривимірних рівнянь моделювання течії охолоджувача, температурних полів та термопружного стану.

2. У межах розв'язання тривимірної задачі розрахунку напружено-деформованого стану опорних елементів гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів великої потужності на основі геометричної моделі конструкції наведено початкові та граничні умови з удосконаленням методу їхнього обчислення, на базі яких проведено дослідження міцності дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типів під час експлуатаційних навантажень, яке показало, що для жорсткого підп'ятника розподіл напружень по ділянці контакту опірною болта з тарілкою має складний характер, що є схожим з розподілом напружень по ділянці контакту шару з площиною у задачі Герца. Також показано, що напружено-

деформований стан у гофрованій камері гідравлічного підп'ятника має складний просторовий характер. Виконано розрахунок міцності дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типів.

3. Достовірність одержаних результатів встановлено шляхом їхнього порівняння з аналітичними розв'язками, що зазвичай використовуються під час проєктування генераторів, отриманими за класичними інженерними методиками, а також з даними експериментальних досліджень.

4. Результати дисертаційної роботи використано на АТ "Українські Енергетичні Машини" (м. Харків) під час проєктування нових та реконструкції існуючих елементів конструкцій генераторів середньої та великої потужності. Крім того, результати роботи були впроваджені в освітній процес у Національному аерокосмічному університеті ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут".



## ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

*Статті у наукових фахових видання затверджених МОН України:*

1. **Кобзар І. В.**, Гнисько О. М., Полієнко В. Р., Третяк О. В., Динаміка і міцність корпусів та опорних елементів конструкції гідрогенераторів. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування* : зб. наук. пр. – Харків, 2021. – Вип. 1 (5). – С. 19–24. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.01.03>

2. **Кобзар І. В.** Методологія розрахунку гідрогенераторів в задачах міцності. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*: зб. наук. пр. – Харків, 2023. – Вип. 1-2 – С. 18–22. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.03>

3. Суботін В. Г., Осадчий С. Д., Рассовський В. Л., **Кобзар І. В.**, Бураков О. С., Ефименко В. М., Коршунов О. О., Ковальов Ю. М., Хорєв О. М. Підвищення ефективності гідроагрегатів при реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду. *Гідроенергетика України*. 2021. № 3–4. ISSN 1812-9277

*Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:*

4. Tretiak O., Kritskiy D., **Kobzar I.**, Sokolova V., Arefieva M., Tretiak I., Hromenko D., Nazarenko V. Modeling of the Stress-Strain of the Suspensions of the Stators of High-Power Turbogenerators. *Computation*. – 2022. – Vol. 10, iss. 11, 191. – P. 1–13. (Scopus Q2) <https://doi.org/10.3390/computation10110191> .

5. Tretiak O., Kritskiy D., **Kobzar I.**, Arefieva M., Nazarenko V. The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation*. – 2022. – Vol. 10, iss. 9, 152. – P. 1–8. (Scopus Q2)

<https://doi.org/10.3390/computation10090152>

6. Tretiak O., Kritskiy D., **Kobzar I.**, Arefieva M., Selevko V., Brega D., Maiorova K., Tretiak I. Stress-Strained State of the Thrust Bearing Disc of Hydrogenerator-Motor. *Computation*. – 2023. – Vol. 11, iss. 3, 60. – P. 1–14. (Scopus Q2) . <https://doi.org/10.3390/computation11030060>

*Статті, що опубліковані в наукових періодичних виданнях інших держав*

7. Polienko V., Gnytko O., Tretiak O., **Kobzar I.** Studying and analysis of the thermally stressed state of the hydrogenator stator casings by methods of mathematical modeling. *European Journal of Technical and Natural Science*. – Vienna, 2021. – № 1. – P. 15–20. ISSN 2414-2352 <https://doi.org/10.29013/EJTNS-21-1-15-20>

8. Gakal P., Polienko V., Tretyak V., Tretiak O. **Kobzar I.** Finite element analysis of high load thrust bearings. *European Journal of Technical and Natural Science*. – Vienna, 2021. – № 4–5. – P. 32–39. ISSN 2414-2352 <https://doi.org/10.29013/EJTNS-21-4.5-32-39>

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

9. Третяк О. В., **Кобзар І. В.** Аналіз напруженого стану елементів конструкції турбогенераторів потужністю 325 МВт. *XII міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем*. – Чернігів: НУ «Чернігівська політехніка», 2022. – Т. 1. – 256 с.

**ISBN 978-617-7932-15-3**

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:*

10. Третяк О. В., Ареф'єва М. О., **Кобзар І. В.**, Репетенко М. В., Сергієнко С. А., Жуков А. Ю., Пеньковська Н. С., Селевко В. Б., Назаренко В. В. Методи та концепції розрахунку турбо- та гідрогенераторів у тривимірній постанові: монографія - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 138 с.

**ISBN 978-617-619-284-8**

11. Титко О. І., Крамарський В. А., Кобзар К. О., **Кобзар І. В.** Статор електричної машини. Патент UA 109895. <https://uapatents.com/6-109895-stator-elektrichno-mashini.html#kod>

12. Гордієнко В. Ю., Грубой О.П., Коврига А. Є., **Кобзар І. В.**, Левченко Г. Г., Рогалін С. В. Хлопков О. М, Черемісов І. Я. Ротор турбогенератора з концентричною обмоткою. Патент UA 115656. <https://uapatents.com/7-115656-rotor-turbogeneratora-z-koncentrichnoyu-obmotkoyu.html>

13. Гордієнко В. Ю., Грубой О.П., Коврига А. Є., **Кобзар І. В.**, Левченко Г. Г., Рогалін С. В. Хлопков О. М, Черемісов І. Я., Шофул А.К. Розбірне контактне електричне з'єднання. Патент UA 118081.

<https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=252831>

## ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи  
Національного аерокосмічного  
університету ім. М.С. Жуковського  
«ХАВ»

Володимир ПАВЛІКОВ  
05.05.2024р.



АКТ № 2 від 08.05. 2024р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
аспіранта кафедри 101  
КОБЗАРЯ Ігоря Володимировича  
на здобуття ступеня вищої освіти – доктор філософії  
за спеціальністю 134 – Авіаційна та ракетно-космічна техніка

Комісія у складі:

голови: професора кафедри аерогідродинаміки, д.т.н, професора Дмитра ОБІДІНА  
членів: доцента кафедри аерогідродинаміки, к.т.н., доцента Михайла РЕПЕТЕНКА  
доцента кафедри аерогідродинаміки, к.т.н., доцента Олександра КАЩЕНКО

у період з 15 квітня 2024 року до 3 травня 2024 року розглянула матеріали наукових досліджень КОБЗАРЯ Ігоря Володимировича

Комісія засвідчує:

1. Результати дисертаційного дослідження, які особисто проведені КОБЗАРЕМ Ігорем Володимировичем, містять аналіз та розробку шляхів підвищення міцності та надійності генеруючого обладнання в умовах надкритичних навантажень.

2. Запропоновано нову методологію проведення міцнісного розрахунку конструкцій електрогенераторів великої потужності, що базується на розв'язанні тривимірних задач термопружності, теплопровідності і вентиляції з використанням МСЕ та сучасних методів комп'ютерного моделювання, що дало змогу провести уточнений аналіз напружено-деформованого стану конструкцій під час експлуатаційних та аварійних навантажень, а також удосконалити низку існуючих конструкцій генераторів. Запропоновану методологію вирізняє з-поміж чинних методів розрахунку напружено-деформованого стану генераторів застосування тривимірних рівнянь моделювання течії охолоджувача, температурних полів та термопружного стану

У межах розв'язання тривимірної задачі розрахунку напружено-деформованого стану опорних елементів електричних машин великої потужності на основі геометричної моделі конструкції наведено початкові та граничні умови з удосконаленням методу їхнього обчислення, на базі яких проведено дослідження міцності дворядних під'ятників жорсткого і гідравлічного типів під час експлуатаційних навантажень, яке показало, що для жорсткого під'ятника розподіл напружень по ділянці контакту опірною болта з тарілкою має складний характер, що є схожим з розподілом напружень по ділянці

контакту шару з площиною у задачі Герца, і показано, що напружено-деформований стан у гофрованій камері гідравлічного підп'ятника має складний просторовий характер. Виконано розрахунок міцності дворядних підп'ятників жорсткого і гідравлічного типів.

Достовірність одержаних результатів встановлено шляхом їхнього порівняння з аналітичними розв'язками, що зазвичай використовуються під час проектування електричних машин, отриманими за класичними інженерними методиками, а також з даними експериментальних досліджень.

3. Результати наукових досліджень впроваджені у науково-дослідній роботі (№ держреєстру: 0123U101977).

4. Результати наукових досліджень використані при розробці робочих програм та внесені у лекційні курси дисциплін «Аеродинаміка та динаміка ракет», «Випробування та сертифікація літальних апаратів», «Аеродинаміка літального апарату» та «Гідравліка».

5. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

Голова комісії: д.т.н, професор

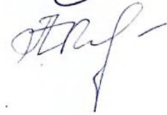


Дмитро ОБІДІН

Члени комісії: к.т.н, доцент

Михайло РЕПЕТЕНКО

к.т.н., доцент



Олександр КАЩЕНКО



## ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. генерального конструктора

АТ "Українські енергетичні машини

О.С. Бураков

"25" 2024р.



АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Кобзаря І.В.

"Збільшення надійності та подовження ресурсу підп'ятників гідрогенераторів"

на АТ "Українські енергетичні машини"

Даним актом підтверджується, що наукові результати дисертаційної роботи Кобзаря Ігоря Володимировича впроваджені в повному обсязі при проектуванні, виробництві та складанні гідрогенераторів в частині оптимізації напружено-деформованого стану, теплового стану та зменшення масо-габаритних показників, що виконувались в рамках програми розвитку гідроенергетики на період 2026 року, схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 13 липня 2016р., №552-р та заводських замовлень, що виконувались на АТ "Українські енергетичні машини", а саме Дністровська ГАЕС (СВО2-1255/255-40 потужністю 324 МВт в генераторному режимі та 416 МВт у режимі двигуна), Київська ГАЕС (під час реконструкції трьох генераторів СВ1 733/130-36М потужністю 46,8 МВт), Середньодніпровська ГЕС (два генератори СВ 1500/100-112 потужністю 50 МВт), Дніпро ГЕС-2 (два генератори СВ1 1230/140-56М потужністю 119 МВт), Кременчуцька ГЕС (два блока СВКр1-1340/150-96М потужністю 60 МВт).