

НАЦІОНАЛЬНИЙ АЕРОКОСМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АЕРОКОСМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Васильєв Олександр Олександрович

УДК 629.7: 539.3: 621.313

ДИСЕРТАЦІЯ
СТВОРЕННЯ НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ПІДП'ЯТНИКІВ
ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТИПУ З ГІДРАВЛІЧНОЮ
ДЕМПФЕРНОЮ СИСТЕМОЮ

134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка

13 Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень.

Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ О.О. Васильєв

Науковий керівник Кравченко Станіслав Сергійович, PhD

Харків – 2026

АНОТАЦІЯ

Васильєв О.О. Створення нових конструкцій підп'ятників гідрогенераторів вертикального типу з гідравлічною демпферною системою – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка (галузь знань 13 Механічна інженерія). – Національний аерокосмічний університет "Харківський авіаційний інститут", Харків, 2026.

Дисертаційну роботу присвячено створенню методики тривимірного моделювання та проектування багатокомпонентних конструкцій зокрема підп'ятників гідрогенераторів-двигунів для вирішення актуальних питань щодо підвищення надійності їх конструкції.

Підп'ятник є найбільш механічно навантаженим вузлом гідрогенератора-двигуна вертикального типу, оскільки він сприймає сумарне осьове навантаження від усіх основних складових агрегату, зокрема маси ротора гідрогенератора-двигуна та елементів насос-турбіни, а також гідравлічного зусилля, що виникає у проточній частині при русі робочого середовища. Крім того, значний вплив на умови роботи підп'ятника мають електромагнітні сили, які змінюються залежно від режиму роботи гідроагрегату та можуть суттєво коливатися в перехідних режимах. Таким чином, підп'ятник працює в умовах складного комбінованого та змінного за часом навантаження, що визначає підвищені вимоги до його міцності та надійності.

В ході проведених досліджень було виконано розрахунок розподілу напружень та деформацій в деталях підп'ятника на гідравлічних опорах для визначення критичних навантажень, пов'язаних з особливостями роботи цього вузла та наявністю оливи під тиском всередині камер. Для підтвердження надійності підп'ятника на гідравлічних опорах протягом встановленого нормативною документацією терміну експлуатації виконано втомний розрахунок елементів з найбільшими концентраціями напружень.

Враховуючи вищевикладене, створення методики уточненого визначення

напружено-деформованого стану (НДС) підп'ятника на гідравлічних опорах, що є складною комплексною задачею в частині визначення різнофакторних та різнонаправлених сил, є актуальною науковою задачею. Практична значущість методики доповнюється тим, що дана методика може бути адаптована до використання при розрахунках НДС інших вузлів і деталей гідрогенераторів-двигунів та інших електричних машин у тривимірній постановці, а її застосування на етапах проєктування дозволить підвищити загальну надійність цього обладнання.

Метою дисертаційної роботи є створення нової конструкції підп'ятника гідрогенератора-двигуна на гідравлічних опорах з гідравлічною демпферною системою, що забезпечує покращення вібраційного стану гідроагрегату, на основі розробленої методики дослідження напружено-деформованого стану у тривимірній постановці із використанням методу скінченних елементів.

Перший розділ дисертаційної роботи присвячений вибору нової конструкції підп'ятника гідрогенератора-двигуна для покращення його вібраційного стану. Проведений аналіз результатів вібраційних випробувань гідроагрегату та визначені основні чинники, що впливають на наявну незадовільну вібрацію. В якості одного з заходів для покращення вібраційного стану запропонована заміна існуючого підп'ятника гідрогенератора-двигуна, який не забезпечує надійну експлуатації гідроагрегату. Розглянуті особливості конструкції підп'ятників різних конструкції та виконаний аналіз їхніх експлуатаційних характеристик. Для подальшого проєктування вибраний підп'ятник на гідравлічних опорах, що максимально відповідає завданню зниження вібрації гідроагрегату. Шляхом гідродинамічного розрахунку визначені основні параметри сегментів підп'ятника гідрогенератора-двигуна, на основі яких будуть виконуватись подальші проєктні роботи.

У другому розділі виконана розробка удосконаленої методики визначення напружено-деформованого стану елементів підп'ятника гідрогенератора-двигуна у тривимірній постановці із використанням методу скінченних елементів з урахуванням всіх діючих при експлуатації силових

факторів. Розглянуті основні принципи визначення напружено-деформованого стану методом скінченних елементів. Виконана постановка задач термopружності та теплопровідності, в тому числі з забезпеченням взаємного зв'язку параметрів цих задач в ході їх вирішення ітераційним методом. Також представлені особливості врахування параметрів оливи під тиском, якою заповнені гофровані камери підп'ятника на гідравлічних опорах. Окремо розглянуті методи розрахунку на втому металу, які проводяться з метою підтвердження надійності обладнання протягом встановленого нормативними документами терміну експлуатації.

У третьому розділі представлені результати розрахунку НДС різних елементів нового підп'ятника на гідравлічних опорах у тривимірній постановці з використанням методу скінченних елементів. Зокрема визначений розподіл напружень у місці контакту "тарілка-болт", виконана оцінка стійкості вертикально розташованого опорного болта. Також визначені параметри НДС пружної камери підп'ятника спочатку без оливи, а далі з урахуванням наявності всередині камери оливи під тиском на основі гідравлічного розрахунку. Для підтвердження надійності тривалої експлуатації підп'ятника нової конструкції проведений розрахунок втоми матеріалу камери.

У четвертому розділі проведена верифікація отриманих результатів шляхом порівняння інженерних розрахунків із результатами тривимірного МСЕ-моделювання та оцінкою достовірності інтерпретації локальних максимумів напружень у зонах концентрації із застосуванням адаптованого HSS-підходу у постановці лінійної поверхневої екстраполяції (LSE). Перевірка збіжності результатів засвідчила високу точність методу розрахунку НДС у зонах концентрації на поверхні компонентів підп'ятника. Значення напружень та переміщень в критичних зонах задовольняють вимогам щодо допустимих рівнів для обраного матеріалу конструкції у всіх режимах роботи підп'ятника. Використаний метод верифікації дозволив зменшити вплив локальних чисельних піків на інтерпретацію результатів та підвищити обґрунтованість оцінки напруженого стану в локальних зонах концентрації напружень.

Результатом проведених досліджень стала розроблена методика моделювання напружено-деформованого стану вузлів та елементів конструкцій гідрогенератора-двигуна, зокрема під'ятника на гідравлічних опорах, застосування якої на етапі проєктування дозволить забезпечити покращення вібраційних характеристик обладнання.

Використання запропонованої методики дослідження, що базується на методах чисельного моделювання, дозволило визначити напруження в конструктивних елементах, які раніше неможливо було оцінити існуючими методами спрощених аналітичних розрахунків, що відкриває широкі перспективи для забезпечення належної механічної міцності вузлів гідрогенераторів-двигунів при експлуатації, що сприятиме підвищенню надійності цього та подібного електромашинного обладнання, що використовується в енергетичній галузі промисловості України.

Результати дисертаційної роботи впроваджено у науково-методичних процесах кафедри аерогідродинаміки Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут».

Наступним кроком дослідження стане створення методів, методик та алгоритмів розрахунку напружено-деформованого стану відповідальних конструктивних елементів енергетичного обладнання сучасних електростанцій. Розвиток дослідження у цьому напрямку дозволить підвищити надійність конструктивних елементів електричних машин та забезпечити ефективне використання потужностей виробництва.

Наукова новизна роботи:

1. Розвинуті існуючі інженерні методи визначення напружено-деформованого стану на основі класичної теорії міцності в частині уточнення розподілу напружень на основі математичного моделювання конструкції з урахуванням тривимірного розподілу діючих навантажень.

2. Розроблено нову методику розрахунку напружено-деформованого стану гідравлічного під'ятника гідрогенератора-двигуна у тривимірній постановці із використанням методу скінченних елементів, яка відрізняється від відомих

методик урахуванням просторової роботи гідравлічної опорної системи з пружними гофрованими камерами, заповненими оливою, реальної геометрії конструкції без спрощень, контактних граничних умов між елементами вузла, різнонаправлених та різнофакторних силових впливів у характерних елементах конструкції з урахуванням змінення жорсткісних характеристик оливи в процесі навантаження, що дозволило обґрунтувати створення нової конструкції підп'ятника гідрогенератора-двигуна на гідравлічних опорах з гідравлічною демпферною системою.

3. Вдосконалено алгоритм завдання граничних умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів гідрогенератора-двигуна в частині детального опису навантажень, діючих при експлуатації.

Наукова та практична значущість результатів:

1. Розроблена методика розрахунку напружено-деформованого стану підп'ятника гідрогенератора-двигуна з урахуванням впливу гідравлічної опори, що дозволяє підвищити точність розрахунків при проєктуванні.

2. На основі розробленої методики надане обґрунтування створення підп'ятника на гідравлічних опорах, що дозволяє покращити вібраційний стан гідроагрегату.

3. Виконано втомний розрахунок підп'ятника на гідравлічних опорах, що підтверджує його працездатність протягом нормативного терміну експлуатації гідрогенератора-двигуна.

Розроблену в роботі методику розрахунку розподілу напружень у тривимірній постановці може бути застосовано при дослідженні напружено-деформованого стану компонентів електромашинного обладнання та енергетичного обладнання авіаційної техніки.

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

Ключові слова: електромашинне обладнання, гідрогенератор-двигун, підп'ятник, гідравлічна опора підп'ятника, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, механічні напруження, міцність, втома металу.

Список публікацій здобувача

Статті у наукових фахових виданнях затверджених МОН України:

1. **Васильєв, О.О.** et al. Damage assessment and structural-technological repair solutions for aircraft composite panels. Open Information and Computer Integrated Technologies, [S.l.], n. 102, p. 64-74, feb. 2025. <https://doi.org/10.32620/oikit.2024.102.05> ;

2. А.М. Гуменний, О.І. Кривобок, А.В. Лоленко, О.М. Столярчук, **О.О. Васильєв**. Innovative approaches to launching light unmanned aerial vehicles with short and medium range in various conditions. Open Information and Computer Integrated Technologies, [S.l.], n. 102, p. 149-159, feb. 2025. <https://doi.org/10.32620/oikit.2024.102.09> ;

3. О.І. Кривобок, А.М. Гуменний, А.В. Лоленко, Є.О. Духняк, **О.О. Васильєв**, В.В. Алейніков. Analysis of ways to modernize the An-2 aircraft taking into account the EASA requirements for CS 23 level 4 and provide transportation of 10-19 passengers. Open Information and Computer Integrated Technologies, [S.l.], n. 99, p. 120-136, june 2024. <https://doi.org/10.32620/oikit.2023.99.11> .

Статті у виданнях, що реферується у базі даних Scopus:

4. Tretiak, O., Kravchenko, S., Mykhailychenko, O., Nazarenko, V., Smyk, S., **Vasyliiev, O.**, Arefieva, M., Tretiak, I., Serhiiienko, S., & Selevko, V. (2025). Devising a method for calculating the structure of efficient cooling systems for thrust bearings and guide bearings in hydrogenerators. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3(1 (135), 38–50. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.329021> ;

5. Yehorov, A., Kravchenko, S., Duniev, O., **Vasyliiev, O.**, Hromenko, D., Lukashevych, S., Buhaiov, O., Liakhov, K., Kovryga, A., & Obidin, D. (2026). Devising a method for assessing efficiency of the cooling system and determining the thermal state of vertical synchronous hydrogenerators using three-dimensional CFD simulation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1(8 (139), 49–58. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2026.350505> ;

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. **Vasyliiev O.** Design of Thrust Bearings of Vertical Hydrogenerators, Features of Their Operating Conditions and Problems of Ensuring Reliable Operation. Science, Technology and Industry in the Digital Age: Collection of Scientific Papers with Proceedings of the 4th International Scientific and Practical Conference. International Scientific Unity. Hamburg, Germany. April 22-24, 2026. 345-348 p. <https://doi.org/10.70286/isu-22.04.2026> .

ABSTRACT

Vasyliiev O. Development of New Vertical Hydrogenerator Thrust Bearing Designs with a Hydraulic Damping System – A qualifying scientific work as a manuscript.

The thesis for a degree of Doctor of Philosophy (PhD) in specialty 134 – "Aerospace Engineering" (13 Mechanical Engineering). – National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, 2026.

The thesis is devoted to the development of methods for three-dimensional modeling and design of multicomponent structures, in particular thrust bearings of reversible hydrogenerator-motors, aimed at addressing current challenges associated with improving their structural reliability.

The thrust bearing is the most heavily mechanically loaded assembly of a vertical hydrogenerator-motor, as it carries the total axial load generated by all major components of the unit, including the mass of the hydrogenerator-motor rotor and pump-turbine elements, as well as the hydraulic force arising in the flow passage during the movement of the working fluid. In addition, the operating conditions of the thrust bearing are significantly influenced by electromagnetic forces, which vary depending on the operating mode of the hydroelectric unit and may fluctuate considerably during transient conditions. Consequently, the thrust bearing operates under complex combined and time-varying loading conditions, resulting in increased requirements for its strength and reliability.

During the conducted research, stress and strain distributions in the components of a hydraulically supported thrust bearing were calculated in order to determine critical loads associated with the operational characteristics of this assembly and the presence of pressurized oil inside the chambers. To confirm the reliability of the hydraulically supported thrust bearing throughout the service life specified by regulatory documentation, fatigue analyses were performed for the components exhibiting the highest stress concentrations.

Considering the above, the development of a methodology for the refined determination of the stress-strain state (SSS) of a hydraulically supported thrust bearing, which constitutes a complex multidisciplinary problem involving the evaluation of numerous multidirectional loading factors, represents a relevant scientific task. The practical significance of the proposed methodology is enhanced by its potential adaptation for the analysis of the stress-strain state of other assemblies and components of hydrogenerator-motors and other electrical machines within a three-dimensional framework. Its application at the design stage can contribute to improving the overall reliability of such equipment.

The goal of the thesis is to create a new design of the thrust bearing of a hydrogenerator-engine on hydraulic supports with a hydraulic damping system, which ensures an improvement in the vibration state of the hydraulic unit, based on the developed methodology for studying the stress-strain state in a three-dimensional setting using the finite element method.

The first chapter of the thesis is devoted to the selection of a new thrust bearing design for the hydrogenerator-motor to improve its vibration performance. An analysis of hydroelectric unit vibration test results was carried out, and the principal factors contributing to the existing excessive vibration levels were identified. As one of the measures aimed at improving vibration behavior, replacement of the existing hydrogenerator-motor thrust bearing, which does not ensure reliable operation of the hydroelectric unit, was proposed. The design features of thrust bearings of various types were examined, and their operational characteristics were analyzed. For further design development, a hydraulically supported thrust bearing was selected as the configuration most suitable for achieving vibration reduction. Through hydrodynamic calculations, the principal parameters of the hydrogenerator-motor thrust bearing pads were determined, providing the basis for subsequent design activities.

The second chapter presents the development of an improved methodology for determining the stress-strain state of the hydrogenerator-motor thrust bearing components within a three-dimensional finite element framework, taking into account all operational loading factors. The fundamental principles of stress-strain analysis

using the finite element method are discussed. Thermoelasticity and heat conduction problems were formulated, including the implementation of coupling between the parameters of these analyses through an iterative solution procedure. Particular attention is given to the consideration of the properties of pressurized oil filling the corrugated chambers of the hydraulically supported thrust bearing. Methods for metal fatigue analysis, performed to verify equipment reliability throughout the service life established by regulatory requirements, are also reviewed.

The third chapter presents the results of three-dimensional finite element analyses of various components of the new hydraulically supported thrust bearing. In particular, the stress distribution in the “washer–bolt” contact region was determined, and the stability of the vertically oriented support bolt was assessed. The stress-strain state of the elastic chamber was evaluated initially without oil and subsequently considering the presence of pressurized oil inside the chamber based on hydraulic calculations. To confirm the reliability of long-term operation of the new thrust bearing design, a fatigue analysis of the chamber material was performed.

The fourth chapter is devoted to the verification of the obtained results through comparison of engineering calculations with the results of three-dimensional finite element simulations and through assessment of the reliability of interpreting local stress maxima in concentration zones using an adapted Hot Spot Stress (HSS) approach implemented in the form of Linear Surface Extrapolation (LSE). The convergence assessment demonstrated high accuracy of the stress-strain analysis method in stress concentration regions located on the surfaces of thrust bearing components. The calculated stress and displacement values in critical areas satisfy the allowable limits for the selected structural material under all operating conditions of the thrust bearing. The applied verification procedure reduced the influence of local numerical stress peaks on result interpretation and improved the validity of stress-state assessment in localized stress concentration zones.

The outcome of the conducted research is the development of a methodology for modeling the stress-strain state of assemblies and structural components of hydrogenerator-motors, particularly hydraulically supported thrust bearings.

Application of this methodology during the design stage enables improvement of the vibration characteristics of the equipment.

The use of the proposed research methodology, based on numerical simulation techniques, made it possible to determine stresses in structural components that could not previously be evaluated using existing simplified analytical approaches. This opens broad prospects for ensuring the required mechanical strength of hydrogenerator-motor assemblies during operation and contributes to improving the reliability of this and similar electromechanical equipment employed in the energy sector of Ukraine.

The results of the thesis have been implemented in the scientific and methodological activities of the Department of Aero-Hydrodynamics of the National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”.

The next stage of the research will focus on the development of methods, methodologies, and algorithms for stress-strain analysis of critical structural components of power-generation equipment used in modern power plants. Further advancement of this research direction will contribute to improving the reliability of structural elements of electrical machines and ensuring efficient utilization of power-generation capacities.

Scientific novelty of the work:

1. Existing engineering methods for determining the stress-strain state, based on classical strength theory, have been further developed through refinement of stress distribution evaluation using mathematical modeling of structures with consideration of the three-dimensional distribution of applied loads.

2. The new methodology for calculating the stress-strain state of a hydraulic thrust bearing of the hydrogenerator-motor in a three-dimensional formulation using the finite element method has been developed, which differs from known methodologies by taking into account the spatial work of a hydraulic support system with elastic corrugated chambers filled with oil, the real geometry of the structure without simplifications, contact boundary conditions between the elements of the assembly, multidirectional and multifactorial force effects in characteristic elements of

the structure, taking into account changes in the stiffness characteristics of the oil during loading, which allowed us to substantiate the creation of a new design of the thrust bearing of the hydrogenerator-engine on hydraulic supports with a hydraulic damping system.

3. The algorithm for defining boundary conditions in three-dimensional models of hydrogenerator-motor structural components has been improved through a more detailed representation of operational loading conditions acting during service.

Scientific and practical significance of the results:

1. The methodology has been developed for calculating the stress-strain state of a hydrogenerator-motor thrust bearing while accounting for the influence of the hydraulic support system, thereby improving calculation accuracy at the design stage.

2. Based on the developed methodology, the feasibility and engineering justification for the implementation of a hydraulically supported thrust bearing have been demonstrated, enabling improvement of the vibration performance of the hydroelectric unit.

3. The fatigue analysis of the hydraulically supported thrust bearing has been performed, confirming its operability throughout the design service life specified for the hydrogenerator-motor.

The methodology developed in this work for determining stress distribution within a three-dimensional formulation can be applied to investigations of the stress-strain state of components of electromechanical equipment and power-generation equipment used in aerospace engineering.

The obtained scientific results can be applied by organizations specializing in the research and operation of power-generation equipment, engineering design bureaus, research institutions, design organizations, aerospace universities, and other organizations involved in the operation and investigation of energy equipment.

Keywords: electromechanical equipment, hydrogenerator-motor, thrust bearing, hydraulic thrust bearing support, stress-strain state, finite element method, mechanical stresses, strength, metal fatigue.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ	18
ВСТУП	19
РОЗДІЛ 1 РЕКОНСТРУКЦІЯ ПІДП'ЯТНИКА ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА	29
1.1 Конструкція гідрогенератора-двигуна та насос-турбіни.....	29
1.2 Вібраційний стан гідроагрегату	33
1.2.1 Особливості аналізу вібраційних вимірювань	33
1.2.2 Розташування датчиків вібрації	35
1.2.3 Результати вібраційних випробувань	37
1.2.4 Рекомендації щодо реконструкції гідроагрегату	39
1.3 Аналіз переваг та недоліків існуючих конструкцій підп'ятників.....	40
1.4 Опис конструкції підп'ятника на пружинних опорах гідрогенератора-двигуна, що розглядається	46
1.5 Запропонована конструкція однорядного підп'ятника на гідравлічних опорах.....	50
1.5.1 Робота системи гідравлічного вирівнювання навантаження	55
1.5.2 Згладжування пульсацій	57
1.5.3 Обґрунтування доцільності збільшення еластичності опорної системи.....	58
1.6 Перелік проектних робіт при модернізації гідрогенератора-двигуна	60
1.7 Гідродинамічний розрахунок підп'ятника запропонованої конструкції.....	61
1.7.1 Вихідні дані та умови гідродинамічного розрахунку	61
1.7.2 Результати гідродинамічного розрахунку	62
1.8 Висновки до першого розділу	69

	16
1.9 Література до першого розділу	70
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ	
НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВУЗЛІВ	78
2.1 Математична постановка задачі термопружності	78
2.2 Постановка задачі нестационарної теплопровідності.....	93
2.3 Особливості урахування параметрів оливи всередині камер	97
2.4 Розрахунок втоми матеріалу.....	104
2.5 Висновки до другого розділу.....	109
2.6 Література до другого розділу.....	110
РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ	
ПІДП'ЯТНИКА	114
3.1 Тривимірний розрахунок підп'ятника.....	114
3.2 Тривимірний розрахунок міцності контакту "тарілка-болт"	118
3.3 Тривимірний розрахунок міцності опорного болта	132
3.4 Тривимірний розрахунок міцності пружної камери без оливи	137
3.5 Гідравлічний розрахунок пружної камери.....	145
3.6 Тривимірний розрахунок міцності пружної камери з оливою	146
3.7 Тривимірний розрахунок втоми матеріалу камери.....	153
3.8 Порівняння результатів тривимірних та аналітичних розрахунків	156
3.9 Висновки до третього розділу	157
3.9 Література до третього розділу	158
РОЗДІЛ 4 ВЕРИФІКАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ	161
4.1 Перевірка результатів дослідження НДС компонентів підп'ятника	
методом збіжності розрахункової сітки.....	161
4.2 Адаптований HSS-підхід для оцінювання напружень у зоні	
концентратора.....	171

	17
4.3 Висновки до четвертого розділу	176
4.4 Література до четвертого розділу	178
ВИСНОВКИ	180
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	182
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	184

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення та символи

σ – механічне напруження, Па

F – сила, Н

T – температура, К

Ω – кутова швидкість, с^{-1}

q – переміщення, м

E – модуль Юнга, Па

ν – коефіцієнт Пуассона, в.о.

A – робота, Дж

ρ – густина, кг/м^3

c – теплоємність, Дж/(кг·К)

t – час, с

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

h – товщина, м

Індекси

α_p – коефіцієнт лінійного температурного розширення, $1/\text{К}$

T_0 – початкова температура, К;

n_n – номінальна частота обертання, об/хв;

Скорочення

MSE – метод скінченних елементів

НДС – напружено-деформований стан

HSS – метод Hot Spot Stress

ВСТУП

Актуальність досліджень. В даний час основна частина електричної енергії виробляється на теплових (ТЕЦ), атомних (АЕС) та гідроелектростанціях (ГЕС) та гідроакумуючих електростанціях (ГАЕС). При цьому за умовами своєї роботи теплові та атомні електростанції великої потужності можуть покривати більшу частину потреб енергосистеми, але мають труднощі з покриттям нерівномірної частини графіків електричного навантаження. Це в першу чергу пов'язано з обмеженим діапазоном регулювання потужності великоблочних агрегатів та неможливістю частих пусків та зупинок без різкого зниження надійності та економічності роботи енергосилового обладнання теплових та атомних електростанцій.

Сучасні добові графіки електричного навантаження характеризуються значною нерівномірністю. При цьому електроспоживання залежить не лише від часу доби, але і від дня тижня та сезону року. За таких умов енергосистема повинна забезпечувати гнучке та оперативне регулювання генеруючих потужностей відповідно до змін навантаження. Регулювання потужності досягається або зміною навантаження агрегатів у межах їх технічного мінімуму, або пуском та зупинкою окремих агрегатів. Оскільки сучасне обладнання ТЕС та АЕС недостатньо пристосоване до частих пусків, зупинок і роботи у маневрових режимах, для покриття пікових навантажень в енергосистемі використовуються ГЕС та ГАЕС.

В умовах сучасного збільшення споживання електроенергії відповідно зростає і потреба у більших регульовальних потужностях. Проте потенціал будівництва ГЕС в багатьох регіонах вже значною мірою вичерпаний, тому подальший розвиток гідроенергетичних ресурсів зіштовхується з екологічними труднощами.

В умовах обмежених гідроенергетичних ресурсів вирішення проблеми невідповідності між маневреними можливостями великоблочного обладнання та необхідними режимами електроспоживання може досягатися або створенням

спеціального маневреного енергосилового обладнання (пікові ТЕС, газотурбінні електростанції), або використанням зниження навантаження у енергосистемі. При вирішенні зазначеної проблеми використання гідроакumuлюючих електростанцій (ГАЕС) є універсальним засобом з цієї точки зору, оскільки вони одночасно є високоманевреним джерелом пікової потужності та споживачем-регулятором надлишкової електроенергії при зниженні споживання в мережі.

Іншою важливою проблемою енергетики, у вирішенні якої значну роль відіграють ГАЕС, є підтримання частоти в енергосистемі. Раптові зміни навантаження, спричинені метеорологічними, побутовими факторами, наслідками військових дій, а також аварійні відключення енергетичного обладнання й ліній електропередач вимагають оперативного маневрування генеруючими потужностями. В зазначених умовах дефіцит цих потужностей не дозволить скоригувати відхилення частоти до нормативного значення, що зумовить необхідність обмеження електроспоживання або навіть відключення споживачів.

З усіх регулюючих типів електростанцій саме ГАЕС найповніше відповідають завданням підтримки частоти в енергосистемі. Завдяки гідрогенератором-двигунам, що є основними генеруючими потужностями на даному типі електростанцій, вони характеризуються можливістю швидкого набору та скидання навантаження, великим діапазоном регулювання, порівняно нескладною автоматизацією процесів регулювання потужності та порівняно незначним впливом на технічний стан обладнання.

Гідроакumuлюючі електростанції також є ефективними джерелами керованої реактивної потужності та засобами регулювання напруги в енергосистемі. При цьому агрегати ГАЕС можуть одночасно використовуватися як швидкодіючий резерв активної потужності, оскільки автоматичне переведення агрегатів ГАЕС з режиму синхронного компенсатора в генераторний і навпаки займає лише декілька хвилин.

Таким чином забезпечення надійної роботи та тривалого ресурсу

генеруючого обладнання ГАЕС відіграє важливу роль у покритті пікових навантажень, компенсації нерівномірності електроспоживання, а також у регулюванні частоти й потужності в енергосистемі.

На теперішній час для вирішення питань з підвищення надійності гідрогенераторів-двигунів ГАЕС при їх проектуванні застосовуються методики розрахунків з використанням комп'ютерних систем, які дозволяють вирішувати складні завдання з аналізу напружено-деформованого стану елементів конструкції електричних машин з урахуванням різноманітних факторів. Використання оцінки міцності на основі чисельних методів, заснованих на методі скінченних елементів (МСЕ), дозволяє визначити критичні зони конструкції, що потребують коригування з метою запобігання появі залишкових напружень та деформацій.

Подібні методики розрахунків на основі МСЕ також можуть використовуватись практично на всіх етапах проектування гідрогенератора-двигуна. Це стосується як виконання електромагнітного розрахунку (з метою отримання точного розподілу електромагнітних навантажень між окремими елементами конструкції), так і подальших теплових та вентиляційних розрахунків (для більш точного врахування розподілу температури по об'єму активних частин).

Найбільш механічно навантаженим вузлом гідрогенератора-двигуна вертикального типу є підп'ятник, оскільки він сприймає сумарне осьове навантаження від усіх основних складових агрегату. До таких навантажень належать маса обертових частин, зокрема ротора гідрогенератора-двигуна та елементів насос-турбіни, а також гідравлічні зусилля, що виникають у проточній частині при русі робочого середовища. Крім того, значний вплив мають електромагнітні сили, які змінюються залежно від режиму роботи – генератора або двигуна. У перехідних режимах, таких як пуск, зупинка та зміна навантаження, ці зусилля можуть суттєво коливатися, що додатково ускладнює характер навантаження. У результаті підп'ятник працює в умовах складного комбінованого та змінного за часом навантаження, що визначає підвищені

вимоги до його міцності та надійності. Тобто під'ятник є вузлом, який безпосередньо визначає надійність роботи гідроагрегату.

Враховуючи вищевикладене, створення методики уточненого визначення напружено-деформованого стану (НДС) під'ятника на гідравлічних опорах, що є складною комплексною задачею в частині визначення різнофакторних та різнонаправлених сил, є актуальною науковою задачею. Практична значущість методики доповнюється тим, що дана методика може бути адаптована до використання при розрахунках НДС інших вузлів і деталей гідрогенераторів-двигунів та інших електричних машин у тривимірній постановці, а її застосування на етапах проектування дозволить підвищити загальну надійність цього обладнання.

Мета і завдання дослідження. Створення нової конструкції під'ятника гідрогенератора-двигуна на гідравлічних опорах з гідравлічною демпферною системою, що забезпечує покращення вібраційного стану гідроагрегату, на основі розробленої методики дослідження напружено-деформованого стану у тривимірній постановці із використанням методу скінченних елементів.

Для досягнення поставленої мети у дисертаційній роботі необхідно вирішити наступні завдання:

- виконати оцінку вібраційного стану ротора вертикального гідрогенератора-двигуна на основі особливостей технології збирання конструкції, сучасних інструментальних вимірювань та комп'ютерних технологій геометричного аналізу;

- удосконалити існуючий інженерний метод обчислення напружено-деформованого стану в частині уточнення коефіцієнту концентрації напружень в опорних компонентах (болтах, тарілках) та введення нових елементів в пружні камери з їх чисельним моделюванням, обчисленням деформацій, викликаних робочими та критичними навантаженнями;

- розробити конструкцію під'ятника на гідравлічних опорах, що дозволить зменшити вібрації існуючих конструкцій роторів гідрогенераторів-двигунів відповідно до вимог актуальних європейських

стандартів ISO та IEC, яка буде базуватись на конструкції з демпфуючими гофрованими компонентами пружної камери та спеціальній формі геометрії болта та тарілки;

- розробити методику розрахунку напружено-деформованого стану у тривимірній постановці нової конструкції гідравлічного підп'ятника гідрогенератора-двигуна, що буде використовувати геометрію без спрощень, враховувати контактні граничні умови в болті та тарілці на основі попереднього геометричного аналізу конструкції в частині упорних поверхонь та із вирішенням задачі змінення пружності оливи в конструкції;

- провести верифікацію отриманих результатів шляхом порівняння інженерних розрахунків із результатами тривимірного MCE-моделювання та оцінкою достовірності інтерпретації локальних максимумів напружень у зонах концентрації із застосуванням адаптованого HSS-підходу.

Об'єкт дослідження – процеси деформування елементів конструкції підп'ятника гідрогенератора-двигуна з гідравлічною опорою.

Предмет дослідження – методика визначення напружено-деформованого стану конструкції підп'ятника на гідравлічних опорах, опорного болта та тарілки камери.

Для вирішення поставлених в дисертаційній роботі завдань використані наступні наукові **методи дослідження**:

1. Методи випробувань електричних машин, в тому числі методи вимірювання та аналізу вібрації.

2. Класичні методи і моделі теорії розрахунків напружено-деформованого стану конструкцій.

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

4. Числові дослідження, що здійснювалися у середовищі програмного комплексу «SolidWorks Simulation», в якому створювалися тривимірні комп'ютерні моделі та проводилися розрахунки напружено-деформованого

стану елементів.

Точність отриманих в роботі результатів і висновків забезпечується математичним моделюванням без спрощень та без використання умов симетрії.

Отримані результати математичного тривимірного моделювання напружено-деформованого стану вузлів та деталей підп'ятника гідрогенератора-двигуна задовільно погоджуються з даними експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Розвинуті існуючі інженерні методи визначення напружено-деформованого стану на основі класичної теорії міцності в частині уточнення розподілу напружень на основі математичного моделювання конструкції з урахуванням тривимірного розподілу діючих навантажень.

2. Розроблено нову методику розрахунку напружено-деформованого стану гідравлічного підп'ятника гідрогенератора-двигуна у тривимірній постановці із використанням методу скінченних елементів, яка відрізняється від релевантних методик урахуванням просторової роботи гідравлічної опорної системи з пружними гофрованими камерами, заповненими оливою, реальної геометрії конструкції без спрощень, контактних граничних умов між елементами вузла, різнонаправлених та різнофакторних силових впливів у характерних елементах конструкції з урахуванням змінення жорсткісних характеристик оливи в процесі навантаження, що дозволило обґрунтувати створення нової конструкції підп'ятника гідрогенератора-двигуна на гідравлічних опорах з гідравлічною демпферною системою.

3. Вдосконалено алгоритм завдання граничних умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів гідрогенератора-двигуна в частині детального опису навантажень, діючих при експлуатації.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Розроблена методика розрахунку напружено-деформованого стану підп'ятника гідрогенератора-двигуна з урахуванням впливу гідравлічної опори, що дозволяє підвищити точність розрахунків при проєктуванні.

2. На основі розробленої методики надане обґрунтування створення підп'ятника на гідравлічних опорах, що дозволяє покращити вібраційний стан гідроагрегату.

3. Виконано втомний розрахунок підп'ятника на гідравлічних опорах, що підтверджує його працездатність протягом нормативного терміну експлуатації гідрогенератора-двигуна.

Розроблену в роботі методику тривимірного розрахунку розподілу напружень може бути застосовано при дослідженні напружено-деформованого стану іншого електромашинного обладнання та енергетичного обладнання авіаційної техніки.

Зокрема, підходи до тривимірного скінченно-елементного аналізу концентрації напружень та оцінки міцності елементів конструкцій, апробовані автором при дослідженні пошкоджень композитних панелей повітряних суден [1] та при модернізації конструкції літака Ан-2 відповідно до вимог EASA CS-23 [3], були використані як методологічна основа при розробці підходів до аналізу НДС компонентів підп'ятника гідрогенератора-двигуна. Досвід аналізу динамічних навантажень при пускових режимах легких БПЛА [2] був врахований при оцінці навантажень, що виникають у вузлах підп'ятника гідрогенератора-двигуна.

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

Впровадження результатів роботи. Розроблені автором наукові положення реалізовані в науково-методичних процесах кафедри аерогідродинаміки Національного аерокосмічного університету "Харківський авіаційний інститут".

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.

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на науково-практичній конференції "4th International Scientific and Practical Conference. International Scientific Unity" (April 22-24, 2026, Hamburg, Germany).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено в трьох статтях в науковому фаховому виданні, затвердженому МОН України [1-3], двох статтях у виданнях, що реферуються в базі даних Scopus [4-5]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковані в тезах науково-технічної конференції [6].

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 із співавторами публікацій; підготовка й видання науково-технічних статей виконано за участю співавторів. В спільних роботах автору належить:

[1] – Дослідження компонентів з овальною та круглою формою. Вибір оптимальних радіусів. Проведення скінченно-елементного аналізу для оцінки коефіцієнтів концентрації напружень, що залежать від геометрії;

[2] – Створення методики та розрахунку тривимірної геометрії, для компонентів, що визначаються дією миттєвих навантажень з високою амплітудою;

[3] – Теоретичне обґрунтування переходу та адаптації українських стандартів до європейських та американських норм;

[4] – аналіз теплового стану підп'ятника гідрогенератора в тривимірній постановці з використанням методу скінченних елементів за допомогою програмного комплексу «SolidWorks»;

[5] – розробка тривимірної моделі гідрогенератора для проведення аеродинамічного розрахунку системи повітряного охолодження;

[6] – одноосібна.

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 185 сторінки, з них 156 сторінок основного тексту, 104 рисунка по тексту, 14 таблиць по тексту, списків використаних джерел до кожного розділу, сумарно викладених на 14 сторінках.

Література до вступу:

1. **Васильєв, О.О.** et al. Damage assessment and structural-technological repair solutions for aircraft composite panels. Open Information and Computer Integrated Technologies, [S.l.], n. 102, p. 64-74, feb. 2025. <https://doi.org/10.32620/oikit.2024.102.05> ;
2. А.М. Гуменний, О.І. Кривобок, А.В. Лоленко, О.М. Столярчук, **О.О. Васильєв**. Innovative approaches to launching light unmanned aerial vehicles with short and medium range in various conditions. Open Information and Computer Integrated Technologies, [S.l.], n. 102, p. 149-159, feb. 2025. <https://doi.org/10.32620/oikit.2024.102.09> ;
3. О.І. Кривобок, А.М. Гуменний, А.В. Лоленко, Є.О. Духняк, **О.О. Васильєв**, В.В. Алейніков. Analysis of ways to modernize the An-2 aircraft taking into account the EASA requirements for CS 23 level 4 and provide transportation of 10-19 passengers. Open Information and Computer Integrated Technologies, [S.l.], n. 99, p. 120-136, june 2024. <https://doi.org/10.32620/oikit.2023.99.11> ;
4. Tretiak, O., Kravchenko, S., Mykhailychenko, O., Nazarenko, V., Smyk, S., **Vasyliiev, O.**, Arefieva, M., Tretiak, I., Serhiienko, S., & Selevko, V. (2025). Devising a method for calculating the structure of efficient cooling systems for thrust bearings and guide bearings in hydrogenerators. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3(1 (135), 38–50. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.329021> ;
5. Yehorov, A., Kravchenko, S., Duniev, O., **Vasyliiev, O.**, Hromenko, D., Lukashevych, S., Buhaiov, O., Liakhov, K., Kovryga, A., & Obidin, D. (2026).

Devising a method for assessing efficiency of the cooling system and determining the thermal state of vertical synchronous hydrogenerators using three-dimensional CFD simulation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1(8 (139), 49–58. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2026.350505> ;

6. **Vasyliiev O.** Design of Thrust Bearings of Vertical Hydrogenerators, Features of Their Operating Conditions and Problems of Ensuring Reliable Operation. Science, Technology and Industry in the Digital Age: Collection of Scientific Papers with Proceedings of the 4th International Scientific and Practical Conference. International Scientific Unity. Hamburg, Germany. April 22-24, 2026. 345-348 p. <https://doi.org/10.70286/isu-22.04.2026> .

РОЗДІЛ 1 РЕКОНСТРУКЦІЯ ПІДП'ЯТНИКА ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА

Гідроакумулюючі електростанції (ГАЕС) мають у своєму складі верхній і нижній басейни, з'єднані трубопроводами та проточною частиною гідравлічних машин, які можуть працювати поперемінно як турбіни або насоси.

У періоди надлишку енергії в енергосистемі агрегати ГАЕС працюють у насосному режимі та закачують воду з нижнього у верхній басейн, споживаючи енергію, вироблену тепловими або атомними електростанціями [1-4]. Піднята на висоту вода набуває запасу потенційної енергії. У періоди найбільшого споживання енергії ця вода зливається в нижній басейн, проходячи через насос-турбіни та виробляючи електроенергію. ГАЕС стали першими відомими у техніці акумуляторами, здатними запасати енергію в промислових масштабах, і на сьогоднішній день продовжують займати провідні позиції в сфері енергетики незважаючи на появу іншого сучасного устаткування для накопичення енергії. Загалом ГАЕС споживає енергії більше, ніж виробляє, але при цьому економить паливо на теплових електростанціях, які забезпечують її в насосному режимі. Відношення виробленої енергії до витраченої називається ККД гідроакумулювання та становить 0,7...0,8 в.о.

1.1 Конструкція гідрогенератора-двигуна та насос-турбіни

Гідрогенератор-двигун, що розглядається, має вертикальне виконання та відноситься до підвісного типу з комбінованим підп'ятником і верхнім напрямним підшипником, розташованими у центральній частині верхньої хрестовини, а також з нижнім напрямним підшипником у нижній хрестовині. Технічні параметри гідрогенератора-двигуна наведені в таблиці 1.1. Поперечний переріз гідроагрегату наведений на рис. 1.1.

Конструкція гідрогенератора-двигуна є практично повністю симетричною відносно вертикальної осі обертання, за винятком верхньої хрестовини, яка являє собою мостову конструкцію, лапи якої розташовані вздовж однієї площини симетрії [5, 6]. Конструкція мостової хрестовини складається з двох

двотаврових профілів, з'єднаних разом знизу сталеву пластину. В центральній частині хрестовини передбачена коробчата секція, що являє собою оливну ванну, в якій розміщується верхній напрямний підшипник та підп'ятник.

Вагу всіх обертових частин гідрогенератора-двигуна та насос-турбіни (включно з гідравлічним зусиллям насос-турбіни) сприймає опорна втулка, насаджена на конічну поверхню на валу генератора та утримується круглою шпонкою. На втулці встановлений диск підп'ятника, який своєю поверхнею тертя опирається на сегменти підп'ятника. З метою полегшення пуску в підп'ятнику передбачена спеціальна система впорскування оливи під високим тиском між сегментами і диском. Ротор генератора має шихтований обід, зібраний навколо насадженої на вал втулки зі спицями. На ободі встановлені десять полюсів, закріплених на зовнішньому діаметрі ротора за допомогою Т-подібних пазів та хвостовиків. До нижньої площини спиць ротора прикріплене кільце для механічного гальмування ротора [7-10].

Таблиця 1.1

Параметри гідрогенератора-двигуна

Параметр	Значення	
	режим генератора	режим двигуна
Повна потужність, МВ·А	136,7	150
Активна потужність, МВт	123	135
Номінальний коефіцієнт потужності	0,9	
Номінальна напруга, В	13800	
Номінальний струм, А	5719	6276
Номінальна частота обертання, об/хв.	600	
Розгінна частота обертання, об/хв.	880	
Частота електричного струму, Гц	50	

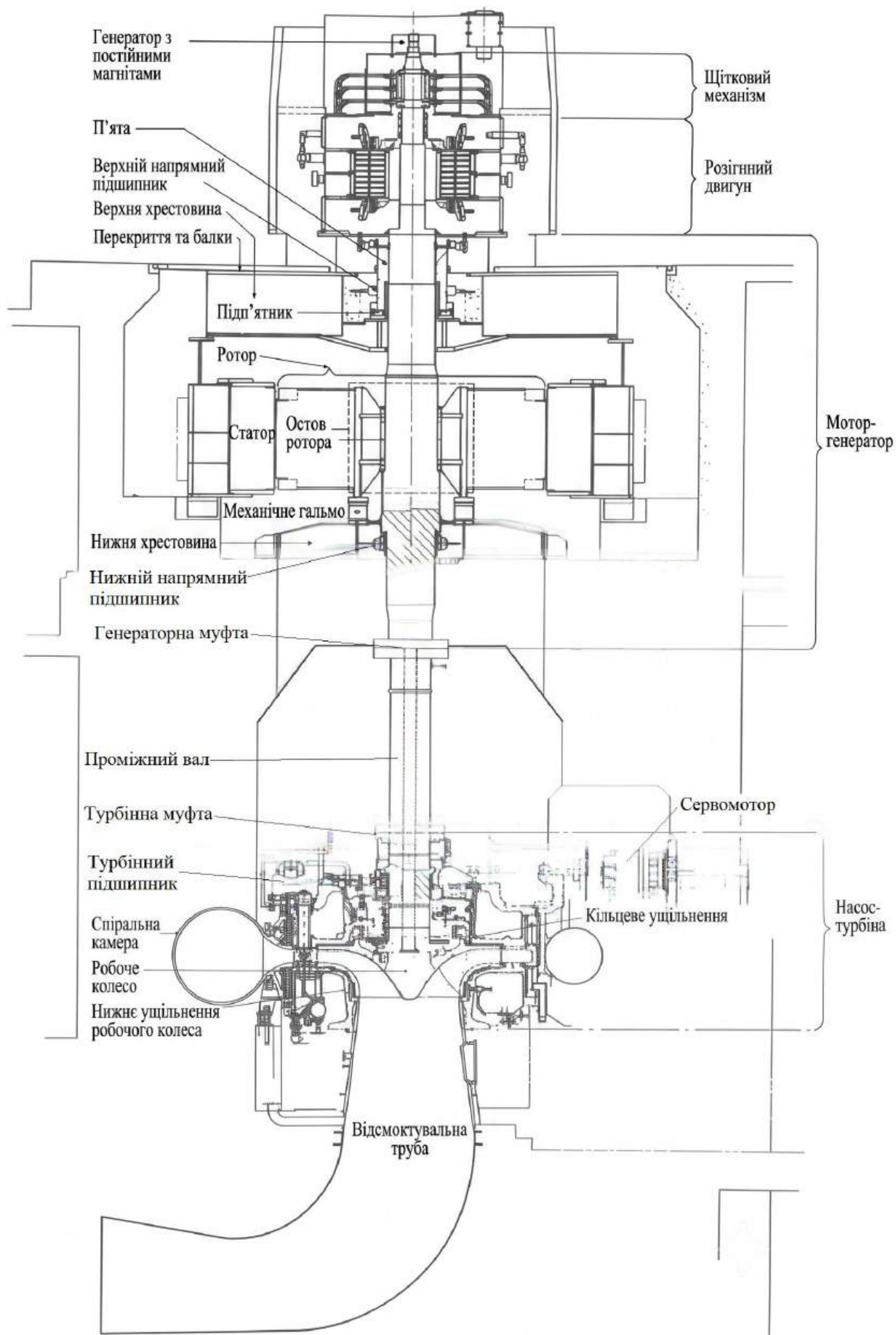


Рисунок 1.1 – Конструкція гідроагрегату

Особливістю даного гідрогенератора-двигуна є наявність над верхньою хрестовиною спеціального розгінного двигуна, необхідного для пуску гідрогенератора-двигуна в режимі двигуна. Його наявність пов'язана в першу чергу з недостатнім крутним пусковим моментом самого гідрогенератора-двигуна, що є характерною ознакою всіх синхронних електричних машин. Розгінний двигун є асинхронним з фазною обмоткою на роторі, виводи якої виведені за допомогою контактних кілець до резисторів змінного опору, що дозволяють регулювати значення крутного моменту в процесі пуску. При цьому над верхнім напрямним підшипником у мостовій хрестовині не передбачені додаткові підшипників, тобто ротор розгінного двигуна розташований на виступаючій вгору консольній частині валу.

Простір на рівні підлоги машинної зали між бетонним фундаментом та гідрогенератором-двигуном закритий рифленими панелями перекриття розташованими на відносно тонких балках, що забезпечують опору для панелей перекриття, але практично не здатні передавати радіальні зусилля та збільшувати жорсткість хрестовини в радіальному напрямку.

Нижня хрестовина розташована безпосередньо на бетонному фундаменті. Конструкція хрестовини складається з шести лап, закріплених до центральної частини, в якій розташована оливна ванна з нижнім напрямним підшипником. Нижня хрестовина також служить опорою для гальмівних домкратів.

Гідрогенератор-двигун з'єднаний з насосно-турбінним агрегатом за допомогою проміжного валу, демонтаж якого дозволяє розібрати турбіну без зняття генератора-двигуна. Проте наявність такого валу є суттєвим недоліком з точки зору динаміки, бо це призводить до подовження лінії валу з відповідним зниженням резонансних (критичних) швидкостей обертання.

Насос-турбіна має традиційну радіально-осьову конструкцію (Френсіс) та працює з номінальним статичним напором близько 420 метрів. Для запуску в режимі насосу передбачені подача стисненого повітря в робочий простір, щоб «продути» воду нижче робочого колеса. Блок розганяється до синхронної швидкості за допомогою розгінного двигуна з наступним передаванням приводу

безпосередньо на гідрогенератор-двигун, після чого вода подається в робоче колесо [11-14]. Після повного «заповнення» камери робочого колеса насос-турбіни відкриваються входні лопаті напрямного апарату і починається закачування води в верхній басейн ГАЕС.

Підп'ятник гідрогенератора, що розглядається, складається з опорних сегментів, кожен з яких спирається на кілька гвинтових пружин.

1.2 Вібраційний стан гідроагрегату

З моменту первинного пуску гідрогенератора, що розглядається, на ньому почали спостерігатись проблеми, пов'язані з високим рівнем вібрації, при цьому вібраційний стан з часом дедалі погіршувався. Для визначення причин погіршеного вібраційного стану гідроагрегату виникла необхідність проведення вібраційних випробувань.

1.2.1 Особливості аналізу вібраційних вимірювань

Аналіз вібрації гідроагрегату являє собою дослідження коливальних рухів елементів обладнання відносно положення рівноваги. Такі коливання можуть бути спричинені різними порушеннями, включаючи дисбаланс, зміщення компонентів, ослаблення кріплення, залишкові деформації елементів та дефекти підшипників або їх опор. Він виконується при пуско-налагоджувальних роботах, та поточних випробуваннях, що проводяться в процесі планового технічного обслуговування. Вимірювання вібраційних параметрів гідроагрегату та наступний аналіз результатів дозволяє оцінити технічний стан обладнання, що надає можливість своєчасного виявлення проблеми [15, 16]. Загалом для обертових та зворотно-поступальних компонентів характерною властивістю є посилення вібрації зі старінням, тому контроль та аналіз зміни вібраційного стану допомагає завчасно виявляти зношення та пошкодження деталей обладнання.

При вимірюванні вібрації основними параметрами, за якими проводиться аналіз, є амплітуда, частота і фаза. Амплітуда характеризує максимальне

відхилення від положення рівноваги, при цьому розрізняються амплітуди для наступних характеристик вібрації: переміщення (одиницею вимірювання яких є, як правило, мкм), віброшвидкість (мм/с) або віброприскорення (мм/с²). Частота (Гц) та фаза (градуси) визначаються відповідно як кількість коливань за одиницю часу та відносна положення форми хвилі вібрації відносно вибраного початкового моменту часу [17].

За причинами виникнення розрізняють наступні види вібрації:

- вимушена вібрація виникає у випадку прикладання до системи зовнішньої сили, яка змушує систему вібрувати.
- власна вібрація, частота якої визначається внутрішніми характеристиками самої системи, зокрема масами, жорсткостями та взаємним розташуванням її складових елементів.

Випадок, коли власна частота вібрації обладнання збігається з робочою частотою або близька до неї, має назву резонансу [18]. Поява резонансу може призвести до надмірних вібрацій та спричинити вихід обладнання з ладу.

Ефективним методом аналізу вібрації зі складною формою коливань є розкладання отриманої амплітудно-частотної характеристики у ряд Фур'є [19]. Таке перетворення дозволяє представити загальну форму вібрації у вигляді спектру, тобто суми гармонічних коливань з різними частотами, амплітудами та фазами [20-21]. Це дозволяє відокремити один від одного різні частотні компоненти складних коливань, які можуть бути спричинені різними діючими факторами. Для прискорення аналізу та полегшення обчислювальних робіт часто використовується не безпосереднє розкладання форми коливань в ряд Фур'є, а спрощені методи. Зокрема таким методом є швидке перетворення Фур'є на основі декількох можливих алгоритмів, яке дозволяє суттєво скоротити кількість виконуваних обчислювальних операцій. Найбільш розповсюдженим для виконання швидкого перетворення Фур'є в даний час є алгоритм Кулі-Тьюкі [22].

Вібраційні випробування електромашинного обладнання мають ряд особливостей, пов'язаних з характеристиками вимірюваних параметрів та

джерелами виникнення вібрації. Зокрема очікувані вібрації за значенням частоти як правило знаходяться в двох діапазонах:

- високочастотні вібрації електромагнітного походження [23, 24], що виникають в активних частинах обладнання (у випадку синхронних електричних машин в основному в статорі) та мають частоту, що дорівнює подвійній частоті електричного струму (тобто 100 Гц при стандартній частоті струму 50 Гц);
- низькочастотні вібрації, що виникають внаслідок механічного або магнітного небалансу обертових частин, та в основному мають обертову частоту (для розглянутого випадку гідрогенератора-двигуна номінальна частота обертання становить $600 \text{ об/хв} = 10 \text{ об/с}$, що відповідає очікуваній частоті низькочастотної вібрації 10 Гц).

Також вібрації гідроагрегатів можуть виникнути внаслідок інших факторів, наприклад під впливом гідравлічних процесів в насос-турбіні. Частота таких вібрацій може бути кратною до обертової частоти, де показник кратності визначається конструктивними характеристиками елементів насос-турбіни (наприклад кількістю лопатей робочого колеса або лопатей напрямного апарату).

В зв'язку з наявністю двох характерних очікуваних частот вимірювання вібрації базуються на використанні дещо різних принципів: оцінка низькочастотної вібрації виконується на основі визначення амплітуди переміщення, а для оцінки високочастотної вібрації більш зручним є вимірювання віброшвидкостей і віброприскорень.

1.2.2 Розташування датчиків вібрації

Схема встановлення датчиків вібрації та биття при проведенні вимірювань наведена на рис. 1.2 та 1.3. Основні датчики показані на рис. 1.2. В першу чергу вони призначені для вивчення динамічних характеристик гідроагрегату. Додаткові датчики показані на рис. 1.3. Метою їх встановлення була перевірка можливих рухів спіральної камери відносно її бетонного корпусу, бо у певний час існувало припущення, що використаний в проєкті шар гуми (розміщений між

спіраллю та бетоном) дозволяє спіральній камері вібрувати.

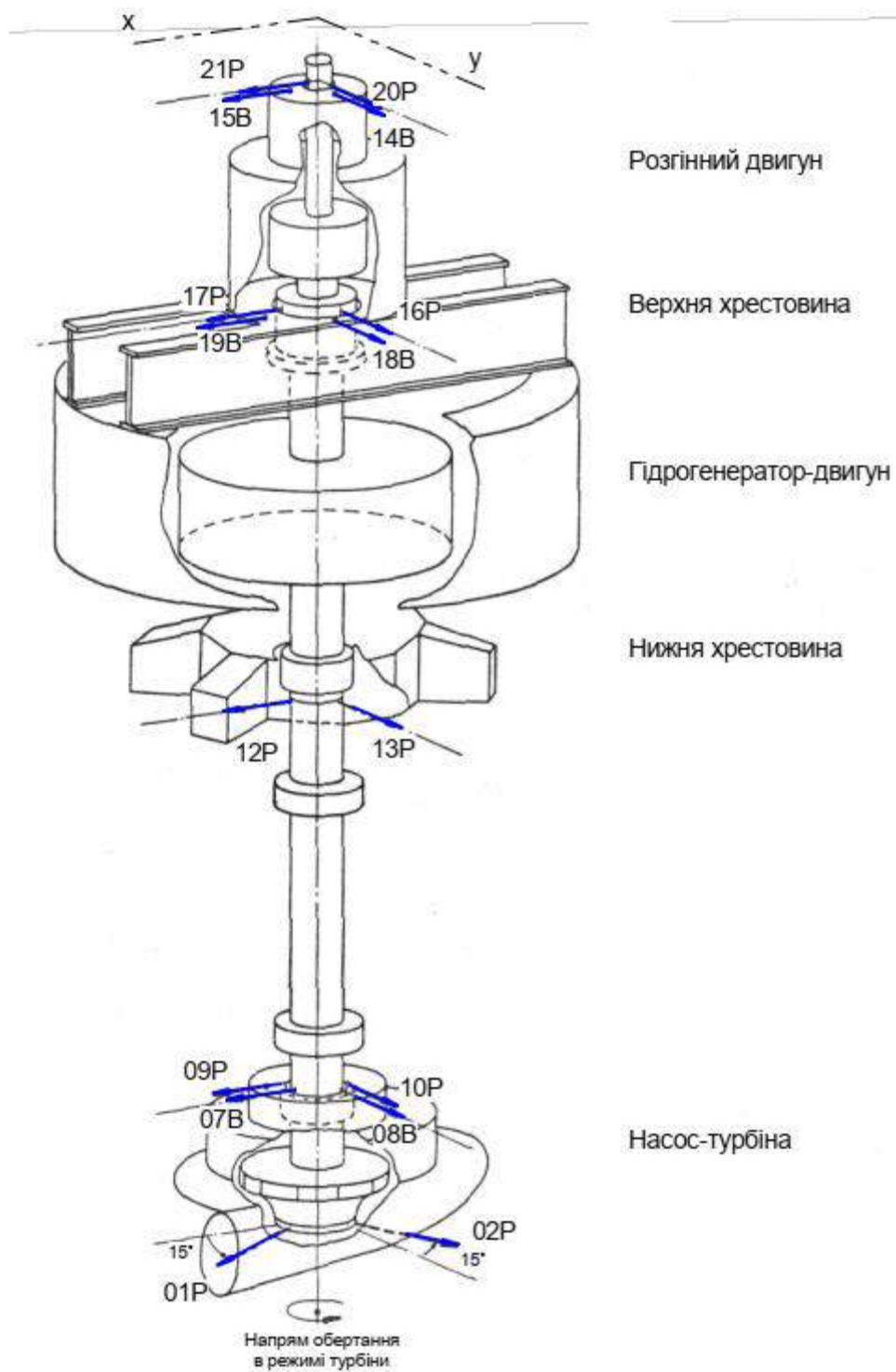


Рисунок 1.2 – Схема встановлення основних датчиків вібрації

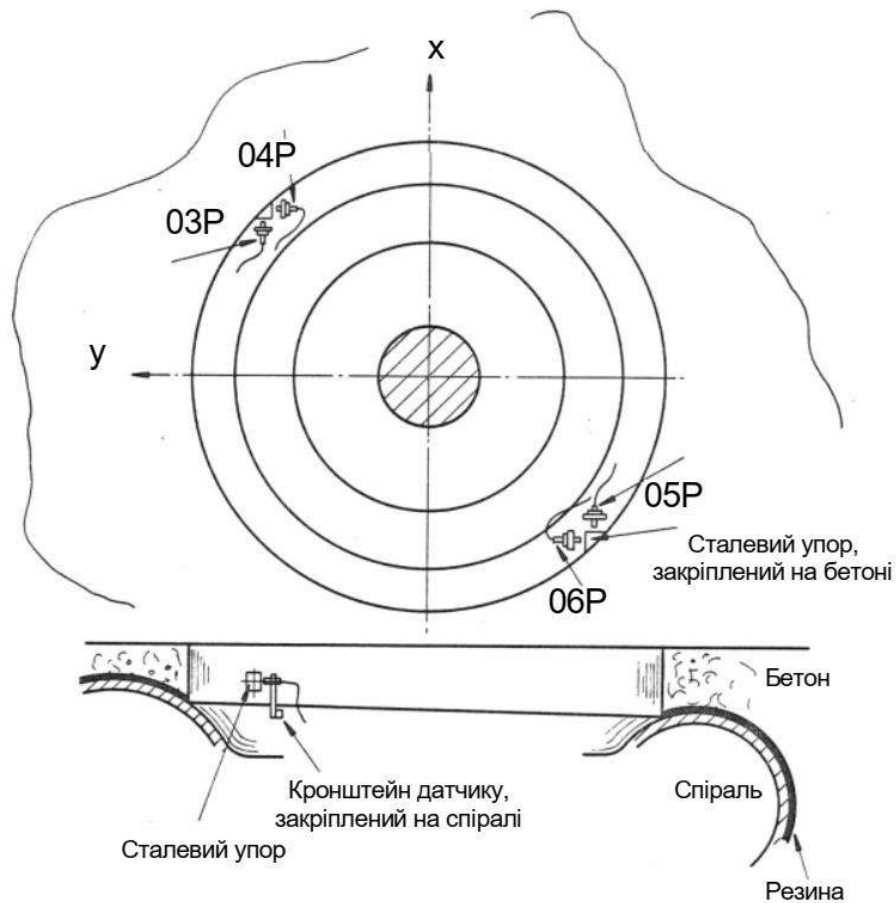


Рисунок 1.3 – Схема встановлення додаткових датчиків вібрації

1.2.3 Результати вібраційних випробувань

В процесі проведення вібраційних випробувань було встановлено декілька фактів.

Першим встановленим фактом стало те, що вібрація гідроагрегату відбувалася майже виключно на частоті обертання валу, а інші частотні компоненти були незначними [25, 26]. Таким чином, причина підвищеної вібрації була ідентифікована як проблема, пов'язана з порушенням балансування обертових частин механічного або магнітного характеру [27].

Другим встановленим фактом стало те, що рівні вібрації по двом поперечним осям суттєво відрізнялися: найвищий рівень вібрації спостерігався в напрямку вздовж осі станції. Найбільш помітною особливістю коливань була значна деформація верхньої хрестовини, що призводило до вібрації у верхній частині корпусу розгінного двигуна, яка була більш ніж у п'ять разів вищою в

напрямку осі станції, ніж у напрямку верхній-нижній б'єф або в будь-якій іншій точці вимірювань.

На основі цього був зроблений висновок, що значний коливальний рух конструкції розгінного двигуна у поздовжньому напрямку (в напрямку осі станції) пов'язаний з високою крутильною гнучкістю верхньої хрестовини. Цей недолік було усунуто за рахунок збільшення крутильної жорсткості шляхом додаткового закріплення лап верхньої хрестовини до фундаменту. Одночасно таке додаткове кріплення збільшило поперечну жорсткість верхньої хрестовини.

Поступове збільшення рівня вібрації, яке спостерігалось протягом декількох місяців після введення гідрогенератора-двигуна в експлуатацію, вірогідно, частково було пов'язане зі поступовим погіршенням кріплення верхньої хрестовини до бетонного корпусу.

Під час подальших випробувань гідроагрегат обертався на холостих обертах з приводом від насос-турбіни в умовах змінної частоти обертання в діапазоні від 300 об/хв до максимально можливої 612,5 об/хв. Отримані результати дозволили зробити наступні загальні висновки:

- нижче 600 об/хв. існує дві критичні частоти обертання (приблизно визначені як 320 об/хв. та 370 об/хв.), пов'язані з двома взаємно перпендикулярними площинами гідроагрегату;

- при наближенні частоти обертання до номінального значення 600 об/хв. відбувається суттєве збільшення вібрації, що свідчить про знаходження в області безпосередньо поблизу номінальної однієї або декількох критичних частот обертання (які шляхом екстраполяції приблизно визначені як 700 об/хв. та 765 об/хв.).

Загалом подібна картина є нехарактерною для гідроагрегатів, у яких зазвичай перша критична частота обертання [28, 29] з великим запасом перевищує не тільки номінальну, але й максимальну розгінну частоту обертання. Наявність однієї або двох критичних частот нижче номінальної частоти обертання характерна скоріш для високошвидкісних турбогенераторів. Вірогідно така картина в даному випадку спостерігається через достатньо високу

для гідроагрегату номінальну частоту обертання 600 об/хв., що виступило ускладнюючим фактором на етапі проєктування його елементів внаслідок необхідності урахування нестандартних особливостей роботи для даного типу електричних машин.

Також в ході випробувань було визначено, що биття нижнього напрямного підшипника приблизно вдвічі перевищує номінальний максимальний діаметральний зазор підшипника. Причиною даного факту є недостатня радіальна жорсткість хрестовини, яка кріпиться до фундаменту гідроагрегату лише в нижній частині лап та не має радіальних упорів у фундамент [16].

Також були проведені декілька пусків на холостих обертах з приводом від розгінного двигуна. За їхніми результатами було виявлено, що ротор розгінного двигуна при роботі притягується до статора, що також впливає на геометрії конструкції, спричиняючи нахил верхньої консольної частини валу гідроагрегату.

Далі процес вібраційних випробувань проходив паралельно з роботами з балансування ротора гідроагрегату [30]. Первинні проблеми з вібраційним станом частково були пов'язані з неправильно збалансованим ротором [31]. Проте при балансуванні виявилось, що отримання максимально рівномірної та близької до оптимальної вібраційної характеристики гідроагрегату за будь-яких робочих умов не може бути досягнута через наявність дисбалансу, який виникає при наборі потужності незалежно від режиму його роботи (режим генератора або двигуна). Додатковою причиною цього дисбалансу, в першу чергу пов'язаного з електромагнітним тяжінням між статором і ротором, також стало гідравлічне зусилля від насос-турбіни. Відповідно, наявність даного дисбалансу вимагає використання компромісного балансу між станами нульової та повної потужності гідроагрегату.

1.2.4 Рекомендації щодо реконструкції гідроагрегату

Виконані роботи з балансування суттєво поліпшили вібраційний стан гідроагрегату, проте остаточне вирішення проблем з вібрацією для виконання

вимог стандартів [32-34] потребує виконання комплексу робіт з його реконструкції.

Під час огляду гідрогенератора-двигуна були виявлені тріщини фундаменту в зоні фундаментних плит статора, викликані підвищеними вібраціями та змінними навантаженнями, які віддаються через верхню хрестовину на опори статора від обертових частин всього агрегату, а також від розгінного двигуна. Враховуючи, що фундамент статора також сприймає навантаження від електромагнітних сил, його руйнування призводить до ослаблення кріплення статора і, як наслідок, збільшення вібрації.

При аналізі конструкції гідрогенератора-двигуна були виявлені недоліки, які негативно впливають на його надійність, що підтверджується історією експлуатації даного гідроагрегату з великою кількістю ремонтів внаслідок руйнувань та аварій. До основних конструктивних недоліків відносяться:

- низька жорсткість верхньої хрестовини мостового типу (що ускладнюється наявністю різної жорсткості хрестовини в повздовжньому та поперечному напрямках), верхнього та нижнього підшипників, а також корпуса статора;
- відсутні радіальні упори хрестовин;
- конструкція підп'ятника на пружинах не забезпечує рівномірного розподілу навантаження;
- конструкція оливної ванни підп'ятника не забезпечує ефективне охолодження оливи;
- використання системи охолодження з примусовою подачею повітря від окремо встановлених вентиляторів з електроприводом;
- відсутність радіального заклинювання ободу ротора, що при обертанні може призводити до відділення ободу від остову.

1.3 Аналіз переваг та недоліків існуючих конструкцій підп'ятників

За конструкцією опорної системи сегментів підп'ятники гідрогенераторів поділяються на підп'ятники з жорсткими, пружними та гідравлічними опорами.

Класичною конструкцією є підп'ятник із жорсткою опорою сегментів. У такій схемі кожен сегмент спирається на жорсткий шарнір або систему нерухомих опорних елементів. Основною перевагою таких конструкцій є простота виготовлення, висока надійність та порівняно невисока вартість. Разом з тим жорсткі опори мають обмежену здатність до самовстановлення сегментів у процесі роботи. У разі перекосів валу, деформації опорної конструкції або нерівномірного теплового розширення окремі сегменти можуть виявитися перевантаженими, що призводить до локального підвищення температури та прискореного зношування антифрикційного шару [35].

Для усунення зазначених недоліків у потужних гідрогенераторах широкого поширення набули підп'ятники з пружинними опорами сегментів. У таких конструкціях сегменти встановлюються на системі циліндричних пружин, які забезпечують можливість невеликих переміщень сегмента під дією навантаження [36–38]. Завдяки цьому досягається автоматичне вирівнювання навантаження між сегментами, зменшуються локальні концентрації напружень та покращуються умови формування оливного клину. Дослідження показують, що пружинна опора сприяє більш рівномірному розподілу тиску в оливній плівці та зниженню максимальних температур у зоні тертя [39–41].

Перевагами пружинних підп'ятників є підвищена стійкість до перекосів валу, кращий розподіл навантаження між сегментами та збільшений ресурс роботи. До недоліків належать складніша конструкція, необхідність контролю жорсткісних характеристик пружних елементів та можливість виникнення додаткових коливань системи «ротор–підп'ятник» [42].

Подальшим розвитком ідеї вирівнювання навантаження стали підп'ятники з гідравлічними опорами сегментів. У таких конструкціях навантаження від сегментів передається через систему гідравлічних камер або зрівнювальних поршнів, з'єднаних між собою трубопроводами [43, 44]. Перерозподіл тиску робочої рідини між камерами забезпечує практично автоматичне вирівнювання навантаження між усіма сегментами. Такі підп'ятники характеризуються високою рівномірністю навантаження та можливістю роботи при дуже великих

осьових силах.

Основними перевагами гідравлічних опор є мінімальна нерівномірність навантаження сегментів, підвищена надійність оливного режиму та можливість застосування в особливо потужних гідроагрегатах [43]. Водночас такі конструкції відзначаються значною складністю, потребують додаткових гідравлічних систем та характеризуються підвищеними вимогами до експлуатації.

Еластичність опорної системи підп'ятників на гідравлічних опорах є їх перевагою, що дозволяє здійснювати автоматичний перерозподіл навантаження між сегментами за рахунок стикання або розтягування окремих пружних камер та перетікання оливи з одних камер до інших. Однак підвищена податливість, особливо в горизонтальному напрямку, має негативні сторони та створює деякі експлуатаційні проблеми.

Пружні камери виконуються досить великими по висоті, що призводить до їх малої жорсткості в горизонтальному напрямку. При початку обертання ротора агрегату та при зупинці силами тертя сегменти разом з пружними камерами зміщуються в напрямку обертання на розмір зазору між сегментами і упорами. Відбувається нахил пружних камер і потім їх коливання разом із сегментами. Такі явища є небажаними, щоб їх уникнути, слід не допускати надто великих зазорів між сегментами та упорами.

Також недостатня горизонтальна жорсткість пружних камер приводить до появи деяких невизначеностей при регулюванні, в процесі якого велике значення має вертикальність установки пружних камер. При опусканні ротора з гальм один край ротора (а значить, і диск підп'ятника) зазвичай опускається раніше і викликає стискання і нахил пружних камер з цього боку. З діаметрально протилежного боку пружні камери спочатку йдуть вгору, на розтягування, і лише в момент дотику до них диску починають стискатися. Якщо камери виконані з нахилом, то при навантаженні їх нахил збільшується, що може призвести до зачеплення стінок пружних камер за тіла заповнення або за нерухомі деталі підп'ятника, до затискання сегментів між упорами.

Для запобігання цьому негативному ефекту в сучасних конструкціях під'ятників па гідравлічних опорах пружні камери виконуються зі зменшеним числом гофр, висота таких камер менша, а жорсткість у горизонтальному напрямку вища. Тому для таких камер небезпека зачеплення за нерухомі деталі при нахилі стає меншою. Проте вимоги вертикальності установки пружних камер повинні зберігатися і в цьому випадку, бо нахил пружних камер викликає не тільки небезпеку затискання рухомої системи, але й можливу зміну ексцентриситету та зниження точності висотного регулювання пружних камер.

В сучасних конструкціях під'ятників на гідравлічних опорах з невисокими пружними камерами при товщині стінок 10...12 мм власна жорсткість камер у вертикальному напрямку (на стискання) досить висока і необхідна точність їх висотного регулювання, як зазначено вище, становить 0,1...0,15 мм.

Нахил окремих пружних камер може змінюватися в процесі експлуатації після проведення певної кількості пусків, зупинок, а також підйомів ротора на гальмах-домкратах і опускань його на сегменти. Цією обставиною можна пояснити факт поступового розрегулювання висотного положення пружних камер під'ятників на гідравлічних опорах.

Крім постійних розрегулювань висотного положення пружних камер в експлуатації, часто спостерігається зміщення сегментів відносно свого початкового положення. З'являються зазори між сегментами і упорами, що обмежує їх зміщення в напрямку обертання, хоча після монтажу або ремонтів перед пусками сегменти щільно, без зазорів, притискаються до упорів. В тому числі зміщення сегментів відбувається і проти напрямку обертання з деяким розвертанням.

Таке зміщення сегмента з його розворотом може бути пояснене тільки великою податливістю пружних камер, їх нахилами і зсувами в горизонтальному напрямку при пусках та зупинках агрегатів, а також підйомах на гальмах і опусканнях ротора. Ці явища виявляються більш значно при закріпленні пружних камер на підставі під'ятника з нахилом.

При зміщеннях сегментів відносно свого початкового положення, особливо в радіальному напрямку, та при їх розвороті порушується положення їхньої робочої поверхні по відношенню до дзеркальної поверхні диску підп'ятника. При недостатньо хорошому стані дзеркальної поверхні диска це може призвести до пошкоджень поверхні бабіту або фторопласту сегментів. Крім того, при таких зсувах пружних камер стає можливим затискання сегментів між упорами, можлива поява ускладнень при їхньому самовстановленні. Тому, при проектуванні підп'ятників на гідравлічних опорах, питанню конструкції упорів, що обмежують зміщення сегментів, має приділятися більша увага, порівняно з підп'ятниками на жорстких гвинтових опорах.

Таким чином, недостатня жорсткість пружних камер у горизонтальному напрямку призводить до невизначеності та труднощів у роботі підп'ятників. Особливо це стосується підп'ятників з високим (понад 1000 кН) навантаженням на один сегмент. Для мінімізації цих труднощів передусім необхідні ретельне виготовлення і монтаж підп'ятників, зокрема, забезпечення чітко вертикального виконання пружних камер.

За розташуванням сегментів підп'ятники поділяють на однорядні та дворядні.

Однорядний підп'ятник містить один концентричний ряд сегментів, розташованих по колу навколо валу. Саме така конструкція є найбільш поширеною у світовій гідроенергетиці завдяки простоті виготовлення, добрій ремонтпридатності та відносно невеликій масі [44, 45]. Однак зі збільшенням потужності агрегатів виникають обмеження, пов'язані зі зростанням питомих навантажень на сегменти та необхідністю збільшення зовнішнього діаметра підп'ятника.

Для потужних гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів ГАЕС застосовуються дворядні підп'ятники, у яких сегменти розміщуються у двох концентричних кільцях [47–49]. Така схема дозволяє суттєво збільшити сумарну площу робочих поверхонь без значного збільшення зовнішнього діаметра вузла. Крім того, навантаження розподіляється між двома рядами сегментів, що

зменшує питомий тиск у оливному шарі.

Перевагами дворядних підп'ятників є зменшення максимального питомого навантаження, зниження температури оливного шару, підвищення вантажопідйомності та можливість застосування в агрегатах надвеликої потужності [47, 49]. Також дворядна схема дозволяє більш ефективно використовувати площу підп'ятникового диска та зменшити деформації окремих сегментів.

Разом з тим дворядні підп'ятники мають низку конструктивних недоліків. Перш за все ускладнюється система підведення та відведення оливи, зростає кількість сегментів і допоміжних елементів, що збільшує вартість виготовлення та ремонту. Крім того, виникає необхідність забезпечення рівномірного розподілу навантаження не лише між сегментами одного ряду, а й між внутрішнім та зовнішнім рядами [48, 49].

Недоліки існуючих конструкцій однорядних підп'ятників порівняно з дворядними найбільш помітні при роботі великих гідроагрегатів. У цьому випадку спостерігаються підвищені питомі навантаження на сегменти, більші температурні градієнти та підвищена чутливість до перекосів диска підп'ятника. Для забезпечення необхідної вантажопідйомності часто доводиться збільшувати зовнішній діаметр підп'ятника, що призводить до зростання маси та габаритів конструкції [47–49].

Таким чином, сучасний розвиток конструкцій підп'ятників спрямований на підвищення рівномірності розподілу навантаження між сегментами, покращення умов формування оливного шару та зниження температурного навантаження [50, 51]. Для агрегатів середньої потужності найбільш поширеним рішенням є застосування однорядних підп'ятників з пружинними опорами сегментів, тоді як для потужних гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів ГАЕС дедалі ширше застосовуються дворядні конструкції та системи гідравлічного вирівнювання навантаження.

Незважаючи на високу несучу здатність дворядних підп'ятників, їх застосування супроводжується ускладненням конструкції, збільшенням

кількості сегментів, систем оливопостачання та елементів вирівнювання навантаження, що призводить до зростання вартості виготовлення, монтажу та експлуатації. Водночас традиційні однорядні підп'ятники характеризуються підвищеною нерівномірністю розподілу навантаження між сегментами, особливо в умовах деформацій опорних конструкцій, перекосів валу та змінних режимів роботи гідроагрегатів великої потужності.

У зв'язку з вищевикладеним розробка конструкції однорядного підп'ятника на гідравлічних опорах, який поєднує конструктивну простоту та компактність однорядної схеми з перевагами гідравлічного вирівнювання навантаження набуває актуальності для сучасних гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів ГАЕС, потужність і навантаження яких постійно зростають, а вимоги до енергоефективності, довговічності та ремонтпридатності обладнання стають дедалі жорсткішими. Використання гідравлічних опор дозволяє забезпечити більш рівномірний розподіл осьового навантаження між сегментами, знизити максимальні контактні напруження та температури в мастильному шарі, підвищити надійність роботи підп'ятникового вузла та збільшити його ресурс без суттєвого ускладнення конструкції.

1.4 Опис конструкції підп'ятника на пружинних опорах гідрогенератора-двигуна, що розглядається

В оригінальній конструкції гідрогенератора-двигуна, що розглядається, використовується підп'ятник на пружинах з примусовою подачею оливи до поверхонь тертя. Розглянемо докладніше основні принципи такого технічного рішення.

Конструкція підп'ятника на пружинах наведена на рис. 1.4.

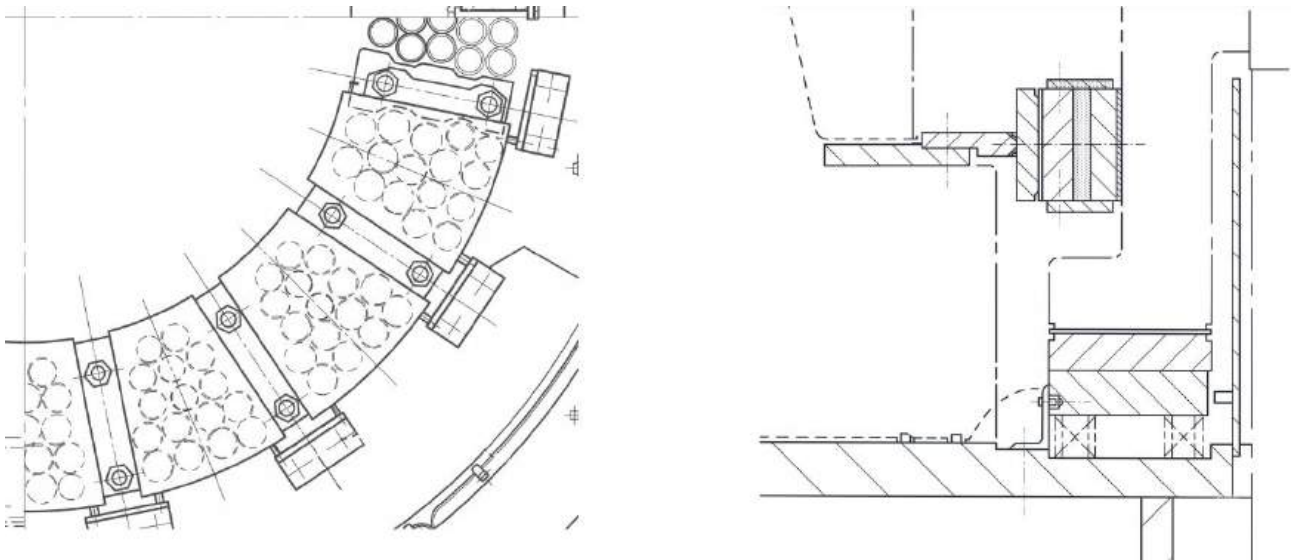


Рисунок 1.4 – Конструкція підп'ятника на пружинах

Кожен сегмент з бабітовим покриттям спирається на 16 пружин, які розташовані під сегментом симетрично. Спирання сегментів на велику кількість пружин має за мету створення підвищеної еластичності, що сприятиме вирівнюванню навантаження між сегментами та згладжуванню пульсацій, що виникають під час роботи агрегату.

Для полегшення умов пуску застосовується примусова подача оливи до поверхонь тертя. Олива забирається з нижньої частини оливної ванни насосом високого тиску та за допомогою напірного трубопроводу подається в кільцевий колектор, розташований всередині ванни. Від нього по з'єднувальним трубкам олива подається в сегменти. У кожному сегменті наявні система отворів, що має вихід в центрі робочої поверхні сегмента в спеціальній лунці. Також у тілі кожного сегмента є зворотний клапан для запобігання витіканню оливи з оливної плівки під час роботи агрегату, коли насос системи примусової подачі оливи вимкнений.

Напірний трубопровід та кільцевий колектор виготовлені зі сталевих труб, а сполучні трубки зроблені з м'якої міді. Одним кінцем трубки припаяні до сталевого кільцевого колектору, іншим – підключені за допомогою накидних гайок до штуцерів зворотних клапанів, встановлених в сегментах.

Для поглинання коливань, що виникають у підп'ятнику при роботі, а також

забезпечення зсувів разом з сегментами при підйомі ротора на гальмах з'єднані трубки мають компенсаційний вигин. При вийманні сегментів накидні гайки відгвинчуються, а сполучні мідні трубки відгинаються убік або вниз.

При подачі команди на пуск або зупинку гідроагрегату вмикається насос високого тиску. Пуск виконується після досягнення тиску в колекторі 7,5...8,0 МПа. При досягненні нормальної швидкості при пуску та після повного припинення обертання при зупинці відбувається відключення високого тиску насоса. Порівняно із звичайним під'ятником час повного запуску агрегату збільшений на 15...20 с.

Особливістю даної конструкції під'ятника є те, що в ній перед пуском агрегату діє тільки гідростатичний ефект (тобто примусова подача оливи від насоса), в процесі пуску і до відключення насоса – спільно гідростатичний і гідродинамічний ефекти, а після відключення насоса протягом всієї подальшої роботи агрегату під'ятник працює як суто гідродинамічний [52].

Досвід експлуатації дозволив виявити позитивні та негативні сторони під'ятників із примусовим змащуванням.

З позитивних моментів слід відзначити той факт, що подача оливи до поверхонь тертя значно полегшує умови запуску. При пуску коефіцієнт тертя в під'ятнику знижується в порівнянні зі звичайними під'ятниками в 5...6 разів. Наявність оливної плівки також зменшує пульсації, які можуть виникнути в під'ятнику в період пуску агрегату, що особливо важливо при розташуванні під'ятника на верхній хрестовині, яка має знижену жорсткість.

Зупинки агрегату у під'ятників з примусовим змащуванням також характеризуються зниженням контактних навантажень, оскільки аж до припинення обертання ротора між диском і сегментами зберігається оливна плівка, що створюється примусовою подачею оливи від насоса високого тиску. В результаті можна починати гальмування при нижчій частоті обертання, що зменшує зношування гальмівних колодок і збільшує термін їх служби.

Застосування примусової подачі оливи до поверхонь тертя створює додаткові зручності експлуатації. Зокрема полегшується поворот ротора під час

ремонтів. Через відносно невелику вагу ротора провертання можна здійснювати при включеному насосі подачі оливи вручну зусиллями декількох людей.

Позитивною властивістю підп'ятників такого типу є відсутність необхідності у введенні обмежень за часом стоянки агрегату і за температурою оливи перед пуском. Пуск можна проводити як відразу після зупинки, так і за кілька діб після зупинки. Фактично товщина оливної плівки, що створюється насосом перед пуском агрегату, залежить від температури оливи та сегментів, але для будь-яких умов на практиці товщина плівки є достатньою для забезпечення пуску.

Однак, примусове змащування має і негативні сторони. Зокрема суттєвим недоліком є спотворення умов роботи підп'ятника в усталених режимах через наявність лунки на робочій поверхні сегментів. Крім того, взаємодія штучно створеного насосом гідростатичного потоку оливи з гідродинамічним потоком оливи при пусках та зупинках, а також перехід від спільної дії цих двох потоків до одного гідродинамічного потоку при відключенні насоса можуть викликати тимчасову нестійкість роботи підп'ятника. В деяких випадках така нестійкість роботи супроводжується різким зменшенням товщини оливної плівки до короткочасного зіткнення поверхонь тертя.

Іншим істотним недоліком системи примусової подачі оливи є необхідність у додаткових елементах в обладнання підп'ятника та агрегату, а саме: насос високого тиску, оливопроводи, зворотні клапани, електроконтактний манометр та ін. Ці додаткові елементи ускладнюють експлуатацію та призводять до появи додаткових вимог до надійності цих елементів. Вихід з ладу окремих елементів системи примусового змащування може призвести до пошкодження підп'ятника. Пуски та зупинки таких підп'ятників без увімкнення насоса подачі оливи суттєво ускладнені, тому в цьому випадку необхідна висока надійність усіх елементів системи.

Також великим недоліком системи примусового змащування є винесення разом з оливою безпосередньо до поверхонь тертя окалини та інших твердих частинок. Окалина потрапляє в оливу зі зварених трубок. Повністю позбутися її

шляхом механічного очищення труб та їх простукування, як правило, не вдається. Інші тверді частинки та бруд потрапляють у напірну систему з оливної ванни, цьому сприяє той факт, що забір оливи здійснюється з нижньої частини ванни поблизу дна. Попадання твердих частинок на поверхні тертя може викликати стирання або навіть пошкодження диску і сегменти.

1.5 Запропонована конструкція однорядного підп'ятника на гідравлічних опорах

Одним з основних із вищезазначених недоліків конструкції існуючого гідрогенератора-двигуна є використання підп'ятника на пружинах, який не забезпечує рівномірного розподілу навантаження. Також, необхідно зазначити, що в ході експлуатації даного гідрогенератора-двигуна спостерігались відмови, пов'язані з "застряганням" сегментів підп'ятника у неоптимальних положеннях. А з огляду на наявні проблеми з вібраційним станом, перехід на підп'ятник на гідравлічних опорах, конструкція якого сприятиме гасінню вібрацій при роботі гідроагрегату, є перспективним рішенням.

Розроблена конструкція однорядного підп'ятника на гідравлічних опорах у складі гідрогенератора представлена на рис. 1.5. Кресленик однорядного підп'ятника на гідравлічних опорах представлено на рис. 1.6. У таких підп'ятниках відбувається автоматичне вирівнювання навантаження між сегментами як у статичному, так і в динамічному стані [5].

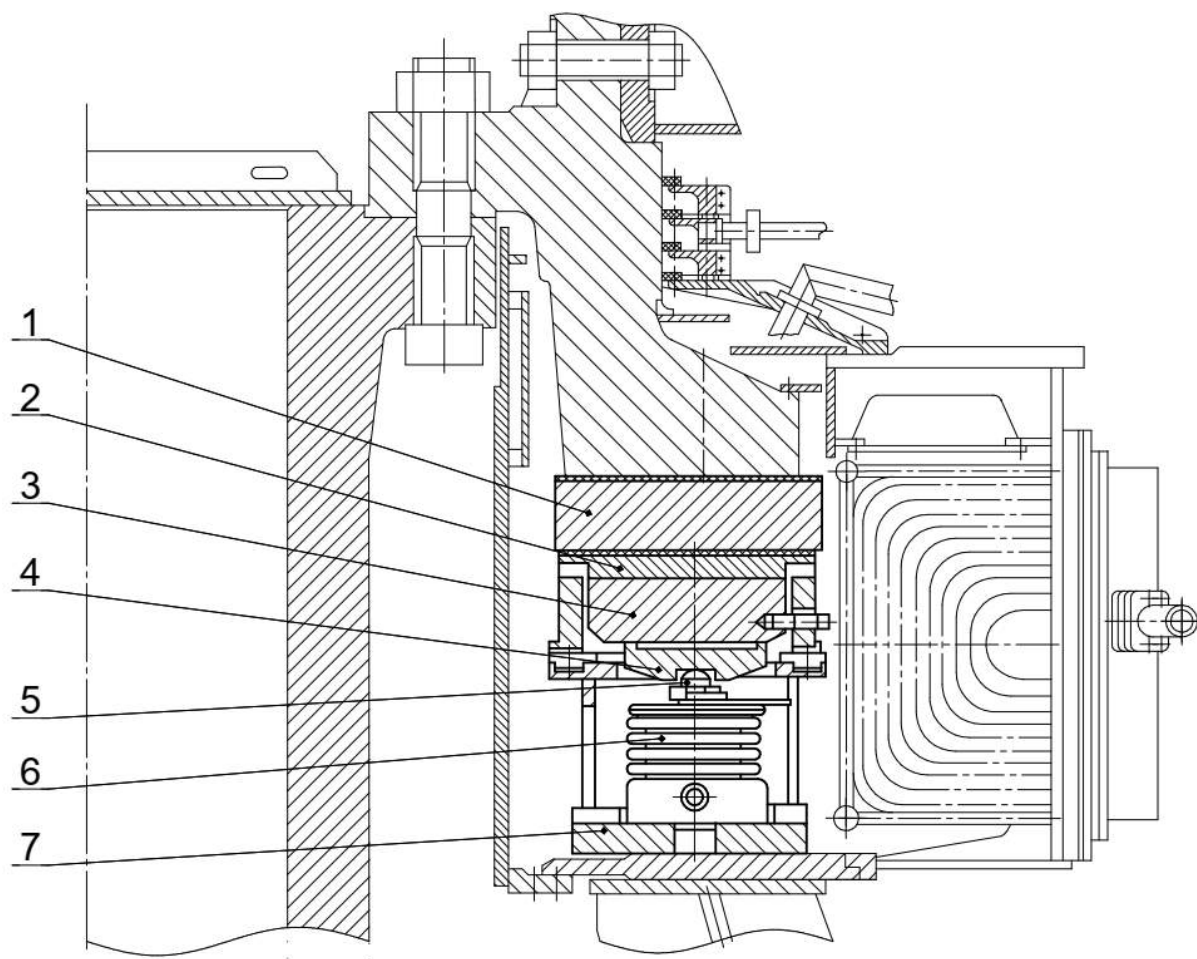


Рисунок 1.5 – Розроблена конструкція однорядного підп'ятника на гідравлічних опорах у складі гідрогенератора: 1 – диск; 2 – сегмент; 3 – масивна опора; 4 – тарілчаста опора; 5 – опорний болт; 6 – пружна камера; 7 – основа

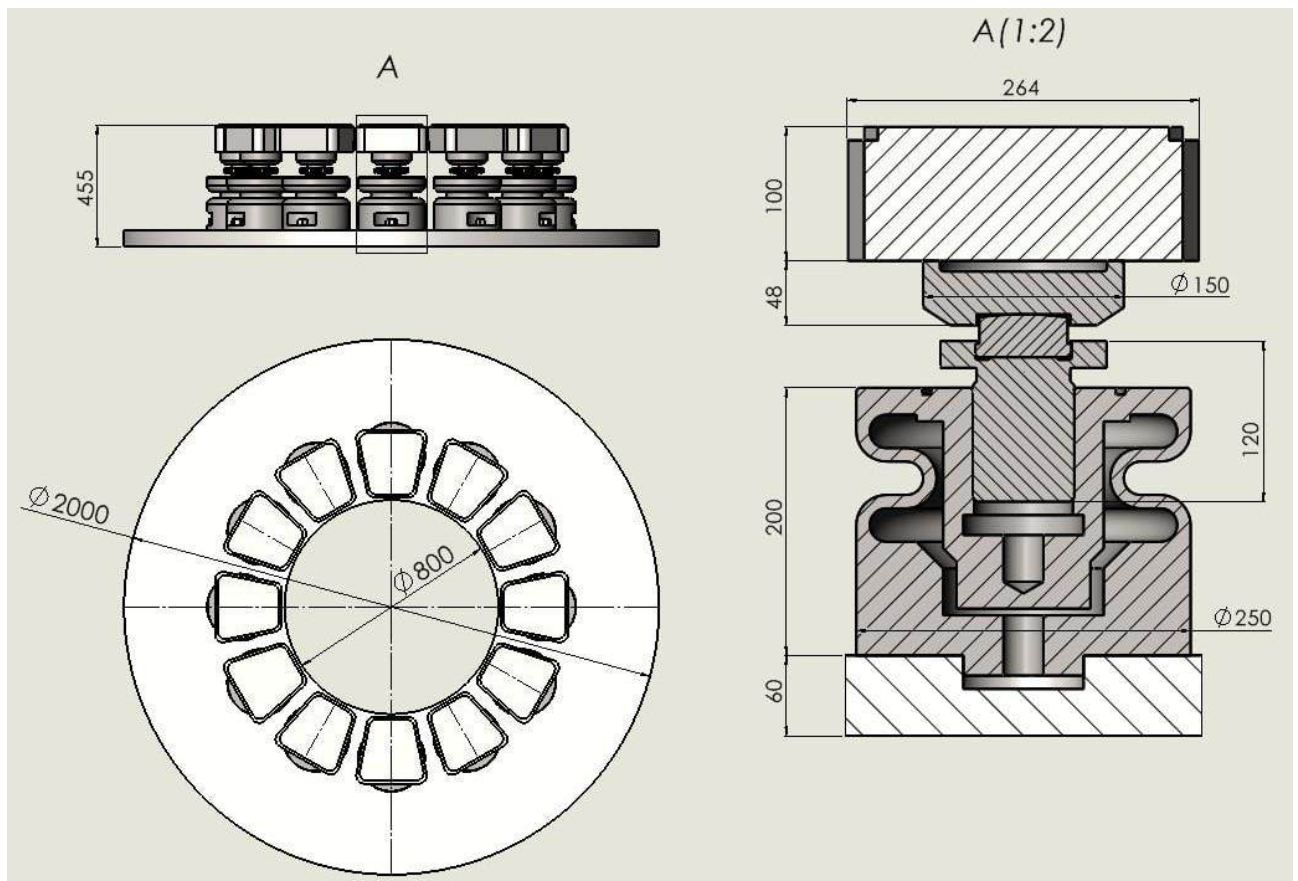


Рисунок 1.6 – Кресленик конструкції однорядного підп'ятника на гідравлічних опорах

Сегменти підп'ятника мають бабітове або фторопластове (PTFE) покриття робочої поверхні тертя [53]. При відносно невеликих навантаженнях сегменти підп'ятника можуть спиратися безпосередньо на тарілчасті опори, але при цьому вони повинні мати достатню товщину з точки зору зменшенні механічних деформацій. Проте при збільшенні питомого навантаження на сегменти підп'ятника зростають тепловиділення на поверхні тертя сегментів з відповідним збільшенням деформації, обумовленої перепадом температури по їх товщині. Сегмент при цьому вигинається у бік опорного болта, приймаючи форму парасольки, що зменшує ефективну робочу поверхню сегменту та знижує несучу здатність підп'ятника. Гідродинамічні тиски, що виникають у оливному клині, обумовлюють помітні (особливо при граничних навантаженнях) механічні деформації, які складаються разом із тепловими деформаціями.

Для зменшення температурної деформації застосовують масивні опори,

що встановлюються під сегментом підп'ятника. При цьому сам сегмент виконується достатньо тонким (як правило 50 мм), а нижня масивна опора має велику товщину, що повинна забезпечити рівномірне навантаження на всій робочій поверхні сегменту за рахунок мінімальних деформацій опори. На верхній стороні масивної опори виконуються радіальні і тангенціальні канали, призначені для відведення тепла від тильного боку сегменту і збільшення теплового опору між сегментом та опорою. В результаті масивна опора залишається порівняно холодною і має незначний перепад температур за товщиною. Це зменшує деформації конструкції, бо температурна деформація колодок визначається саме перепадом температур по товщині масивної опори, бо відносно тонкий верхній сегмент вільно лежить на нижній масивній опорі та притискається до нього тиском, створюваним тиском у оливній плівці.

Кожна пружна камера є гофрованим циліндром. При порівняно невеликому осьовому зусиллі завдяки наявності гофри відбуваються деформація камери по висоті та зміна її внутрішнього об'єму. Число пружних камер відповідає числу сегментів. Внутрішні порожнини всіх камер заповнені оливою та сполучається між собою, утворюючи єдину гідравлічну систему. При натисканні на одну камеру та її опусканні відбувається підйом інших камер. Якщо одна з N камер під дією прикладеного навантаження опустилася на H мм, кожна з інших камер підніметься на $\frac{H}{N-1}$ мм. Таким чином відбувається автоматичне вирівнювання навантаження на сегменти та компенсація всіх допущених при виготовленні та складанні підп'ятника відхилень шляхом перерозподілу оливи всередині пружних камер.

Розподіл навантаження між сегментами підп'ятника на гідравлічних опорах залежить від середньої жорсткості пружних камер, різниці жорсткості окремих пружних камер та від точності регулювання всіх сегментів по висоті. Усередині пружних камер вміщені так звані тіла заповнення. Вони являють собою циліндри, які зменшують об'єм оливи, приводячи у відповідність об'ємне збільшення оливи та внутрішнього об'єму сталеві камери при підвищенні температури в оливній ванні підп'ятника. Крім того, на ці циліндри можуть

опуститися камери у разі аварійної розгерметизації камер та витіканні з них оливи.

Початкові моделі підп'ятників на гідравлічних опорах відрізнялися від сучасних. У них пружні камери та тіла заповнення приварювалися до основи підп'ятника, опорні болти вверталися у верхню масивну частину пружних камер, а з'єднання між внутрішніми порожнинами камер здійснювалося закритими каналами у масивному тілі основи. Таке конструктивне рішення було досить складним у виробництві. Крім того, після приварювання пружних камер відбувалась деформація кільцевої основи, що призводило до нахилу пружних камер відносно вертикальної осі. В процесі експлуатації при навантаженні пружних камер вагою ротора їх нахил збільшувався ще більше. Це викликало в ряді випадків зачеплення стінок пружних камер та тіл заповнення з порушенням нормальної роботи підп'ятника.

У сучасній конструкції підп'ятника застосовується низка конструктивних та технологічних удосконалень. Зокрема опорний болт вкручується в тіло заповнення, яке приварене до верхньої частини пружної камери.

Пружні камери мають глухе дно і кріпляться до основи за допомогою болтів. З'єднання внутрішніх порожнин пружних камер між собою здійснюється товстостінними трубами, ввареними в кожну камеру. Таке конструктивне рішення спрощує виготовлення підп'ятника і забезпечує вертикальне положення пружних камер. Крім того, зменшується об'єм та довжина зварних оливонепроникних швів.

Досвід експлуатації також підтверджує доцільність встановлення на опорні болти додаткового пружного елемента у вигляді тарілчастої опори. Як і в підп'ятниках на жорстких гвинтових опорах, тарілчаста опора служить для зменшення загальної деформації сегментів, що досягається за рахунок протилежного напрямку температурної та силової деформацій сегментів.

Для збільшення загальної жорсткості опор кількість гофр на пружних камерах у сучасних конструкціях є зменшеною. При цьому підвищені вимоги до точності регулювання висотного становища пружних камер, а гофри

виконуються у вигляді паралельних кільцевих проточок замість конусоподібних, що значно спрощує їх виготовлення.

1.5.1 Робота системи гідравлічного вирівнювання навантаження

Система гідравлічного вирівнювання забезпечує автоматичне вирівнювання навантаження між сегментами як у нерухомому стані, так і на працюючому гідроагрегаті.

Биття дзеркальної поверхні диска, викликане як неперпендикулярністю площині п'яти до осі валу агрегату, так і хитанням ротора від гідравлічних збурень на робочому колесі турбіни, перетворюється на переміщення пружних камер з постійним перерозподілом навантажень між сегментами.

На гідроагрегатах з порівняно високими частотами обертання коливання в підп'ятнику відбуваються з більшою частотою і робота системи гідравлічного вирівнювання ускладнюється. Однак і при великій частоті обертання пружні камери встигають здійснювати вертикальні переміщення, викликані биттям дзеркальної поверхні диска, та забезпечувати вирівнювання навантаження. Зазвичай вертикальні коливання всіх пружних камер достатньо точно повторюють биття дзеркальної поверхні диска, а вертикальні переміщення пружних камер вниз або вгору відбувається послідовно в міру проходження над ними виступів або западин дзеркальної поверхні диска.

Основною перевагою підп'ятників на гідравлічних опорах, що впливає з принципу їх роботи, є рівномірний розподіл навантаження між сегментами. В експлуатації це опосередковано підтверджується меншою нерівномірністю температури окремих сегментів порівняно з підп'ятниками на жорстких гвинтових опорах. При звичайній прийнятій в експлуатації точності розподілу навантаження між сегментами нерівномірність температури окремих сегментів становить для підп'ятників на жорстких гвинтових опорах $5 \dots 10^{\circ}\text{C}$. В той же час для підп'ятників на гідравлічних опорах, при відсутності явних їхніх дефектів, ця нерівномірність як правило дорівнює $1 \dots 4^{\circ}\text{C}$.

Незважаючи на те, що підп'ятники на гідравлічних опорах за принципом

своїєї роботи забезпечують автоматичне вирівнювання навантаження між сегментами, це вирівнювання відбувається в певних межах, що обумовлене власною жорсткістю пружних камер. Тому, як і для підп'ятників на жорстких опорах, виникає необхідність попереднього регулювання по висоті пружних камер разом із сегментами перед пуском агрегату під час монтажу та після ремонту. Процес цього регулювання порівняно з регулюванням навантаження на сегменти підп'ятників на жорстких гвинтових опорах значно легший.

Для підп'ятників на жорстких гвинтових опорах застосовуються пристрої для контролю розподілу навантаження між сегментами підп'ятника. Це зазвичай важільно-індикаторні пристрої, що дозволяють оцінити навантаження кожного сегментів за деформацією опорних тарілок. Для забезпечення рівномірності розподілу навантаження в межах 10% доводиться піднімати ротор агрегату на гальмах-домкратах і опускати його на сегменти декілька разів (як правило не менше 6...8 разів) із проведенням відповідних регулювань.

У підп'ятниках на гідравлічних опорах використовується подібний індикаторний пристрій, що дозволяє контролювати регулювання навантаження на окремі сегменти зі стиснення пружних камер під дією ваги ротора агрегату.

Нерівномірності навантаження на сегменти не більше 10% відповідає точність регулювання не менше 0,2 мм. Можлива велика різниця у завантаженні окремих сегментів при недостатньо ретельному регулюванні їх висотного положення визначається високою жорсткістю пружних камер, а також відмінностями в жорсткості окремих камер.

При цьому під час роботи може відбуватися розрегулювання висотного положення сегментів (за рахунок зминання головок опорних болтів, через обминання різьби тощо), що погіршить розподіл навантаження між сегментами. Враховуючи це, а також неминучі похибки при регулюванні, зазвичай керуються точністю регулювання висотного положення пружних камер в межах 0,10...0,15 мм, досягнення якої як правило не викликає труднощів.

Вся система попереднього висотного регулювання пружних камер побудована виходячи з положення, що жорсткість всіх пружних камер однакова.

Отже, однакове стиснення пружних камер має відповідати однаковому навантаженню на них. Однак в реальності, при виготовленні окремих камер, можливі деякі відмінності у їх параметрах. Незважаючи на достатньо жорсткі допуски розмірів навіть мінімальні відхилення товщини стінок можуть призвести до різної жорсткості окремих камер. Тому жорсткість пружних камер має визначатися ще на заводі, до їх закріплення на основі підп'ятника, бо при значній різниці жорсткості окремих пружних камер погіршується точність попереднього регулювання навантаження на окремі сегменти.

1.5.2 Згладжування пульсацій

Система гідравлічного вирівнювання в підп'ятниках на гідравлічних опорах забезпечує зниження дії пульсації зусиль на сегменти, пульсації товщини оливної плівки та дозволяє підп'ятнику нормально працювати при сильному битті дзеркальної поверхні диска. Це одна з головних переваг підп'ятника на гідравлічних опорах в порівнянні з підп'ятником на жорстких гвинтових опорах.

Відомо, що при однаковому битті дзеркальної поверхні диска підп'ятник на гідравлічних опорах має в 2...4 рази менші значення пульсація зусиль на сегмент, пульсації товщини оливної плівки і тиску в ній порівняно з підп'ятником на жорстких гвинтових опорах. Відповідно надійність на гідравлічних опорах вища, також до нього можуть бути використані менш жорсткі вимоги з точки зору биття дзеркальної поверхні диска. Зокрема, максимально допустимим биттям дзеркальної поверхні диска для жорстких підп'ятників вважається 0,08 мм, то для підп'ятників на гідравлічних опорах значення биття може бути збільшене до 0,20 мм. Особливо важливим цей факт є при реконструкціях існуючих гідроагрегатів, де поліпшення биття існуючого диску може бути ускладненим або недосяжним.

Оскільки підп'ятник на гідравлічних опорах має меншу жорсткість, ніж підп'ятник на жорстких гвинтових опорах, хитання ротора на ньому в перехідних режимах (пуски, зупинки і т. п.) і важких гідравлічних режимах вище. Проте оскільки пульсація навантаження на сегменти, пульсація товщини оливної

плівки і тиску в ній на гідравлічному підп'ятнику в 2-4 рази менше, ніж на жорсткому при однаковому битті дзеркала, то і при великих качаннях ротора пульсації в гідравлічному підп'ятнику не вище, ніж у жорсткому.

Таким чином, биття дзеркальної поверхні диска підп'ятника, викликане його нерівністю, неперпендикулярністю площини п'яти до осі валу агрегату або хитанням ротора від зовнішніх причин, перетворюється в підп'ятнику на гідравлічних опорах в переміщення пружних камер, що різко зменшує небезпечні пульсаційні навантаження в ній.

Пульсації від хвилястості дзеркальної поверхні диска (при двох або декількох виступах або западинах за оберт), а також від неперпендикулярності площини п'яти до осі валу агрегату відбуваються плавно. Виступаюча або занижена частина диска плавно набігає на сегмент, викликаючи поступове опускання пружної камери. Як правило, виступаюча, або занижена частина диска значно більша за площею і розташовується відразу над кількома сегментами. При цьому ударної дії на сегмент не відбувається.

Але в окремих випадках можлива наявність різкого ударного пульсаційного навантаження на сегменти підп'ятника на гідравлічних опорах (особливо при великих відстанях між сегментами в тангенціальному напрямку). Такі пульсаційні явища призводять до втомного руйнування робочої поверхні сегментів, підвищеної вібрації агрегату, ослаблення кріплень і т. д., що може призвести до порушення роботи підп'ятника.

1.5.3 Обґрунтування доцільності збільшення еластичності опорної системи

Практикою експлуатації встановлено, що, незважаючи на достатню еластичність опорної системи підп'ятників на гідравлічних опорах, доцільним є введення додаткових пружних елементів – опорних тарілок між сегментами і опорними болтами. Введення опорних тарілок збільшує податливість усієї опорної системи у вертикальному напрямку та зменшує деформації сегментів.

Розглянемо випадок прикладання загального навантаження на підп'ятник

рівномірно на всі пружні камери. В такому випадку теоретично камери не повинні стискатися та викликати опускання ротора, бо олива, що заповнює пружні камери, практично не стискається. Однак на практиці навантаження сегментів вагою ротора призводить до опускання всіх пружних камер на 0,3...0,4 мм. Навантаження, що припадає на один сегмент від ваги ротора, становить 0,4...0,75 МН, отже жорсткість опорної системи підп'ятника на гідравлічних опорах в середньому дорівнює 1,2...2,1 МН/мм.

Стиснення камер може бути пояснене двома причинами:

- стисканням включень повітря, наявного в оливі;
- зміною форми пружних камер при їх навантаженні (камери розширюються і просідають; тобто їх діаметр збільшується, а висота зменшується).

Ця податливість підп'ятника у вертикальному напрямку в цілому є позитивним фактором, так як дозволяє деякою мірою згладжувати пульсації зусиль, що діють відразу на весь підп'ятник (на всі сегменти), наприклад, вертикальні пульсації, що виникають в камері робочого колеса турбіни і викликають вертикальні коливання ротора агрегату.

Також доцільним є введення у підп'ятники на гідравлічних опорах додаткових пружних елементів. В сучасних конструкціях підп'ятників на гідравлічних опорах наявні такі пружні елементи у вигляді тарілчастих опор між сегментами та головками опорних болтів. Крім зниження жорсткості вони зменшують деформацію сегментів, суттєво підвищуючи цим надійність роботи підп'ятників.

При виконанні підп'ятника за схемою з безпосереднім спиранням сегментів на головки опорних болтів можливе виникнення деформації сегментів що суттєво погіршує їх роботу. При цьому під час роботи на холостому ході (зі зменшеним питомим навантаженням) сегмент може не мати деформацій зі збереженням прямолінійного профілю оливної плівки. Проте під навантаженням (при збільшенні питомого навантаження за рахунок додавання гідравлічних зусиль від турбіни) сегмент деформується опуклістю догори, після чого

відбувається різке зменшення товщини оливної плівки всередині сегмента і зростання її по краях. Така значна деформація сегмента відбувається внаслідок того що в даній конструкції силова та температурна деформації діють в одному напрямку. Надійність роботи такого підп'ятника різко знижується, відповідно при великих загальних та питомих навантаженнях на сегмент така конструкція не може бути рекомендована.

Великий прогин сегменту та видавлювання оливної плівки в центрі особливо сильно знижують надійність роботи підп'ятника без тарілчастих опор за наявності пульсацій. Пружні камери будуть сприймати тільки 70...80% пульсацій від нерівностей дзеркальної поверхні диска та інших збурень, відповідно при збільшеному навантаженні на підп'ятник та наявності пульсацій відбувається проривання оливної плівки в середині сегмента, що призводить до сухого тертя і можливого пошкодження робочої поверхні сегментів.

Введення тарілчастих опор має ще одну позитивну сторону – з'являється можливість проводити регулювання навантаження на сегменти підп'ятника безпосередньо по зусиллю, шляхом попереднього тарування тарілчастих опор на пресі з наступним використанням одного із відомих методів контролю розподілу навантажень. У підп'ятниках без опорних тарілок таке регулювання стає неможливим через неможливість виконання попереднього тарування самих пружних камер.

1.6 Перелік проєктних робіт при модернізації гідрогенератора-двигуна

З метою усунення недоліків гідрогенератора-двигуна, що пов'язані з існуючою конструкцією підп'ятника на пружинах (підвищена вібрація та її зростання протягом експлуатації; нерівномірний розподіл навантаження; неефективне охолодження оливи внаслідок конструкція оливної ванни підп'ятника; відмови, пов'язані з "застряганням" сегментів підп'ятника у неоптимальних положеннях) в процесі реконструкції гідроагрегату пропонується виконання заміни існуючого пружинного підп'ятника на сучасний

підп'ятник на гідравлічних опорах.

Для обґрунтування надійності роботи нового підп'ятника необхідно виконання наступних проєктних робіт:

- гідродинамічний розрахунок підп'ятника;
- розробка тривимірної моделі;
- аналіз механічної міцності вузлів та деталей підп'ятника;
- перевірка результатів досліджень.

1.7 Гідродинамічний розрахунок підп'ятника запропонованої конструкції

Гідродинамічний розрахунок підп'ятника запропонованої конструкції виконується з метою визначення параметрів його сегментів, які забезпечують працездатність підп'ятника в усіх можливих експлуатаційних режимах, а саме:

- товщини оливної плівки;
- середньої та максимальної температури оливи в сегменті;
- гідродинамічних втрат на тертя.

Гідродинамічний розрахунок сегментів підп'ятника гідрогенераторів-двигунів (що мають два напрямки обертання) в основному виконується за методикою, аналогічною до методики для звичайних гідрогенераторів (з одним напрямком обертання). При цьому через два можливих напрямки обертання сегменти в підп'ятнику гідрогенератора-двигуна встановлюються з нульовим тангенціальним ексцентриситетом. Для компенсації цього на обох бічних краях сегмента після загальноприйнятої геометрії західного скосу (ухил протяжністю 10 мм і глибиною 1 мм) виконуються допоміжні сходишки.

1.7.1 Вихідні дані та умови гідродинамічного розрахунку

Вихідні дані для гідродинамічного розрахунку представлені в таблиці 1.2.

Вихідні дані для гідродинамічного розрахунку

Параметр	Значення
Навантаження на підп'ятник, Н	$W = 2,2 \cdot 10^6$
Внутрішній діаметр сегмента, м	$D_1 = 0,87$
Зовнішній діаметр сегмента, м	$D_2 = 1,33$
Довжина західного скосу, м	$l_1 = 0,01$
Висота занурення п'яти в оливу, м	$H = 0,08$
Номинальна частота обертання, об/хв.	$n = 600$
Центральний кут сегмента, град	$\Theta = 21,12$
Кількість сегментів, шт.	$m = 12$
Марка оливи	Тп-30
Густина оливи, кг/м ³	$\rho = 870$
Температура оливи на вході в сегмент, °С	$t_{вх} = 40$
Коефіцієнт ухилу	$\beta = 3$

Розрахунок виконується для наступних умов:

- питомий тиск на сегмент підп'ятника при номінальній частоті обертання має бути не більше 6 МПа;
- мінімальна розрахункова товщина оливної плівки в сегменті має бути не менше 20 мкм [54];
- максимальна температура оливи на робочій поверхні сегменту не повинна перевищувати 80 °С;
- відношення l/b (ширини робочої поверхні сегмента в тангенціальному напрямку до його радіальної довжини) вибирається в межах 0,7...1,1.

1.7.2 Результати гідродинамічного розрахунку

Кутова частота обертання визначається за формулою:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 600}{30} = 62,83 \text{ с}^{-1}. \quad (1.1)$$

Середній діаметр сегменту обраховується за виразом:

$$D_{\text{сеп}} = \frac{D_2 + D_1}{2} = \frac{1,33 + 0,87}{2} = 1,1 \text{ м.} \quad (1.2)$$

Центральний кут сегменту визначається як:

$$\theta' = \frac{2\pi \cdot \theta}{360} = \frac{2\pi \cdot 21,12}{360} = 0,369 \text{ рад.} \quad (1.3)$$

Середня довжина та ширина сегменту дорівнює, відповідно:

$$l = \frac{D_{\text{сеп}} \cdot \theta'}{2} - 2l_1 = \frac{1,1 \cdot 0,369}{2} - 2 \cdot 0,01 = 0,183 \text{ м,} \quad (1.4)$$

$$b = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{1,33 - 0,87}{2} = 0,23 \text{ м.} \quad (1.5)$$

Таким чином відношення l/b становить:

$$\frac{l}{b} = \frac{0,183}{0,23} = 0,79, \quad (1.6)$$

що знаходиться в рекомендованих межах $0,7 \dots 1,1$.

Площа одного сегмента визначається за формулою:

$$S = b \cdot l = 0,23 \cdot 0,183 = 0,0420 \text{ м}^2. \quad (1.7)$$

Питомий тиск на сегмент обраховується на основі виразу:

$$P_{\text{пит}} = \frac{W}{m \cdot S} = \frac{2,2 \cdot 10^6}{12 \cdot 0,0420} = 4,36 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,36 \text{ МПа.} \quad (1.8)$$

Таким чином визначена величина питомого тиску не перевищує граничне значення 6 МПа для сегментів з робочою поверхнею з РТФЕ-матеріалу.

Лінійна швидкість п'яти на середньому діаметрі сегментів складає:

$$v = \frac{\pi \cdot D_{\text{сер}} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 1,1 \cdot 600}{60} = 34,56 \text{ м/с.} \quad (1.9)$$

Перепад температури оливи вздовж плівки становить, °С:

$$\Delta t = 0,8 \cdot k_t \cdot P_{\text{пит}} = 0,8 \cdot 8,672 \cdot 4,36 = 26,48 \text{ °С,} \quad (1.10)$$

де $k_t = 8,672$ – розрахунковий коефіцієнт, значення якого вибране за довідниковими даними на основі значень відношення l/b та коефіцієнту ухилу β .

Середня температура оливи в зазорі визначається як:

$$t_{\text{сер}} = t_0 + \frac{\Delta t}{2} = 40 + \frac{26,48}{2} = 53,24 \text{ °С.} \quad (1.11)$$

Температура оливи на виході із сегмента дорівнює:

$$t_{\text{max}} = t_0 + \Delta t = 40 + 26,48 = 66,48 \text{ °С.} \quad (1.12)$$

Мінімальна товщина оливної плівки визначається згідно з виразом:

$$h_{\text{min}} = k_h \cdot \sqrt{\frac{\mu_{\text{сер}} \cdot v \cdot l}{P_{\text{пит}}}} = 0,281 \cdot \sqrt{\frac{0,0234 \cdot 34,56 \cdot 0,183}{4,36 \cdot 10^6}} = 0,0517 \text{ м,} \quad (1.13)$$

де $k_h = 0,281$ – розрахунковий коефіцієнт, значення якого вибране за довідниковими даними на основі раніше визначених значень відношення l/b та коефіцієнту ухилу β ;

$\mu_{\text{сер}} = 0,0234 \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамічна в'язкість при температурі $t_{\text{сер}}$.

Середня товщина оливної плівки складає:

$$h_{\text{сер}} = (\beta + 1) \cdot \frac{h_{\text{min}}}{2} = (3 + 1) \cdot \frac{0,0517}{2} = 0,103 \text{ м.} \quad (1.14)$$

Товщина оливної плівки на вході в сегмент становить:

$$h_{\text{сер}} = \beta \cdot h_{\text{min}} = 3 \cdot 0,0517 = 0,155 \text{ м.} \quad (1.15)$$

Відношення в'язкості оливи на вході та виході сегмента обраховується як:

$$\frac{\mu_{\text{вх}}}{\mu_{\text{вих}}} = \frac{0,0421}{0,0142} = 2,97, \quad (1.16)$$

де $\mu_{\text{вх}} = 0,0421 \text{ Па} \cdot \text{с}$ та $\mu_{\text{вих}} = 0,0142 \text{ Па} \cdot \text{с}$ – значення в'язкості, що визначаються за довідниковими даними на основі раніше обчислених температур оливи відповідно на вході в сегмент $t_0 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ та на виході з сегменту $t_{\text{вих}} = 66,48 \text{ }^\circ\text{C}$.

Радіальний ексцентриситет становить:

$$e_r = b \cdot \bar{\omega}_r = 0,230 \cdot 0,043 = 0,010 \text{ м,} \quad (1.17)$$

де $\bar{\omega}_r = 0,043$ – безрозмірний радіальний ексцентриситет, визначений за довідниковими даними на базі значень відношення l/b та коефіцієнту ухилу β .

Безрозмірний тангенціальний ексцентриситет складає:

$$\bar{\omega}_\tau = \bar{\omega}_0 - \Delta\bar{\omega}_\tau = 0,1224 - 0,0365 = 0,0858, \quad (1.18)$$

де $\bar{\omega}_0 = 0,1224$ – тангенціальний ексцентриситет при постійній

в'язкості, визначений за довідниковими даними на основі значень відношення l/b та коефіцієнту ухилу β ;

$\Delta\bar{\omega}_\tau = 0,0365$ – поправка до тангенціального ексцентриситету, визначена за довідниковими даними на базі відношення $\frac{\mu_{\text{вх}}}{\mu_{\text{вих}}}$.

Теоретичний тангенціальний ексцентриситет, значення якого в подальшому використовується для розрахунку параметрів допоміжних сходинок, визначається з формулою:

$$e_\tau = l \cdot \bar{\omega}_\tau = 0,183 \cdot 0,0858 = 0,016 \text{ м.} \quad (1.19)$$

Витрата оливи, що проходить через один сегмент підп'ятника, становить:

$$\begin{aligned} Q_c &= k_3 \cdot b \cdot h_{\text{вх}} \cdot v = \\ &= 0,361 \cdot 0,230 \cdot 0,155 \cdot 34,56 = 4,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}, \end{aligned} \quad (1.20)$$

де k_3 – коефіцієнт, що визначається за формулою:

$$\begin{aligned} k_3 &= \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{b}{b+l} \cdot \frac{\beta-1}{\beta+1} \right) = \\ &= \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{0,230}{0,230+0,183} \cdot \frac{3-1}{3+1} \right) = 0,361. \end{aligned} \quad (1.21)$$

Загальна витрата оливи через ряд сегментів підп'ятника визначається як:

$$Q = Q_c \cdot m = 4,45 \cdot 10^{-4} \cdot 12 = 5,34 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (1.22)$$

Втрати на тертя в одному сегменті складають:

$$N_0 = \frac{k_N \cdot \mu_{\text{сер}} \cdot v^2 \cdot S}{h_{\text{сер}}} =$$

$$= \frac{0,98 \cdot 0,0234 \cdot 34,56^2 \cdot 0,0420}{0,103} = 11,15 \text{ кВт}, \quad (1.23)$$

де $k_N = 0,98$ – розрахунковий коефіцієнт, значення якого вибране за довідниковими даними на основі значень відношення l/b та коефіцієнту ухилу β .

Сумарні втрати на тертя в одному ряді сегментів становлять:

$$N = N_0 \cdot m = 11,15 \cdot 12 = 133,74 \text{ кВт}. \quad (1.24)$$

Дискові втрати (втрати від тертя обертового лиску підп'ятника відносно оливи) визначаються за формулою:

$$\begin{aligned} N_d &= \rho \cdot \omega^3 \cdot \left[0,092 \cdot \left(1 - \frac{m \cdot \Theta}{360} \right) \cdot (k_2 \cdot D_2^5 - k_1 \cdot D_1^5) + \right. \\ &\quad \left. + 0,46 \cdot H \cdot (k_2 \cdot D_2^4 + k_1 \cdot D_1^4) \right] = \\ &= 870 \cdot 62,83^3 \cdot \left[0,092 \cdot \left(1 - \frac{12 \cdot 21,12}{360} \right) \times \right. \\ &\quad \times (1,14 \cdot 10^{-6} \cdot 1,33^5 - 1,40 \cdot 10^{-6} \cdot 0,87^5) + 0,46 \cdot 0,08 \times \\ &\quad \times (1,14 \cdot 10^{-6} \cdot 1,33^4 + 1,40 \cdot 10^{-6} \cdot 0,87^4) \left. \right] = 58,4 \text{ кВт}, \quad (1.24) \end{aligned}$$

де k_1, k_2 – розрахункові коефіцієнти тертя для внутрішнього та зовнішнього діаметрів диску, значення яких вибрані за довідниковими даними на основі наступних попередньо визначених величин:

– відношення ширини сегменту до внутрішнього та зовнішнього діаметрів диску визначаються відповідно до виразів:

$$\frac{b}{D_1} = \frac{0,230}{0,87} = 0,264; \quad (1.25)$$

$$\frac{b}{D_2} = \frac{0,230}{1,33} = 0,173. \quad (1.26)$$

Числа Рейнольдса для оливи на внутрішньому та зовнішньому діаметрах диску в визначаються відповідно до виразів:

$$\text{Re}_1 = \frac{\rho \cdot \omega \cdot D_1^2}{4 \cdot \mu_{\text{вх}}} = \frac{870 \cdot 62,83 \cdot 0,87^2}{4 \cdot 0,0421} = 2,45 \cdot 10^5; \quad (1.27)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{\rho \cdot \omega \cdot D_2^2}{4 \cdot \mu_{\text{вх}}} = \frac{870 \cdot 62,83 \cdot 1,33^2}{4 \cdot 0,0421} = 5,74 \cdot 10^5. \quad (1.28)$$

Сумарні втрати на тертя у підп'ятнику становлять:

$$N_{\Sigma} = N + N_d = 133,7 + 58,4 = 192,1 \text{ кВт}. \quad (1.29)$$

Як зазначалося раніше, підп'ятники гідрогенераторів-двигунів мають нульовий тангенціальний ексцентриситет, тому виникає необхідність у використанні допоміжних сходинок.

Довжина допоміжної сходинки становить:

$$l_p = 2 \cdot e_{\tau} = 2 \cdot 0,016 = 0,032 \text{ м}. \quad (1.30)$$

Результати розрахунку при номінальній частоті обертання свідчать, що основні розрахункові параметри перебувають у допустимих межах.

Для перевірки здатності підп'ятника гідрогенератора-двигуна запропонованої конструкції короткочасно працювати при максимальній розгінній частоті обертання 830 об/хв. виконаний аналогічний гідродинамічний розрахунок (за формулами 1.1...1.29). За результатами розрахунку при максимальній розгінній частоті обертання основні розрахункові параметри підп'ятника знаходяться у допустимих межах.

Результати гідродинамічних розрахунків представлені підп'ятника

запропонованої конструкції в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3

Розрахункові параметри сегментів підп'ятника гідрогенератора-двигуна

Основні параметри підп'ятника	При частоті обертання	
	600 об/хв	830 об/хв
Радіальний ексцентриситет, мм	9	
Тангенціальний ексцентриситет, мм	0	
Довжина допоміжної сходинки, мм	32	
Глибина допоміжної сходинки, мм	0,093	
Максимальна температура оливи на поверхні сегмента, °C	66,48	
Мінімальна товщина оливної плівки, мм	0,0517	0,0608
Витрата оливи через підп'ятник, л/с	5,34	8,68
Сумарні втрати на тертя, кВт	192,1	354,3

Подальші етапи проектування підп'ятника (розробка тривимірної моделі, розрахунок міцності компонентів та перевірка результатів розрахунків) будуть докладно розглянуті в наступних розділах.

1.8 Висновки до першого розділу

Розглянуті особливості існуючої конструкції гідроагрегату та визначено її недоліки на основі аналізу результатів вібраційних випробувань.

На основі визначених недоліків існуючої конструкції розроблені загальні рекомендації щодо реконструкції гідрогенератора-двигуна. Одним з проблемних вузлів визначений підп'ятник з опиранням сегментів на пружини, який має додаткову систему примусового змащування поверхонь тертя під час пусків та зупинок гідрогенератора-двигуна.

Проведений аналіз конструкції існуючого підп'ятника на пружинах, визначені його основні недоліки, якими є: підвищена вібрація та її зростання протягом експлуатації; нерівномірний розподіл навантаження; неефективне охолодження оливи внаслідок конструкція оливної ванни підп'ятника; відмови, пов'язані з "застряганням" сегментів підп'ятника у неоптимальних положеннях

Запропоновано альтернативну конструкцію підп'ятника на гідравлічних опорах, використання якої дозволить суттєво підвищити надійність роботи обладнання, в тому числі позитивно вплинути на вібраційний стан гідроагрегату.

Визначено перелік проєктних робіт, виконання яких необхідне для обґрунтування надійності роботи нового підп'ятника.

Розглянуті особливості роботи підп'ятника в різних режимах роботи та особливостей вибору конструктивних параметрів.

Проведений гідродинамічний розрахунок підп'ятника запропонованої конструкції, що дозволив визначити розміри сегментів та розрахункові параметри роботи. Результати гідродинамічного розрахунку будуть використані у якості вихідних даних для подальшого тривимірного моделювання та аналізу механічної міцності вузлів нового підп'ятника.

1.9 Література до першого розділу

1. Levine, Jonah G. “Pumped hydroelectric energy storage and spatial diversity of wind resources as methods of improving utilization of renewable energy sources.” (2007).

2. Harby A., Sauterleute J., Korpås M., Killingtveit Å., Solvang E., Nielsen T. Pumped Storage Hydropower // Transition to Renewable Energy Systems / Ed. D. Stolten, V. Scherer. – Weinheim: Wiley-VCH, 2013. – P. 597–618.
<https://doi.org/10.1002/9783527673872.ch29>

3. Hunt J. D., Zakeri B., Nascimento A., Brandão R. Pumped Hydro Storage (PHS) // Storing Energy with Special Reference to Renewable Energy Sources. – 2nd ed. – Amsterdam: Elsevier, 2022. – P. 37–65.
<https://doi.org/10.1016/B978-0-12-824510-1.00008-8>

4. Haizheng Wang, Caide Peng, Study on integrated development and hybrid operation mode of nuclear power plant and pumped-storage power station, Global Energy Interconnection, Volume 2, Issue 4, 2019, Pages 336-341, ISSN 2096-5117, <https://doi.org/10.1016/j.gloi.2019.11.006>

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, No. 9. – Art. 152. <https://doi.org/10.3390/computation10090152> .

6. Ji Z., Shi Y., Da X., Cao J., Gong Q., Wang Z., Huang X. Influence of Installation Deviation of Thrust Bearing on Oil Film Flow of 1000 MW Hydraulic Turbine Unit // *Water*. – 2023. – Vol. 15, No. 9. – Art. 1649. <https://doi.org/10.3390/w15091649>

7. Pyrhönen J., Jokinen T., Hrabovcová V. Design of Rotating Electrical Machines. – 2nd ed. – Chichester: Wiley, 2014. – 538 p. <http://www.iqytechnicalcollege.com/BAE%20662-Design%20of%20Rotating%20Electrical%20Machines.pdf>

8. Pyrhönen, J. & Jokinen, Tapani & Hrabovcová, Valéria. (2013). Design of Rotating Electrical Machines: Pyrhönen/Design. <https://doi.org/10.1002/9781118701591>

9. Boldea, I. (2015). Synchronous Generators (2nd ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b19310>

10. Holtz, Joachim & Cunha, Gilberto & Petry, Norton & Torri, Paulo Jose. (2015). Control of Large Salient-Pole Synchronous Machines Using Synchronous Optimal Pulsewidth Modulation. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 62. https://www.researchgate.net/publication/334710428_Control_of_Large_Salient-Pole_Synchronous_Machines_Using_Synchronous_Optimal_Pulsewidth_Modulation#read

11. Gülich J. F. Centrifugal Pumps. – 3rd ed. – Cham: Springer, 2019. <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-030-14788-4>

12. Linsheng, Xia & Cheng, Yongguang & Cai, Fang. (2017). Pressure Pulsation Characteristics of a Model Pump-turbine Operating in the S-shaped Region: CFD Simulations. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. <https://doi.org/10.5293/IJFMS.2017.10.3.287>

13. Nicolet C., Allenbach P., Simond J.-J. Hydraulic Short-Circuit Operation of Pumped Storage Power Plants // Journal of Hydraulic Research. – 2012. – Vol. 50, No. 6. – P. 555–562.
14. Sun, Xiao & Huang, Huifan & Zhao, Yanjuan & Tong, Lianghuai & Lin, Haibin & Zhang, Yuliang. (2025). A Review of Methods for “Pump as Turbine” (PAT) Performance Prediction and Optimal Design. Fluid Dynamics & Materials Processing. <https://doi.org/10.32604/fdmp.2025.064329>
15. Системи вимірювання та аналізу вібрації, удару і шуму / Д.В. Борисюк, В.І. Яцковський. Вібрації в техніці та технологіях. 2013. № 4. С. 5-12., http://nbuv.gov.ua/UJRN/vvtt_2013_4_3
16. Tretiak O., Kovryga A., Kravchenko S., Shpitalnyi D., Zhukov A., Serhiienko S., Arefieva M., Penkovska N., Madonych A. Estimating the influence of the rigidity of support assemblies on the resonance phenomena and the vibration state of a hydraulic unit. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2024. Vol. 6, №7 (132). PP. 53–64. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>.
17. Використання вібродіагностики для моніторингу та контролю технічного стану автомобільних компонентів / Д.В. Черкашин, О.Ф. Саєнко, С.О. Губський / Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2024. – № 2. – С. 97-107., <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2024.2.10>
18. Tan X., Deng P., Chen W., Zucca S., Berruti T., Wang T., He H. Parametric instability analysis of rotors under anisotropic boundary conditions. International Journal of Mechanical Sciences. 2024. Vol. 284, 109739. ISSN 0020-7403. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2024.109739>
19. Hsiung-Cheng L., Ye Y.-C. Reviews of bearing vibration measurement using fast Fourier transform and enhanced fast Fourier transform algorithms. Advances in Mechanical Engineering. 2019. Vol. 11, Issue 1. <https://doi.org/10.1177/1687814018816751>

20. Randall R. B. Basic Signal Processing Techniques // In: Vibration-Based Condition Monitoring: Industrial, Aerospace and Automotive Applications. – Wiley, 2011. – Chapter 3. <https://doi.org/10.1002/9780470977668.ch3>

21. Howard I. M. Higher-Order Spectral Techniques for Machine Vibration Condition Monitoring // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. – 1997. – Vol. 211(4). – P. 211–219. <https://doi.org/10.1243/0954410971532622>

22. James W. Cooley, John W. Tukey: An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series. In: Math. Comput. 19, 1965, S. 297—301. <https://web.stanford.edu/class/cme324/classics/cooley-tukey.pdf>

23. Li J., Xiao L., Tian C., Li Y., Que G. Cause analysis of low frequency vibration of flexible support stator frame for giant hydro generator. Journal of Vibration and Control. 2014. Vol. 22, №14. PP. 3151-3156. <https://doi.org/10.1177/1077546314562466>

24. Zhang W., He Y., Xu M., Zheng W., Sun K., Wang H., Gerada D. A comprehensive study on stator vibrations in synchronous generators considering both single and combined SAGE cases. International Journal of Electrical Power & Energy Systems. 2022. Vol. 143, 108490, ISSN 0142-0615. <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2022.108490>

25. Wstępna analiza wirnika turbiny Hydrozespołu nr 3 w ESP Porąbka – Żar, Warszawa, 2016: ČKD Blansko Engineering, a.s., ul. Čapkova 2357/5, 678 01, Republika Czeska

26. Wykonanie szczegółowych założeń technicznych konstrukcji i instalacji generatora hydrozespołu Elektrowni Szczytowo-Pompowej Porąbka-Żar, na potrzeby określenia zakresu rzeczowego inwestycji polegającej na modernizacji ESP Porąbka Żar: Warszawa, 2016

27. Wu W., Pang J., Liu X., Zhao W., Lu Z., Yan D., Zhou L., Wang Z. Effect of Unbalanced Magnetic Pull of Generator Rotor on the Dynamic Characteristics of a Pump – Turbine Rotor System. Water. 2023. Vol. 15, №6: 1120. <https://doi.org/10.3390/w15061120>

28. Nugraha A., Djunaedi I., Alam H. Evaluation of critical speed of the rotor generator system based on ANSYS. *Applied Mechanics and Materials*. 2015. Vol. 799. PP. 625–628. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.799-800.625>
29. Wang W., Shang Y., Yao Z. A Predictive Analysis Method of Shafting Vibration for the Hydraulic-Turbine Generator Unit. *Water*. 2022. Vol. 14, №17: 2714. <https://doi.org/10.3390/w14172714>
30. Lang X., Nilsson H., Mao W. Analysis of hydropower plant guide bearing vibrations by machine learning based identification of steady operations. *Renewable Energy*. 2024. Vol. 236, 121463, ISSN 0960-1481. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2024.121463> ;
31. Ohashi H. *Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery*. 1st ed. Taylor and Francis, 2016. 392 p.
32. ДСТУ ISO 10816-5:2010. Вібрація. Оцінення вібрації машин за результатами вимірювання вібрації необертювих частин. Частина 5. Машинніагрегати для гідроелектростанцій і насоснихстанцій (ISO 10816-5:2000, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2011. 42 с. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=51471
33. ДСТУ ISO 7919-5:2014. Вібрація механічна. Оцінювання стану машин за результатами вимірювання вібрації на обертальних валах. Частина 5. Агрегати гідроелектростанцій та насосних станцій (ISO 7919-5:2005, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2015. 33 с. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=92753
34. ДСТУ EN 60034-14:2016. Машини електричні обертові. Частина 14. Механічні вібрації деяких механізмів із висотою вала 56 мм і вище. Вимірювання, оцінювання та допустимі рівні вібрації (EN 60034-14:2004; EN 60034-14:2004/A1:2007, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2017. 54 с. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=68108
35. Nicholas J.C. *Tilting Pad Thrust Bearings: Design and Applications*. Lubrication Engineering. 1994.

36. Yuan J.H., Medley J.B., Ferguson J.H. Spring-Supported Thrust Bearings Used in Hydroelectric Generators: Laboratory Test Facility. Tribology Transactions. 1999. Vol. 42(1). P. 126–135. <https://doi.org/10.1080/10402009908982199>
37. Yuan J.H., Medley J.B., Ferguson J.H. Spring-Supported Thrust Bearings Used in Hydroelectric Generators: Comparison of Experimental Data with Numerical Predictions. Tribology Transactions. 2001. Vol. 44(1). P. 27–34. <https://doi.org/10.1080/10402000108982422>
38. Brown A.L., Medley J.B., Ferguson J.H. Spring-Supported Thrust Bearings Used in Hydroelectric Generators: Finite Element Analysis of Pad Deflection. Tribology Series. 2001. Vol. 39. P. 99–110. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(01\)80097-3](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(01)80097-3)
39. Xiaojing Wang, Zhiming Zhang, Guoxian Zhang, Improving the performance of spring-supported thrust bearing by controlling its deformations, Tribology International, Volume 32, Issue 12, 1999, Pages 713-720, ISSN 0301-679X, [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(99\)00104-8](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(99)00104-8)
40. Dennis V. De Pellegrin, Douglas J. Hargreaves, An isoviscous, isothermal model investigating the influence of hydrostatic recesses on a spring-supported tilting pad thrust bearing, Tribology International, Volume 51, 2012, Pages 25-35, ISSN 0301-679X, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.02.008>
41. YANG Ziyi, TANG Zhengyang, XUE Bing, LI Yongbo, LI Hu, XIANG Aijun, WANG Youqiang. Research Progress on Materials, Structures, and Lubrication Performance of Thrust Bearings in Large Hydro-turbine Units[J]. Surface Technology. 2025, 54(20): 28-43, <https://doi.org/10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2025.20.003>
42. Childs, D.W. (1993) Turbomachinery Rotordynamics. Wiley, New York, 476 p.
43. Glavatskih S., Fillon M. Hydrostatic and Hybrid Thrust Bearings: State of the Art. Tribology International. 2008.
44. Nicholas J.C., Allaire P.E. Hybrid Hydrostatic-Hydrodynamic Thrust Bearing Technology for Large Rotating Machinery. Tribology Transactions. 1998.

45. Tretiak O., Kritskiy D., Kobzar I. et al. The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation*. 2022. Vol. 10(9). Art. 152. <https://doi.org/10.3390/computation10090152>
46. Tretiak O., Kritskiy D., Kobzar I. et al. Stress-Strained State of the Thrust Bearing Disc of Hydrogenerator-Motor. *Computation*. 2023. Vol. 11(3). Art. 60. <https://doi.org/10.3390/computation11030060>
47. Fillon M., Frêne J. Thermohydrodynamic Study of Large Tilting-Pad Thrust Bearings. *ASME Journal of Tribology*, 1993
48. Simmons J., Dixon J. Design Considerations for Large Hydroelectric Generator Thrust Bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2002
49. Brito F.P., Miranda A.S., Fillon M. Experimental Analysis of High-Load Tilting Pad Thrust Bearings. *Tribology International*, 2013
50. Marra, J. (2014). Binacional Hydro Power Plant Thrust Bearing Design Optimization for Higher Efficiency. *ABM Proceedings*. <https://doi.org/10.17265/2159-5275/2015.02.006>
51. Wasilczuk, Michał & Wodtke, Michał & Dąbrowski, Leszek. (2013). Large Hydrodynamic Thrust Bearings and Their Application in Hydrogenerators. https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5_749
52. Michalec M., Svoboda P., Křupka I., Hartl M. A review of the design and optimization of large-scale hydrostatic bearing systems, *Engineering Science and Technology, an International Journal*, Volume 24, Issue 4, 2021, Pages 936-958, ISSN 2215-0986, <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2021.01.010>
53. Simmons J.E.L., Knox R.T, Moss W.O. The development of PTFE (polytetrafluoroethylene)-faced hydrodynamic thrust bearings for hydrogenerator application in the United Kingdom. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 1998; 212(5): 345-352. <https://doi.org/10.1243/1350650981542155>

54. Perez N., Rodriguez C. Vertical rotor model with hydrodynamic journal bearings. *Engineering Failure Analysis*. 2021. Vol. 119, 104964, ISSN 1350-6307. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104964>

РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВУЗЛІВ

Сучасні тенденції проєктування електричних машин, в тому числі гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів, вимагають підвищення точності розрахунків. Також стає необхідним врахування взаємного впливу різних факторів, які при використанні існуючих аналітичних методик, як правило, враховувалися лише частково шляхом виконання обчислень на основі попередньо заданих параметрів (наприклад при обчисленні міцності задавалась незмінна температура елементів) без урахування їх зміни в процесі роботи.

Застосування методів тривимірного моделювання (як для гідроагрегату в цілому, так і для його окремих елементів) дозволяє уточнити параметри НДС елементів конструкцій гідрогенератора-двигуна при експлуатаційних і аварійних впливах з урахуванням дії інших факторів. Використання таких методів також дозволяє оцінити наявний запас міцності з більшою точністю, що відкриває широкі перспективи для оптимізації конструкцій.

Розглянемо більш докладно загальні аспекти методу розрахунку напружено-деформованого стану елементів гідрогенератора-двигуна в тривимірній постановці.

2.1 Математична постановка задачі термопружності

Поведінка елементів конструкцій гідрогенератора-двигуна згідно з теорією пружності описується в тривимірній декартовій системі координат з урахуванням можливої симетрії напруженого стану [1].

Рівняння рівноваги в декартовій системі координат виглядає наступним чином:

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

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z = 0 ,$$

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.

В процесі роботи на поверхні конструктивних елементів (тіл) діють поверхневі зосереджені та розподілені навантаження, при цьому кожне з цих навантажень може бути задане у вигляді проєкцій на осі координат, що позначаються як P_x, P_y, P_z . Також для врахування впливу температурних полів для кожного з елементів конструкцій генератора може бути визначений вплив температурного поля T (стаціонарного або нестаціонарного в залежності від типу завдання), що залежить від координат. Ще одним діючим фактором є вплив об'ємних сил $\vec{F}^i(F_x^i, F_y^i, F_z^i)$, що обумовлені обертанням тіла з кутовою швидкістю Ω .

Розв'язання задачі виконується в геометрично і фізично лінійній постановці. Це пояснюється тим, що строк експлуатації елементів конструкцій гідрогенератора-двигуна визначається кількома десятками років (окрім деяких витратних компонентів, що регулярно замінюються під час ремонтів), а їхні деформації при експлуатаційних навантаженнях за діючими стандартами мають знаходитись чітко у пружній зоні.

Деформації конструкцій є порівняно малими та можуть бути описані за допомогою залежностей Коші:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{du}{dx} \\ \frac{dv}{dy} \\ \frac{d\omega}{dz} \\ \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} \\ \frac{du}{dz} + \frac{d\omega}{dx} \\ \frac{dv}{dz} + \frac{d\omega}{dy} \end{Bmatrix}, \quad (2.2)$$

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

u, v, w – переміщення точки тіла вздовж напрямків координатних осей Ox, Oy, Oz .

Залежність (2.2) можна представити іншим способом 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 визначається

законом Гука, який у тривимірній постановці без урахування температурних деформацій має вигляд:

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

де: E – модуль Юнга матеріалу;

ν – коефіцієнт Пуассона матеріалу;

G – модуль зсуву матеріалу, що визначається як

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} .\tag{2.5}$$

З використанням виразу (2.4) взаємний зв'язок напружень та деформацій виражається наступним чином:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{E}{1 + \nu} \left(\frac{\nu}{1 - 2\nu} \varepsilon + \varepsilon_x \right) ; \\ \sigma_y &= \frac{E}{1 + \nu} \left(\frac{\nu}{1 - 2\nu} \varepsilon + \varepsilon_y \right) ; \\ \sigma_z &= \frac{E}{1 + \nu} \left(\frac{\nu}{1 - 2\nu} \varepsilon + \varepsilon_z \right) ; \\ \tau_{xy} &= G\gamma_{xy} ; \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz} ; \quad \tau_{xz} = G\gamma_{xz} ,\end{aligned}\tag{2.6}$$

де: $\varepsilon = (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)$ – сумарна деформація.

Більшість елементів конструкцій гідрогенератора-двигуна працюють при

відносно невисоких температурах, що забезпечуються роботою системи охолодження. Наявні жорсткі обмеження на величину температури пов'язані в першу чергу з властивостями використовуваних матеріалів (зокрема ізоляції у активній зоні), які зберігають свої властивості лише при визначеному діапазоні температур. Відповідно ці конструктивні елементи мають невеликий температурний градієнт, що дозволяє припустити відсутність залежності механічних характеристик матеріалів від температури. При цьому, незважаючи на відносно невеликі значення температур, викликані ними температурні напруження у конструктивних елементах можуть бути доволі значними, що пояснюється великими геометричними розмірами самих цих елементів [2].

Додаткові температурні деформації, викликані впливом температурних полів, описуються наступними формулами:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x^T &= \alpha_p(T - T_0); \\ \varepsilon_y^T &= \alpha_p(T - T_0); \\ \varepsilon_z^T &= \alpha_p(T - T_0); \\ \gamma_{xy}^T &= \gamma_{xz}^T = \gamma_{yz}^T = 0,\end{aligned}\tag{2.7}$$

де: α_p – коефіцієнт лінійного температурного розширення матеріалу;

$T = T(x, y, z)$ – розподіл температури, отриманий за результатами розв'язання задачі теплопровідності;

T_0 – початкова температура, при якій в матеріалі відсутні температурні напруження.

Загальна деформація тіла складається з пружних та температурних деформацій [3]:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x &= \varepsilon_x^y + \varepsilon_x^T ; \\
\varepsilon_y &= \varepsilon_y^y + \varepsilon_y^T ; \\
\varepsilon_z &= \varepsilon_z^y + \varepsilon_z^T ; \\
\gamma_{xy} &= \gamma_{xy}^y + \gamma_{xy}^T ; \\
\gamma_{yz} &= \gamma_{yz}^y + \gamma_{yz}^T ; \\
\gamma_{xz} &= \gamma_{xz}^y + \gamma_{xz}^T ,
\end{aligned} \tag{2.8}$$

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

З урахуванням температурних деформацій взаємозв'язок між напруженнями та деформаціями набуває вигляду:

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_x \right) - \frac{E\alpha_p}{1-\nu} (T - T_0) ; \\
\sigma_y &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_y \right) - \frac{E\alpha_p}{1-\nu} (T - T_0) ; \\
\sigma_z &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_z \right) - \frac{E\alpha_p}{1-\nu} (T - T_0) ; \\
\tau_{xy} &= G\gamma_{xy} ; \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz} ; \quad \tau_{xz} = G\gamma_{xz} .
\end{aligned} \tag{2.9}$$

Вирази (2.9) в матричній формі можна представити наступним чином:

$$\{\sigma\} = [B]\{\varepsilon\} - [T] ; \tag{2.10}$$

де: $\{\sigma\}, [B], [T]$ – відповідно вектори напружень, пружності та температурних деформацій, що виглядають як:

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

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

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

Розв'язання крайової задачі МСЕ виконується на основі визначення переміщень на основі варіаційного принципу Лагранжа:

$$\delta(\Pi - A_V - A_S) = 0, \quad (2.11)$$

де: Π – потенційна енергія деформацій;

A_V – робота об'ємних сил;

A_S – робота поверхневих сил.

Потенційна енергія деформацій визначається як:

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2} \iiint_V & [\sigma_x(\epsilon_x - \epsilon_x^T) + \sigma_y(\epsilon_y - \epsilon_y^T) + \sigma_z(\epsilon_z - \epsilon_z^T) + \\ & + \tau_{xy}(\gamma_{xy} - \gamma_{xy}^T) + \tau_{xz}(\gamma_{xz} - \gamma_{xz}^T) + \tau_{yz}(\gamma_{yz} - \gamma_{yz}^T)] dV. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Робота об'ємних сил задається формулою:

$$A_V = A_m + A_\Omega = \iiint_V [F_x u + F_y v + F_z w] dV + \iiint_V [F_x^i u + F_y^i v + F_z^i w] dV, \quad (2.13)$$

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

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

Роботу поверхневих сил можна представити у вигляді:

$$A_S = \iint_S [P_x u + P_y v + P_z w] dS. \quad (2.14)$$

Одним із важливих моментів при розв'язанні задач МСЕ, що визначає точність обчислень та витрату машинного часу, є вибір форми скінченного елемента [4]. В якості базових скінченних елементів використовуються два типи тетраедрів (рис. 2.1), для яких використовується різна апроксимація переміщень усередині елемента:

- перший тип тетраедра (класичний, рис. 2.1, а) має вузли виключно на вершинах елемента та базується на лінійній апроксимації переміщень;
- другий тип тетраедра (косокутний, рис. 2.1, б) має вузли на вершинах елемента та посередині його ребер, він базується на квадратичній апроксимації переміщень.

За допомогою косокутного тетраедру можливо більш точно описати

геометрію та процес деформації досліджуваного тіла. Однак доцільність його застосування обмежується наявністю 10 внутрішніх вузлів, що при розкладанні на три проєкції відповідає 30-ти невідомим величинам. Це у декілька разів перевищує кількість параметрів для звичайного тетраедра, що має чотири вузли та, відповідно, 12 невідомих величин.

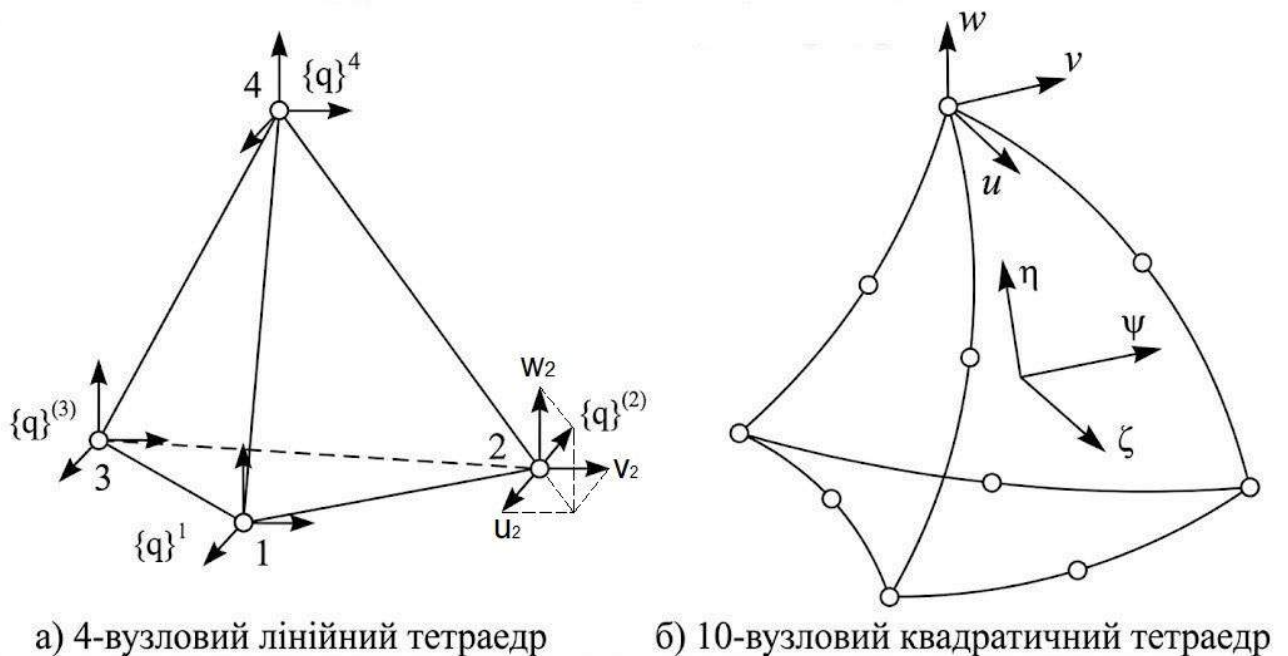


Рисунок 2.1 – Скінченно-елементні моделі тетраедрів

Для дослідження, представленого в роботі, було прийняте рішення щодо використання елементів у вигляді класичних тетраедрів для проміжних розрахунків, а для більш точних, остаточних розрахунків – застосовування косокутних тетраедрів. У програмному комплексі «SolidWorks Simulation», який було застосовано для розв’язання всіх задач, вказані скінченні елементи мають позначення "TETRA4" і "TETRA10", відповідно [5].

В ході розв’язання задачі для кожного із скінченних елементів вводиться місцева прямокутна система координат $O\zeta\psi\eta$.

Нижче стисло представлений загальний механізм побудови системи розв’язуючих рівнянь для випадку класичного тетраедра з чотирма вузлами на його вершинах [6]. Такий механізм для косокутного тетраедра має подібний

характер, проте, як було зазначене вище, він має більшу кількість внутрішніх вузлів.

Вектор-стовпець переміщень вузлів i -го елемента має вигляд:

$$\{q\}_i = \left\{ \{q\}_i^{(1)}, \quad \{q\}_i^{(2)}, \quad \{q\}_i^{(3)}, \quad \{q\}_i^{(4)} \right\}^T, \quad (2.15)$$

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

Кожен вектор переміщень може бути представлений через його проекції на осі координат:

$$\{q\}_i^{(k)} = \begin{Bmatrix} u_{ik} \\ v_{ik} \\ \omega_{ik} \end{Bmatrix}. \quad (2.16)$$

Вектор вузлових сил також має подібну структуру:

$$\{R\}_i = \left\{ \{R\}_i^{(1)}, \quad \{R\}_i^{(2)}, \quad \{R\}_i^{(3)}, \quad \{R\}_i^{(4)} \right\}^T, \quad (2.17)$$

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

Закон зміни переміщень u, v, w у зоні елемента записується у вигляді лінійних функцій координат, а саме:

$$\begin{aligned} u &= a_0 + a_1 \zeta + a_2 \psi + a_3 \eta; \\ v &= b_0 + b_1 \zeta + b_2 \psi + b_3 \eta; \\ w &= c_0 + c_1 \zeta + c_2 \psi + c_3 \eta, \end{aligned} \quad (2.18)$$

де a_i, b_i, c_i – невідомі коефіцієнти, які можуть бути визначені через вузлові переміщення.

При цьому вирази (2.18) справедливі для усього об'єму всередині

елемента, в тому числі безпосередньо у вузлах елемента. Це дозволяє записати систему рівнянь відносно коефіцієнтів a_i, b_i, c_i . Наприклад для знаходження групи коефіцієнтів a_i формується система, що складається з чотирьох лінійних неоднорідних рівнянь:

$$\begin{aligned} u_1 &= u(\zeta_1, \psi_1, \eta_1) = a_0 + a_1 \zeta_1 + a_2 \psi_1 + a_3 \eta_1 ; \\ u_2 &= u(\zeta_2, \psi_2, \eta_2) = a_0 + a_1 \zeta_2 + a_2 \psi_2 + a_3 \eta_2 ; \\ u_3 &= u(\zeta_3, \psi_3, \eta_3) = a_0 + a_1 \zeta_3 + a_2 \psi_3 + a_3 \eta_3 ; \\ u_4 &= u(\zeta_4, \psi_4, \eta_4) = a_0 + a_1 \zeta_4 + a_2 \psi_4 + a_3 \eta_4 . \end{aligned} \quad (2.19)$$

При розв'язанні системи рівнянь методом Крамера, можна визначити всі невідомі величини a_0, a_1, a_2, a_3 наступним чином:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{\begin{vmatrix} u_1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ u_2 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ u_3 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ u_4 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, & a_1 &= \frac{\begin{vmatrix} 1 & u_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & u_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & u_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & u_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, \\ a_2 &= \frac{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & u_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & u_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & u_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & u_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, & a_3 &= \frac{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & u_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & u_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & u_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & u_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Знаменник у формулах для коефіцієнтів, що дорівнює детермінанту вихідної систем, може бути визначений як:

$$6V = \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}, \quad (2.21)$$

де: V – об'єм елементарного тетраедра.

Шляхом підстановки значень знайдених коефіцієнтів (2.20) у вираз (2.9), можна отримати загальний вигляд залежності переміщень у тетраедрі.

Використовуючи елементарні перетворення, що засновані на розкладанні детермінантів за стовпцями, які містять вузлові переміщення, можна одержати залежності переміщень від вузлових переміщень у явному вигляді:

$$u = \frac{1}{6V} \begin{Bmatrix} d_1 + e_1\zeta + f_1\psi + p_1\eta; \\ d_2 + e_2\zeta + f_2\psi + p_2\eta; \\ d_3 + e_3\zeta + f_3\psi + p_3\eta; \\ d_4 + e_4\zeta + f_4\psi + p_4\eta \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix}, \quad (2.22)$$

де:

$$\begin{aligned} d_1 &= \begin{vmatrix} \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & e_1 &= - \begin{vmatrix} 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \\ f_1 &= \begin{vmatrix} 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & p_1 &= - \begin{vmatrix} 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \\ d_2 &= - \begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & e_2 &= \begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \\ f_2 &= - \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & p_2 &= \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \\ d_3 &= \begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & e_3 &= - \begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \end{aligned} \quad (2.23)$$

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

В результаті переміщення u всередині скінченного елемента може бути визначене на основі переміщень його вузлових точок $\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix}$ за наступним виразом:

$$u = \frac{1}{6V} \left\{ \sum_{k=1}^4 d_k; \quad \zeta \sum_{k=1}^4 e_k; \quad \psi \sum_{k=1}^4 f_k; \quad \eta \sum_{k=1}^4 p_k \right\} \times \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix}. \quad (2.24)$$

Процес знаходження залежності для параметрів b_i, c_i у інших рівняннях (2.18) виглядає аналогічним чином.

Враховуючи вищезазначене, можна записати наступну залежність усіх компонентів переміщень для точок, розташованих усередині елемента, через переміщення вузлів тетраедра:

$$\{u\} = [C]\{q\}_i = [[C]^{(1)}[C]^{(2)} \dots [C]^{(k)} \dots [C]^{(n)}]\{q\}_i, \quad (2.25)$$

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

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

$$[C] = [[C]^{(1)}[C]^{(2)}[C]^{(3)}[C]^{(4)}] . \quad (2.26)$$

Кожен з цих чотирьох блоків визначається як:

$$[C]^{(k)} = E_3 C_k(x, y, z) , \quad (2.27)$$

де: E_3 – одинична матриця третього порядку.

В результаті деформації в тетраедрі можуть бути визначені за наступною формулою:

$$\{\varepsilon\} = |D|[C]\{q\}^e , \quad (2.28)$$

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.

Представимо матрицю деформацій у вигляді:

$$[M] = |D|[C] . \quad (2.29)$$

Ця матриця деформацій через блочну структуру вектора $\{q\}_j$ також є блочною, тобто виглядає наступним чином:

$$\begin{aligned} [M] &= [[M]^{(1)}[M]^{(2)} \dots [M]^{(k)} \dots [M]^{(n)}] ; \\ [M]^k &= [D][C]^{(k)} . \end{aligned} \quad (2.30)$$

Помноживши вираз (2.30) на матрицю пружності, можна отримати вектор напружень:

$$\{\sigma\} = [B]|D|[C]\{q\}^e \quad (2.31)$$

В результаті може бути записаний зв'язок між векторами сил (2.15) і переміщень у вузлах (2.17) у вигляді формули:

$$\{R\}_i = [K]_i \{q\}_i, \quad (2.32)$$

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

$$[K]_i = \begin{bmatrix} [K]_{i1}^{(1)} & [K]_{i1}^{(2)} & [K]_{i1}^{(3)} & [K]_{i1}^{(4)} \\ [K]_{i2}^{(1)} & [K]_{i2}^{(2)} & [K]_{i2}^{(3)} & [K]_{i2}^{(4)} \\ [K]_{i3}^{(1)} & [K]_{i3}^{(2)} & [K]_{i3}^{(3)} & [K]_{i3}^{(4)} \\ [K]_{i4}^{(1)} & [K]_{i4}^{(2)} & [K]_{i4}^{(3)} & [K]_{i4}^{(4)} \end{bmatrix}, \quad (2.33)$$

а кожен з типових блоків визначається на основі виразу:

$$[K]_{ij}^{(k)} = \iiint_{V_i} ([M]^{(i)})^T [D] [M]^{(k)} dV. \quad (2.34)$$

Розподілені об'ємні сили у вигляді вектору-стовпцю $\{F_V\} = \{X_V \ Y_V \ Z_V\}$, приводяться до еквівалентних вузлових сил, вектор яких має блочну структуру $\{P_V\}_i = \{\{P_V\}_i^{(1)} \{P_V\}_i^{(2)} \{P_V\}_i^{(3)} \{P_V\}_i^{(4)}\}$. При цьому кожен з блоків містить компоненти, розташовані вздовж осей x, y, z , та визначається як $\{P_V\}_i^{(k)} = \{P_{1V}^{(k)} P_{2V}^{(k)} P_{3V}^{(k)}\}$. Звідси можна отримати вираз для еквівалентних вузлових сил:

$$\{P_V\}_i^{(k)} = \iiint_{V_i} C_k(x, y, z) \{G_V\} dx dy dz. \quad (2.35)$$

Результатом вказаних перетворень є наступна система розв'язуючих рівнянь МСЕ:

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

де: $[A]$ – матриця жорсткості розмірністю 12×12 ;
 $\{F\}$ – вектор-стовпчик, що визначається зовнішніми навантаженнями.

Повна система розв'язувальних рівнянь утворюється в результаті складання матриць жорсткості та векторів навантажень усіх елементів розрахункової моделі. Сформована матриця жорсткості є симетричною та, як правило, має стрічкову структуру, що забезпечує ефективне застосування чисельних алгоритмів під час розв'язання системи [7].

Подібним чином, але дещо складніше, може бути сформульована задача при використанні квадратичної апроксимації поля переміщень у випадку використання косокутного тетраедру. Закон зміни переміщень для такої задачі виглядає наступним чином:

$$\begin{aligned} u &= a_0 + a_1\zeta + a_2\psi + a_3\eta + a_4\zeta^2 + a_5\zeta\psi + a_6\zeta\eta + a_7\psi^2 + a_8\psi\eta + a_9\psi^2; \\ v &= b_0 + b_1\zeta + b_2\psi + b_3\eta + b_4\zeta^2 + b_5\zeta\psi + b_6\zeta\eta + b_7\psi^2 + b_8\psi\eta + b_9\psi^2; \\ w &= c_0 + c_1\zeta + c_2\psi + c_3\eta + c_4\zeta^2 + c_5\zeta\psi + c_6\zeta\eta + c_7\psi^2 + c_8\psi\eta + c_9\psi^2. \end{aligned} \quad (2.37)$$

У результаті застосування методу скінченних елементів для десятивузлового тетраедра формується система рівнянь типу (2.36), що включає 30 алгебраїчних співвідношень для окремого скінченного елемента тетраедральної форми [8].

2.2 Постановка задачі нестационарної теплопровідності

Визначення термонапруженого стану деталей і вузлів гідрогенератора-двигуна передбачає попередній розрахунок температурних полів, які виникають у конструкції під час експлуатації [9]. З огляду на циклічне чергування режимів генератора та двигуна, що тривають протягом кількох годин, можливим є аналіз як стаціонарних, так і нестационарних теплових

процесів. Проте в більшості практичних розрахунків розглядають стаціонарні режими, для яких характерні найбільші значення температур у вузлах конструкції [10].

Задача теплопровідності для елементів і вузлів гідрогенератора-двигуна для можливості повноцінного аналізу термопружності, також розв'язується у тривимірній постановці.

Для більшості задач теплового аналізу електричних машин вихідними даними є температура на поверхні конструктивних елементів, граничне значення якої регламентується нормативними вимогами для відповідного типу машини, або характеристики теплообміну з навколишнім середовищем, визначені за результатами вентиляційних розрахунків. Залежно від наявної вихідної інформації при розв'язанні задачі теплопровідності використовують граничні умови першого та третього роду [11].

Граничні умови першого роду задаються у вигляді відомого розподілу температури на поверхні тіла для кожного моменту часу:

$$T_0 = f(x, y, z, t), \quad (2.38)$$

де: T_0 – температура на поверхні тіла;

x, y, z – координати поверхні тіла;

t – час.

Для усталеного режиму роботи гідрогенератора-двигуна, коли температура на поверхні є постійною протягом усього часу протікання процесу теплообміну, рівняння (2.38) спрощується та набуває вигляду $T_0 = \text{const}$.

Для визначення граничних умов третього роду на поверхні тіла необхідно задати температуру газоподібного або рідкого навколишнього середовища $T_{\text{нс}}$ та параметри теплообміну між поверхнею тіла та навколишнім середовищем.

Опис процесу теплообміну між поверхнею тіла і середовищем виконується на основі закону Ньютона-Ріхмана. Відповідно до цього закону, кількість теплоти, що віддається одиницею поверхні тіла за одиницю часу, буде

пропорційною різниці між температурою поверхні тіла T_0 та температурою навколишнього середовища T_{nc} ($T_0 < T_{nc}$):

$$q = \alpha(T_0 - T_{nc}), \quad (2.39)$$

де: α – коефіцієнт пропорційності, який має назву коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К).

Відповідно до закону збереження енергії, кількість тепла, що відводиться з одиниці поверхні за одиницю часу внаслідок тепловіддачі, має дорівнювати теплу, що надходить до одиниці поверхні за одиницю часу внаслідок теплопровідності від об'ємів всередині тіла [12], тобто:

$$\alpha(T_0 - T_{nc}) = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_0, \quad (2.40)$$

де: λ – коефіцієнт теплопровідності;

n – нормаль до поверхні тіла (індекс "0" означає, що температура та градієнт відносяться до поверхні тіла).

Остаточно граничну умову третього роду можна записати у вигляді закону збереження енергії для поверхні тіла:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_0 = -\frac{\alpha}{\lambda} (T_0 - T_{nc}). \quad (2.41)$$

Задача розв'язується за допомогою МСЕ з використанням варіаційного рівняння теплового балансу, за аналогією з представленим вище випадком термонапруженого стану. Тут також використовується скінченний елемент у вигляді тетраедра з лінійною або квадратичною апроксимацією всередині елемента [13].

З варіаційного рівняння теплового балансу можна отримати наступну

систему рівнянь теплопровідності:

$$\delta[X(T)] = \delta \left[\frac{1}{2} \iiint_V \left\{ k \left(\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right) - 2QT + 2\rho c T \frac{\partial T}{\partial t} \right\} dV + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \iint_S \alpha [T - T_{\text{nc}}] dS \right] = 0, \quad (2.42)$$

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

ρ – густина;

c – теплоємність матеріалу;

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

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

$$\{T\}_i = \{T_i^{(1)}, \quad T_i^{(2)}, \quad T_i^{(3)}, \quad T_i^{(4)}\}. \quad (2.43)$$

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

$$T = a_0 + a_1 \zeta + a_2 \psi + a_3 \eta. \quad (2.44)$$

Таким чином, зв'язок температури у середині скінченного елемента через температури його вузлових точок $\{T_1, T_2, T_3, T_4\}$ може бути представлений як:

$$T = \frac{1}{6V} \left\{ \sum_{k=1}^4 d_k; \quad \zeta \sum_{k=1}^4 e_k; \quad \psi \sum_{k=1}^4 f_k; \quad \eta \sum_{k=1}^4 p_k \right\} \times \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{Bmatrix}. \quad (2.45)$$

Шляхом підставлення отриманої залежності для поля температур у скінченному елементі у варіаційне рівняння та варіації всіх невизначених параметрів отримується система розв'язуючих рівнянь МСЕ для задачі теплопровідності:

$$[B]\{T_i\} = \{b_i\}. \quad (2.46)$$

Після асемблювання локальних рівнянь скінченних елементів формується повна система рівнянь МСЕ. У результаті її розв'язання визначаються значення температур у вузлах моделі, які використовуються на наступному етапі для оцінювання термонапруженого стану [14].

2.3 Особливості урахування параметрів оливи всередині камер

Змащувальні речовини в підп'ятнику використовуються в першу чергу для змащення поверхонь ковзання з метою зниження втрат на тертя, зменшення зношення, сприяння відводу тепла із зони тертя, створення міцного адсорбованого шару па поверхнях тертя і т. д. В роботах В.О. Воскресенського та В.І. Дьякова визначено, що таким вимогам відповідають рідкі оливи, отримані з нафтових продуктів або синтезовані з неорганічних, зокрема турбінні оливи Тп-22 та Тп-30. Ці оливи є сумішшю мінеральних олив з присадками, що покращують їх експлуатаційні властивості.

Аналогічні оливи використовуються і для заповнення камер підп'ятника на гідравлічних опорах.

Для режиму рідинного та напіврідинного змащування велике значення має в'язкість змащувальної рідини та її змінення в залежності від температури та тиску [15].

Під в'язкістю розуміють здатність змащувальної речовини чинити опір зрушенню під дією прикладеної сили. В'язкість механічно проявляється у вигляді дотичних зусиль на поверхні, проведеної всередині деякого об'єму рідини, при зміні його форми і задається у вигляді залежності між дотичним

напруженням τ на будь-якому майданчику всередині рухомої рідини та поперечної похідної швидкості v за нормаллю H до цього майданчика:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dH}, \quad (2.47)$$

де: μ – динамічна в'язкість рідини.

Розрізняють динамічну та кінематичну в'язкість. Динамічна в'язкість застосовується для вираження абсолютних сил зсуву, що діють між шарами змащувальної рідини. Кінематична в'язкість застосовується для вираження сил опору при ковзанні шарів рідини під дією власної сили тяжкості та визначається як відношення коефіцієнта динамічної в'язкості до густини при незмінних температурі та атмосферному тиску:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (2.48)$$

Кінематична в'язкість сумішей нафтопродуктів може бути визначена за формулою:

$$\nu_{\text{сум}} = \frac{(n_1 + n_2)\nu_1\nu_2}{n_1\nu_1 + n_2\nu_2}, \quad (2.49)$$

де: n_1 і n_2 – вміст компонентів у частках одиниці;

ν_1 і ν_2 – кінематичні в'язкості компонентів.

Стандартний метод перевірки в'язкості турбінних олив полягає у встановленні часу витікання певного обсягу оливи через круглий калібрований капіляр під дією сили тяжіння. Значення кінематичної в'язкості в діапазоні температур $0...100^\circ\text{C}$ турбінних олив наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Кінематична в'язкість турбінних олив

Олива	$\nu \cdot 10^{-6}$ (м ² /с при температурі °С)										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
ТП-22	476,0	213,0	100,0	55,5	33,16	21,80	15,16	11,0	8,12	6,80	5,88
ТП-30	863,0	359,0	161,0	84,6	48,40	30,00	20,56	14,0	10,60	8,00	6,49

В'язкість обумовлена молекулярною будовою речовини, тому залежить від температури. Зі зниженням температури олива поступово густішає, її рухливість знижується, а в'язкість підвищується. Температура, при якій охолоджена в пробірці олива загусне настільки, що при нахилі пробірки на 45° рівень оливи в ній залишається нерухомим протягом 1 хв., називається температурою застигання.

З підвищенням температури в'язкість олив зменшується. Ступінь пологості в'язкісно-температурних кривих олив оцінюється індексом в'язкості (ІВ).

Іншим показником пологості в'язкісно-температурних кривих олив є температурний коефіцієнт в'язкості (ТКВ). Вихідними величинами для обчислень ТКВ олив є значення кінематичної в'язкості при 0, 20, 50 і 100 °С. Температурний коефіцієнт в'язкості олив в межах температур 20...100 °С (ТКВ₂₀₋₁₀₀) обчислюють за формулою

$$\text{ТКВ}_{20-100} = 1,25 \cdot \frac{\nu_{20} - \nu_{100}}{\nu_{50}}, \quad (2.50)$$

де: ν_{20} , ν_{50} , ν_{100} – кінематичні в'язкості оливи відповідно при температурі 20, 50 та 100 °С.

Для інтерполювання в'язкісно-температурних залежностей олив у невеликому температурному інтервалі застосовується формула:

$$\mu_t = A_1 \cdot e^{\alpha_t \cdot t}, \quad (2.51)$$

де: A_1 і α_t – коефіцієнти, що характеризують пологість в'язкісно-температурної залежності змащувальної рідини.

Значення вищезгаданих параметрів турбінних олив наведені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Температурні параметри турбінних олив

Олива	ІВ	ТКВ	Температура, °С		α_t , 1/К	A_1 , Па·с	Густина при 20 °С, кг/м ³
			застигання	спалаху			
ТП-22	60	5,40	-15	180	-0,0297	0,083	860-880
ТП-30	60	6,40	-10	180	-0,0336	0,139	890-916

Для мінеральних олив з підвищенням тиску значно зростає в'язкість. Залежність в'язкості від тиску (до $3 \cdot 10^3$ Па) виражається формулою:

$$\mu_p = \mu_0 \cdot e^{\beta_b \cdot p}, \quad (2.52)$$

де: μ_p – динамічна в'язкість оливи при тиску p ;

μ_0 – динамічна в'язкість при атмосферному тиску;

β_b – п'єзокоефіцієнт в'язкості, що є константою, яка залежить від хімічного складу оливи та температур.

Значення вказаних величин для турбінних олив наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Параметри в'язкості турбінних олив

ρ , кг/м ³ , при температурі, °С			μ , Па·с, при температурі, °С			$\beta_b \cdot 10^9$, 1/Па, при температурі, °С		
14	20	30	14	20	30	14	20	30
8974	8940	8880	0,1256	0,088	0,0462	27,4	25,9	24,1

Вода, емульгована в оливі, впливає на її в'язкість. В'язкість оливо-водяної емульсії (типу "вода в оливі") вище в'язкості води та оливи, взятих окремо. Наприклад, вміст 5% (за обсягом) диспергованої води (у вигляді крапель)

збільшує коефіцієнт динамічної в'язкості емульсії на 15...20%.

В'язкість оливи також збільшується за рахунок випаровування летючих фракцій в оливі.

Залежність густини оливи від температури визначається виразом

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + k_v (t - 20)}, \quad (2.53)$$

де: ρ_{20} – густина при 20 °С,

k_v – температурний коефіцієнт об'ємного розширення ($78,2 \cdot 10^{-5}$ для оливи Тп-22 та $73,4 \cdot 10^{-5}$ для оливи Тп-30).

Стисливість оливи характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення $\beta_{ст}$, рівним відносної зміни обсягу оливи $\frac{\Delta V}{V}$ при дії перепаду тиску Δp .

Величина E_V , зворотна до коефіцієнта об'ємного стиснення $\beta_{ст}$, називається модулем об'ємної пружності. Зі збільшенням температури модуль об'ємної пружності оливи знижується, а зі збільшенням тиску – підвищується.

Модуль пружності рідини, що містить розчинені гази, визначається за формулою:

$$E_V = E_V^* \cdot (1 + B_1 \cdot k_2), \quad (2.54)$$

де: E_V^* – модуль пружності вакуумованої рідини;

k_2 – об'ємна концентрація розчинених газів;

B_1 – емпіричний коефіцієнт.

Для турбінних олив при атмосферному тиску та температурі 20...50 °С коефіцієнт $B_1=0,324$, максимальне значення $k_2=0,12$ та, відповідно, відношення $\frac{E_V}{E_V^*} = 1,04$.

Нерозчинені гази значною мірою впливають на пружність газозливної суміші [16]. Коефіцієнт об'ємного стиснення такої суміші підпорядковується

закону адитивності:

$$\beta_{\text{ст}} = d\beta'' + (1 + D) \cdot \beta' = \frac{1}{E_V}, \quad (2.55)$$

де: D – об'ємний вміст нерозчинених газів;

β'' та β' – коефіцієнти об'ємного стиснення газу та оливи.

Навіть при незначному вмісті газу (0,1...0,5 %) при атмосферному тиску стисливість суміші підвищується в сотні та тисячі разів. При підвищенні тиску стисливість газооливної суміші знижується. На рис. 2.2 представлена графічна залежність відносного модуля пружності від тиску при різних значеннях об'ємного вмісту повітря, що був виміряний при атмосферному тиску.

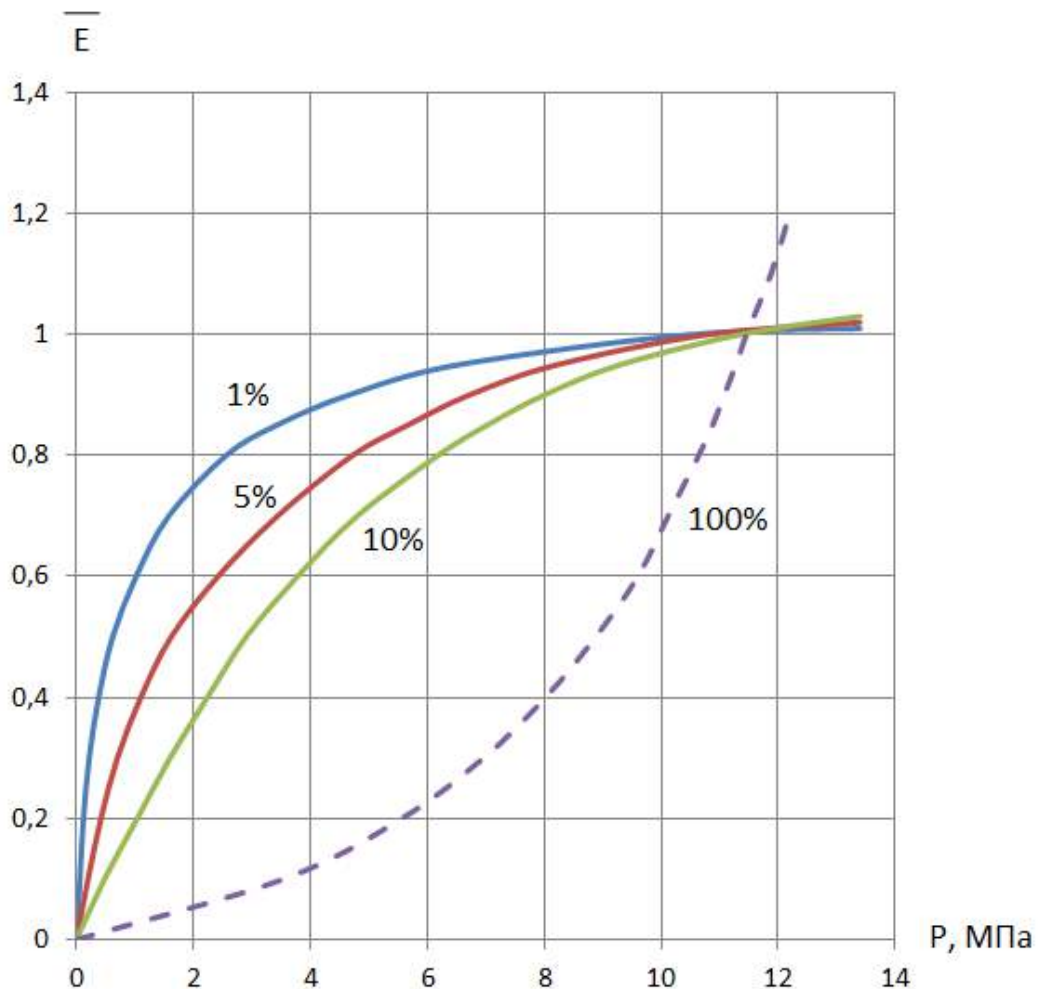


Рисунок 2.2 – Залежність відносного модуля пружності оливи від тиску при різному вмісті повітря

Теплоємність оливи в залежності від температури t визначають за емпіричною формулою:

$$c_t = (53,2 + 0,107t) \cdot \frac{1}{\sqrt{\rho_{20}}}, \quad (2.56)$$

де: ρ_{20} – густина оливи при 20 °С.

Теплоємність олив зазвичай знаходиться у межах 1,67...2,5 кДж/(кг·°С).

Тепломісткість оливи (тобто кількість тепла, необхідна для нагрівання оливи від 0 °С до температури t) визначається за емпіричною формулою:

$$q_t = (53,2 + 0,0535t) \frac{t}{\sqrt{\rho_{20}}}. \quad (2.58)$$

Для визначення коефіцієнта теплопровідності оливи використовується формула:

$$\lambda = \frac{117}{\rho_{20}} (1 - 0,00054t). \quad (2.59)$$

Загальні фізичні параметри турбінних олив Тп-22 та Тп-30 в залежності від температури наведені в таблицях 2.4 і 2.5, відповідно.

Таблиця 2.4

Фізичні параметри турбінної оливи Тп-22 в залежності від температури

Т, °С	ρ , кг/м ³	c , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^3$, кВт/(м·К)	$\mu \cdot 10^2$, Па·с	$a \cdot 10^4$
10	902,0	1,610	0,1291	13,900	2,86
20	895,8	1,860	0,1288	8,550	2,80
30	888,5	1,880	0,1280	4,760	2,76
40	882,5	1,920	0,1270	3,130	2,71
50	876,0	1,960	0,1265	1,874	2,66
60	869,5	2,000	0,1258	1,275	2,62
70	883,0	2,030	0,1260	0,905	2,58
80	856,5	2,060	0,1242	0,675	2,55
90	850,0	2,100	0,1235	0,513	2,60
100	843,5	2,940	0,1230	0,400	2,46

Фізичні параметри турбінної оливи Тп-30 в залежності від температури

Т, °С	ρ , кг/м ³	c , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^3$ кВт/(м·К)	$\mu \cdot 10^2$, Па·с	$a \cdot 10^4$
10	905,0	1,800	0,1292	30,060	3,19
20	899,0	1,830	0,1282	14,500	3,45
30	893,0	1,870	0,1279	7,400	3,73
40	886,0	1,900	0,1270	4,320	4,00
50	880,0	1,930	0,1261	2,720	4,24
60	873,0	1,970	0,1235	1,790	4,51
70	867,0	2,010	0,1250	1,265	4,74
80	861,0	2,040	0,1241	0,920	4,98
90	854,0	2,080	0,1235	0,680	5,24
100	848,0	2,120	0,1225	0,506	5,48

2.4 Розрахунок втоми матеріалу

Втомою матеріалу називають явище, що виникає при впливі на деталь чи вузол циклічного навантаженню, яке може змінюватися з часом. Пошкодження або руйнування внаслідок втоми виникають, якщо вказані змінні навантаження або напруження призводять до змін у властивостях матеріалу.

Для явища втоми характерним є той факт, що пошкодження матеріалу або зниження його міцнісних властивостей може бути спричинене відносно невеликим навантаженням, що мають достатньо великий запас порівняно з межею плинності матеріалу. Тобто такі пошкодження можуть траплятися несподівано, що може становити суттєвий ризик для безпеки функціонування електричних машин, особливо якщо мова йде про обертові частини, пошкодження яких може призвести до цілого ланцюгу пошкоджень суміжних нерухомих вузлів внаслідок розлітання уламків під впливом відцентрових сил. Тому вкрай важливим є розрахунок безпечного часу до виникнення пошкодження або значення максимального напруження, при яких таке пошкодження не зможе виникнути [17].

Діюче на матеріал навантаження може носити випадковий характер або повторюватися у певній послідовності, що має назву циклічного навантаження. Окремим випадком циклічного навантаження є синусоїдальне навантаження, яке

найчастіше зустрічається на практиці. Саме на його основі визначаються втомні властивості конструкційних матеріалів або компонентів.

В процесі проектування гідроагрегатів розрахунок вузлів та деталей з точки зору їхньої втомної довговічності виконується на основі відомих характеристик матеріалів, отриманих за результатами циклічних випробувань їхніх зразків в лабораторіях. Розрізняються кілька типів характеристик втомної міцності, зокрема:

– характеристики втоми на основі напружень (рекомендуються для опису високоциклової втоми);

– характеристики втоми на основі деформацій (рекомендуються для опису малоциклової втоми).

Найбільш відомими є характеристики, запропоновані Велером або Басквіном [18].

Найдовшу історію має діаграма втоми (крива σ -N), розроблена Велером, яка записується наступним чином:

$$\log N_f = a - b\sigma_a, \quad (2.60)$$

або якщо логарифм за основою заміненими на натуральним логарифмом

$$\ln N_f = a - b\sigma_a, \quad (2.61)$$

де: N_f – довговічність у циклах (кількість циклів до руйнування);

σ_a – амплітуда напружень;

a , b – параметри рівняння (константи моделі регресії).

Згідно з цією залежністю зі зменшенням амплітуди знакозмінного напруження число циклів, необхідних для доведення матеріалу зразка до зруйнування, зростає. Ця тенденція зберігається до зниження амплітуди знакозмінних напружень до певного рівня (що приблизно дорівнює 1/4 або 1/3 граничного напруження за статичного навантажування, див. рис. 2.3), нижче

якого довговічність зразка виявляється нескінченною. Вказане граничне напруження має назву границі витривалості матеріалу. Графічне представлення залежності σ - N називають діаграмою (або кривою) Велера.

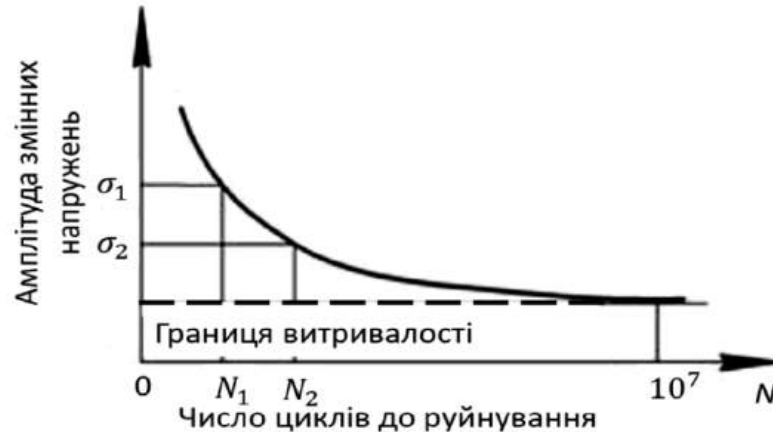


Рисунок 2.3 – Приклад кривої Велера

Модель кривої, запропонована Басквіном, є подальшим розвитком моделі кривої σ - N Велера, для якої амплітуда напружень замінена її логарифмом. Ця модель виражається як:

$$\log N_f = a - b \log \sigma_a . \quad (2.62)$$

Як і в моделі кривої S- N Велера, логарифм за основою може бути замінений натуральним логарифмом.

Ще однією характеристикою втоми є модель Стромейера, що визначається формулою:

$$\log N_f = a - b \log(\sigma_a - \sigma_{af}) , \quad (2.63)$$

де: σ_{af} – границі витривало матеріалу.

Наступна модель втоми, розроблена Корсоном, записується як:

$$N_f = \frac{a}{\sigma_a - \sigma_{af}} e^{-c(\sigma_a - \sigma_{af})}, \quad (2.64)$$

або після логарифмування, виконаного з обох частин рівняння,

$$\ln N_f = \ln a - \ln(\sigma_f - \sigma_{af}) - c(\sigma_a - \sigma_{af}). \quad (2.65)$$

Наступний варіант залежності була запропонований Бастенером у вигляді виразу:

$$N_f = \frac{a}{\sigma_a - \sigma_{af}} e^{-\left(\frac{\sigma_a - \sigma_{af}}{b}\right)^c}, \quad (2.66)$$

який після логарифмування, виконаного з обох частин рівняння, перетворюється на:

$$\ln N_f = \ln a - \ln(\sigma_f - \sigma_{af}) - \left(\frac{\sigma_a - \sigma_{af}}{b}\right)^c. \quad (2.67)$$

Паскуаль та Мікер запропонували інший підхід, який виражається через рівняння:

$$\ln N_f = a - b \log(\sigma_a - \sigma_{af}) + \varepsilon, \quad (2.68)$$

де: ε – значення помилки.

Це рівняння має вигляд, подібний до моделі Стромейєра, за винятком впровадження ε і використання натурального логарифму.

Ще одна залежність була запроваджена Като та Хаяші:

$$\log \sigma_a = a - b \log(\log N_f). \quad (2.69)$$

Також Кохаут, з метою розширення моделі Басквіна, запропонував нову модель, що враховує вплив температури наступним чином:

$$\log \sigma_a (N_f, T) = \log a^* + b \log N_f + c \log T ; \quad (2.70)$$

де: a^* , b – параметри рівняння (константи моделі регресії);

T – температура, за якої проводяться випробування;

c – параметр впливу температури, що визначається як

$$c = \left. \frac{\partial \log \sigma_a (N_f, T)}{\partial \log T} \right|_{N_f = \text{const}} . \quad (2.71)$$

Коефіцієнти, присутні у всіх розглянутих моделях, визначаються шляхом апроксимації кривої, побудованої на основі експериментальних точок. Для цього використовується метод найменших квадратів, а для нелінійних моделей – алгоритм Гауса-Ньютона. Усі характеристики можна побудувати на основі одного ряду випробувань, зазначених у стандартах [19].

Для випробувань на низькоциклову втому застосовуються моделі втоми на основі деформацій, що враховують як пластичні, так і пружні деформації. Найпоширенішою з них є модель втомної довговічності Менсона-Коффіна-Басквіна, що виражається формулою:

$$\varepsilon_{a,t} = \varepsilon_{a,e} + \varepsilon_{a,p} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c, \quad (2.72)$$

де: $\varepsilon_{a,t}$ – амплітуда деформації, виражена у вигляді суми амплітуди пружної деформації $\varepsilon_{a,e}$ та амплітуди пластичної деформації $\varepsilon_{a,p}$;

$2N_f$ – число змін навантаження;

E – модуль пружності Юнга;

σ'_f , b – коефіцієнт та показник втомної міцності відповідно;

ε'_f , c – коефіцієнт та показник пластичної деформації відповідно.

Окремо слід розглянути проблему визначення характеристик втомної міцності для зварних з'єднань. Втомні характеристики зварних з'єднань визначаються переважно геометрією з'єднання. Проте також може мати вплив напрямок навантаження, процедури зварювання, залишкові напруження та інші фактори [20].

Характерною особливістю зварних з'єднань є те, що найслабше місце вздовж зварного шва (навіть у випадку наявності лише одного дефекту), з великою вірогідністю може ініціювати появу критичної тріщини. Тому необхідні лабораторні випробування на втому в різних умовах, зокрема з використанням різних матеріалів, методів зварювання тощо. Для дослідження впливу типу шва (з різною чистотою) проводяться дослідження на зразках з використанням різних методів зварювання, наприклад газове зварювання, електродугове зварювання, дугове зварювання порошковою стружкою. Зразки для випробувань можуть братися як поздовжньо (тобто з самого металу шва), так і поперек зварного з'єднання (для перевірки однорідності структури шва та суміжного металу).

2.5 Висновки до другого розділу

Досліджено науковий стан існуючих методик та алгоритмів розрахунку міцності елементів та вузлів електричних машин. Показано, що існуючий математичний апарат дозволяє виконувати обчислення міцності вузлів підп'ятника гідрогенератора-двигуна. Наявна база скінченних елементів дозволяє виконання аналізу технічного стану елементів конструкції з достатньо високою точністю. Зазначено, що для подальшого обчислення НДС конструкції необхідно задати нові граничні та початкові умови.

Представлено загальну методику міцнісного розрахунку вузлів і деталей гідрогенератора-двигуна, яка враховує особливості його роботи та заснована на спільному розв'язанні комплексу задач термопружності, теплопровідності і газодинаміки. Задача припускається незв'язаною, тому може бути вирішена

шляхом послідовного розв'язання рівнянь з їхнім ітераційним уточненням. Розв'язання задачі виконується у програмному комплексі «SolidWorks Simulation».

Визначальні рівняння було отримано на основі варіаційних принципів із застосуванням методів скінченних елементів. Для розв'язання задач теплопровідності та термопружності використовуються скінченні елементи у вигляді тетраедрів з лінійною та квадратичною апроксимацією невідомих величин. Формулювання завдання термопружності здійснюється в геометрично та фізично лінійній постановці.

Також розглянуто питання врахування параметрів оливи, якою заповнені камери підп'ятника на гідравлічних опорах, з визначенням всіх факторів, що впливають на характеристики камер.

Додатково розглянуто питання розрахунку на втомну міцність матеріалів деталей підп'ятника та зварних з'єднань у ньому.

2.6 Література до другого розділу

1. Дубенець В.Г., Хільчевський В.В., Савченко О.В. Д79 Основи методу скінченних елементів: Навчальний посібник. – Чернігів: ЧДТУ, 2007. – 288 с.;
2. Budynas R., Nisbett J. Shigley's Mechanical Engineering Design. 10th ed. New York : McGraw-Hill, 2015. 1093 p. <https://dokumen.pub/shigleys-mechanical-engineering-design-2024-release-ise-4.html> ;
3. Goodno B.J., Gere J.M. Mechanics of Materials. 9th ed. Boston : Cengage Learning, 2018. 1152 p. <https://faculty.cengage.com/works/9780357377840> ;
4. Кравченко С.С. Забезпечення підвищення потужності та обґрунтування довготривалої роботи на надпроектних режимах турбогенераторів теплових електростанцій: дис. ... д-ра філософії : 134 – Авіаційна та ракетно-космічна техніка / Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут». Харків, 2024. 208 с.

5. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., Arefieva, M. et al., “Stress-Strained State of the Thrust Bearing Disc of Hydrogenerator-Motor,” *Computation* 11 (2023): 60, <https://doi.org/10.3390/computation11030060> ;

6. Xiaogeng Tian, Yapeng Shen, Changqing Chen, Tianhu He: A Direct Finite Element Method Study of Generalized Thermoelastic Problems. *International Journal of Solids and Structures*, Volume 43, Issues 7–8, 2006, Pages 2050-2063, ISSN 0020-7683, <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2005.06.071> ;

7. Areias, P. & Rabczuk, T. & Carrilho, J.: A continuous-stress tetrahedron for finite strain problems. *Finite Elements in Analysis and Design*. July 2019, https://www.researchgate.net/publication/334519866_A_continuousstress_tetrahedron_for_finite_strain_problems ;

8. Tretiak, O., Smyk, S., Kravchenko, S., Smakhtin, S., Brega, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., & Don, Y. (2024). Devising a calculation method for modern structures of current-conducting elements in large electric machines in a three-dimensional statement. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(1 (130)), 87–96, <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.310049> ;

9. Ripetskyi, E., Ripetskyi, R., & Nepelyak, O. (2024). Analysis of stress-strain state of the metal plate based on discrete data of displacement values. *Physics and Chemistry of Solid State*, 25(3), 595–604. <https://doi.org/10.15330/pcss.25.3.595-604> ;

10. Tretiak, O., Kravchenko, S., Mykhailychenko, O., Nazarenko, V., Smyk, S., **Vasyliiev, O.**, Arefieva, M., Tretiak, I., Serhiienko, S., & Selevko, V. (2025). Devising a method for calculating the structure of efficient cooling systems for thrust bearings and guide bearings in hydrogenerators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(1 (135)), 38–50. **(Scopus Q3)** <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.329021> ;

11. Tretyak A., Shut A., Gakal P. Influence of thermal and mechanical factors on the stressed state of large components of hydrogenerator-motors. *Проблеми машинобудування*. 2018. Т. 21, № 3. С. 31-38. ISSN 0131-2928 https://journal-me.com/archive/en/2018_3_4_eng.pdf ;

12. Dale Anderson, John C. Tannehill, Richard H. Pletcher, Ramakanth Munipalli, Vijaya Shankar. (2020). Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. 4th Edition. CRC Press, 974 p. <https://doi.org/10.1201/9781351124027> ;
13. Amir Faghri, Yuwen Zhang: Fundamentals of Multiphase Heat Transfer and Flow. Springer Nature Switzerland AG, Gewerbestrasse 11, 6330 Cham, Switzerland, 2020, ISBN 978-3-030-22136-2, ISBN 978-3-030-22137-9 (eBook), <https://doi.org/10.1007/978-3-030-22137-9> ;
14. Yehorov, A., Kravchenko, S., Duniev, O., **Vasyliiev, O.**, Hromenko, D., Lukashevych, S., Buhaiov, O., Liakhov, K., Kovryga, A., & Obidin, D. (2026). Devising a method for assessing efficiency of the cooling system and determining the thermal state of vertical synchronous hydrogenerators using three-dimensional CFD simulation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1(8 (139), 49–58. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2026.350505> ;
15. Bhushan, Bharat. (2013). Fluid Film Lubrication. <https://doi.org/10.1002/9781118403259.ch8> ;
16. Hamrock B.J., Schmid S.R., Jacobson B.O. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. 2nd ed. New York : Marcel Dekker, 2004. 728 p. <https://doi.org/10.1201/9780203021187> ;
17. Strzelecki P, Skibicki D, Pejkowski Ł. Method for Determining the S-N curve for a Low Probability of Failure. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 2024; 62(4): 683–694. <https://doi.org/10.15632/jtam-pl/193746> ;
18. Pang J. C., Li S. X., Wang Z. G. and Zhang Z. F. (2014), Relations between fatigue strength and other mechanical properties of metallic materials, Fatigue & Fracture of Engeniring Materials & Structures, 37, pages 958–976, <https://doi.org/10.1111/ffe.12158> ;
19. Kurek A, Kurek M, Łagoda T. Stress-life curve for high and low cycle fatigue. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 2019; 57(3): 677–684. <https://doi.org/10.15632/jtam-pl/110126> ;
20. Pogribniy, Mykola & Rebrova, Olena & Shevchenko, Svitlana & Riaboshtan, Valentyn. (2025). Research on the structure and properties of the welded

metal from high-chrome steels and the influence of rapid heating during heat treatment. Bulletin of the National Technical University «KhPI» Series Engineering and CAD. 84-90. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2025.2.10> ;

РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПІДП'ЯТНИКА

Як було зазначене вище, під час робіт з визначення причин та розробки заходів для покращення вібраційного стану гідроагрегату в тому числі був проведений аналіз конструкції гідрогенератора-двигуна [1]. За результатами такого аналізу був виявлений ряд недоліків, які вкрай негативно впливають на надійність гідроагрегату, що підтверджується великою кількістю ремонтів внаслідок руйнувань та аварій за всю історію експлуатації.

Одним з таких недоліків є недостатньо надійна конструкція підп'ятника на пружинах, яка не забезпечує рівномірного розподілу навантаження між сегментами [2].

Внаслідок цього пропонується проведення заміни існуючого підп'ятника гідрогенератора-двигуна на новий підп'ятник на гідравлічних опорах під час реконструкції агрегату.

3.1 Тривимірний розрахунок підп'ятника

З метою обґрунтування забезпечення надійної роботи гідрогенератора-двигуна при впровадженні підп'ятника запропонованої конструкції було прийняте рішення щодо уточненого визначення НДС у тривимірній постановці його основних опорних елементів.

Схема розробленого алгоритму виконання розрахунку підп'ятника в тривимірній постановці відповідно до запропонованої в роботі методики наведена на рис. 3.1.

Представлений алгоритм пропонує повний комплекс використання конструкторських інженерних та дослідницьких методів в роботі при створенні проєктів з мультифізичним математичним моделюванням.

На першому етапі проводяться попередні аналітичні розрахунки на основі класичних методів опору матеріалів із використанням уточнених коефіцієнтів запасу міцності, сформованих з урахуванням теоретичних положень і

практичного досвіду понад сторічної експлуатації гідрогенераторного обладнання. На даному етапі обираються матеріали та базові геометричні перерізи конструкції.

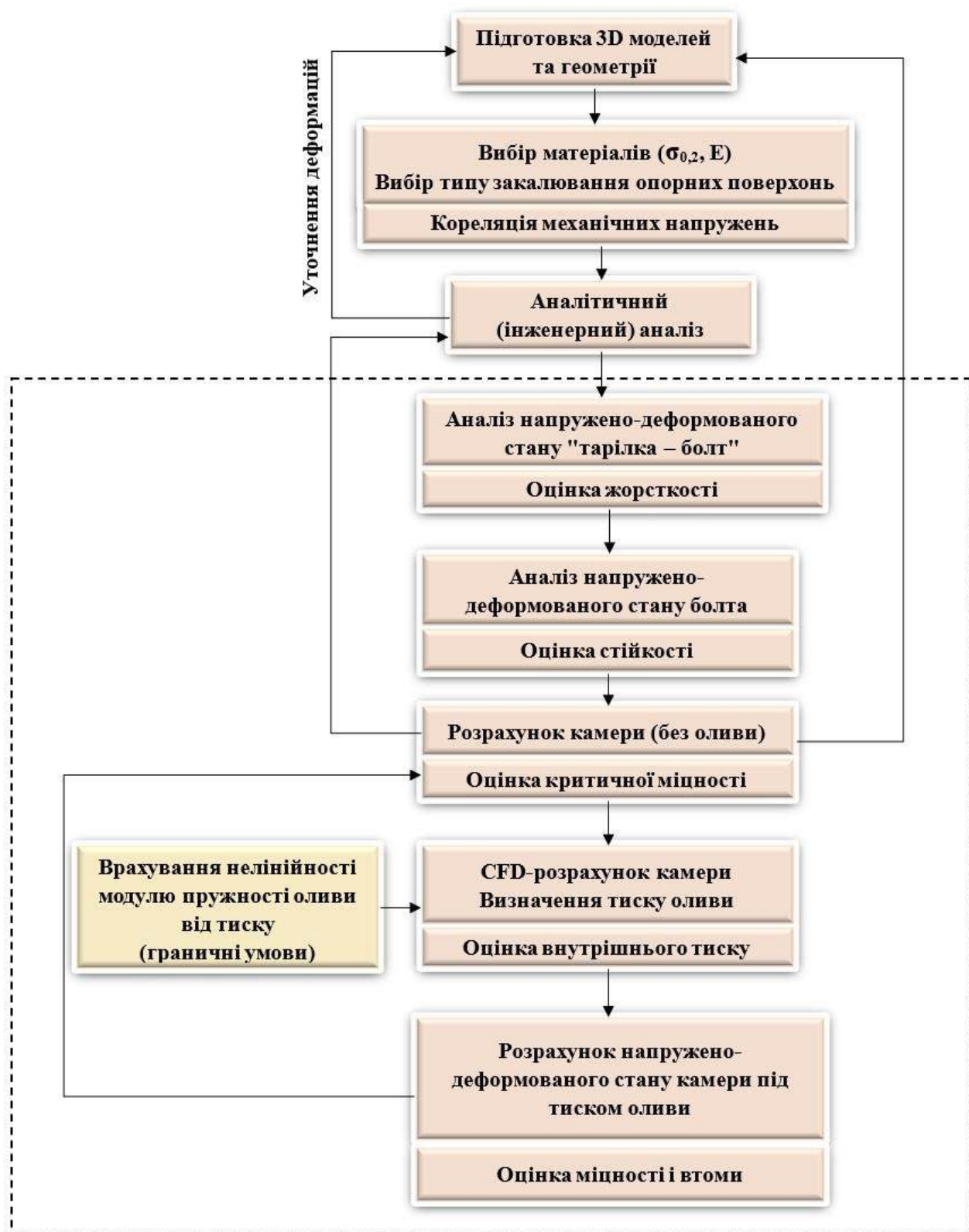


Рисунок 3.1 – Схема алгоритму розрахунку підп'ятника

Другим етапом є визначення НДС елементів опори підп'ятника у тривимірній постановці відповідно до запропонованої методики:

- оцінка жорсткості конструкції «тарілчаста опора-опорний болт»;
- оцінка стійкості опорного болту;
- оцінка критичної міцності пружної камери.

На цьому етапі використовується реверсивний алгоритм, згідно до якого проводиться дослідження НДС з метою визначення остаточних геометричних параметрів моделей вищезазначених елементів при нульовому тиску оливи у пружній камері.

Третім етапом є виконання CFD-моделювання течії оливи в пружній камері з метою визначення розподілу тисків у конструкції.

Останнім етапом є розрахунок НДС пружної камери з урахуванням тиску оливи у пружній камері з подальшим проведенням аналізу міцності конструкції. Також, з метою обґрунтування здатності запропонованої конструкції забезпечити надійну роботу протягом зазначеного терміну експлуатації, виконується втомний розрахунок пружної камери.

Тривимірну модель однорядного підп'ятника на гідравлічних опорах без геометричних спрощень представлено на рис. 3.2. На рис. 3.3 представлено розрахункову тривимірну модель опори підп'ятника з позначенням елементів конструкції.

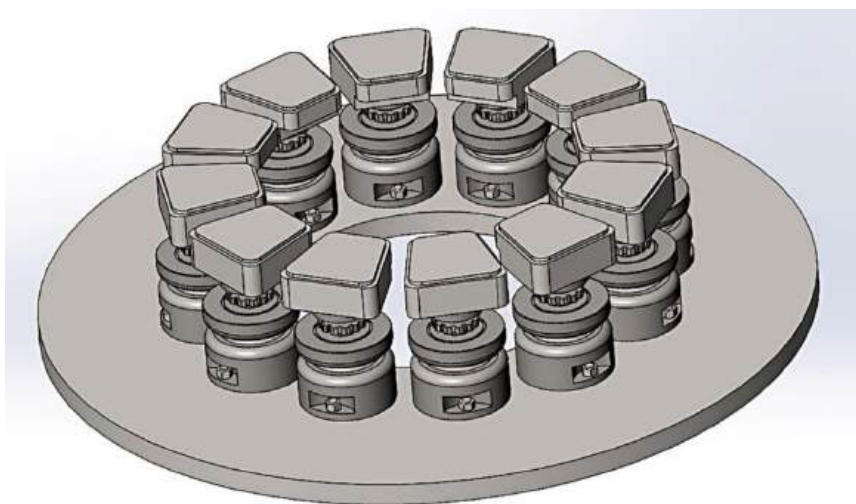


Рисунок 3.2 – Тривимірна модель однорядного підп'ятника

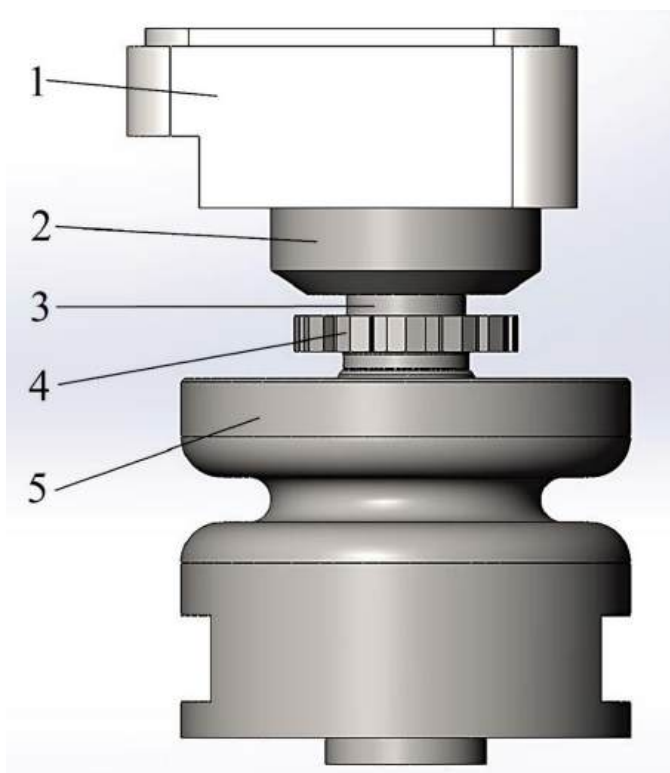


Рисунок 3.3 – Тривимірний модель опори підп'ятника: 1 – сегмент; 2 – опора тарілчаста; 3 – голівка; 4 – болт опорний; 5 – пружна камера

Матеріали та значення межі плинності конструкційних елементів камери підп'ятника наведені в таблиці 3.1. Необхідно зазначити, що підвищення допустимої межі плинності в зоні контакту сфери з опорною поверхнею обумовлюється виникненням локального тривісного напруженого стану, який обмежує розвиток пластичних деформацій і підвищує опір матеріалу пластичній течії порівняно з умовами одноосового навантаження. У зв'язку з локальним характером контактних напружень та відсутністю втрати загальної несучої здатності елемента використовується підвищене значення межі плинності при оцінюванні запасу міцності контактної зони відповідно до коефіцієнтів, наведених у інженерних методиках. Дані коефіцієнти було отримано виходячи з аналізу результатів стендових випробувань, узагальнення експлуатаційного досвіду, статистичної обробки результатів руйнування та пластичних деформацій контактних вузлів, адаптації складних теоретичних результатів до практичних розрахунків.

Таблиця 3.1

Матеріали та значення межі плинності елементів камери підп'ятника

Конструкційні елементи камери	Матеріал	Межа плинності, МПа
Пружна камера	Ст35	215
Болт опорний	Ст45 норм.	335
Голівка: - основа - сферична частина	Ст38ХС	590 1200
Сегмент	СтS235JR	235
Опора тарілчаста: - основа - для контактної поверхні	Ст38ХН3МА	785 1177,5

Модуль пружності оливи дорівнює $E_p = 1,7 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$.

Номінальні навантаження – 183000 Н.

Критичні навантаження – 220000 Н.

Тривимірний розрахунок камери підп'ятника був виконаний з використанням програмного комплексу «SolidWorks Simulation» [3, 4]. Геометричні та гідродинамічні параметри сегментів підп'ятника, що було використано для побудови тривимірної моделі та у якості вихідних даних при тривимірному розрахунку, взяті з результатів гідродинамічного розрахунку гідрогенератора-двигуна (див. табл. 1.3).

3.2 Тривимірний розрахунок міцності контакту "тарілка-болт"

Метою даного розрахунку є визначення НДС у зоні контакту "тарілка-болт" опорної конструкції підп'ятника (див. рис. 3.3) з подальшим визначенням запасу міцності конструкції. Розрахунок виконаний для номінального та критичного навантаження.

Задані граничні умови та навантаження [5] представлені на рис. 3.4. Номінальне навантаження на тарілчасту опору становить 183000 Н, опорний болт є жорстко закріпленим.

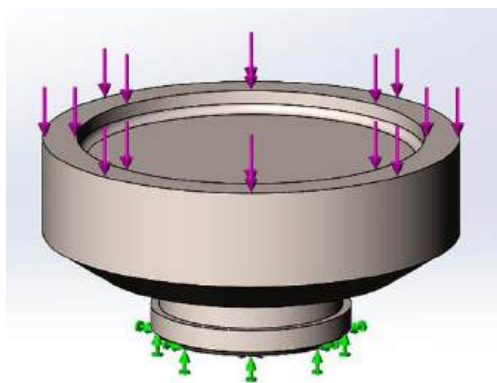


Рисунок 3.4 – Граничні умови і навантаження

Для адекватного відтворення контактної взаємодії між елементами конструкції, а також коректного визначення локальних напружень у зоні контакту (зона концентрації напружень) виконано згущення скінченно-елементної сітки. З метою перевірки збіжності результатів розрахунку проводилося поетапне ітераційне зменшення характерного розміру скінченних елементів. На кожному етапі здійснювався повторний розрахунок із подальшим порівнянням отриманих значень еквівалентних напружень та переміщень. Процес уточнення сітки продовжувався до моменту, коли зміна контрольних параметрів між сусідніми ітераціями не перевищувала встановленого критерію збіжності, що свідчить про незалежність результатів від дискретизації моделі.

Результати розрахунку при номінальному навантаженні та з розміром елементу розрахункової сітки у зоні контакту (згущення) 9 мм представлені на рис. 3.5 – 3.8).

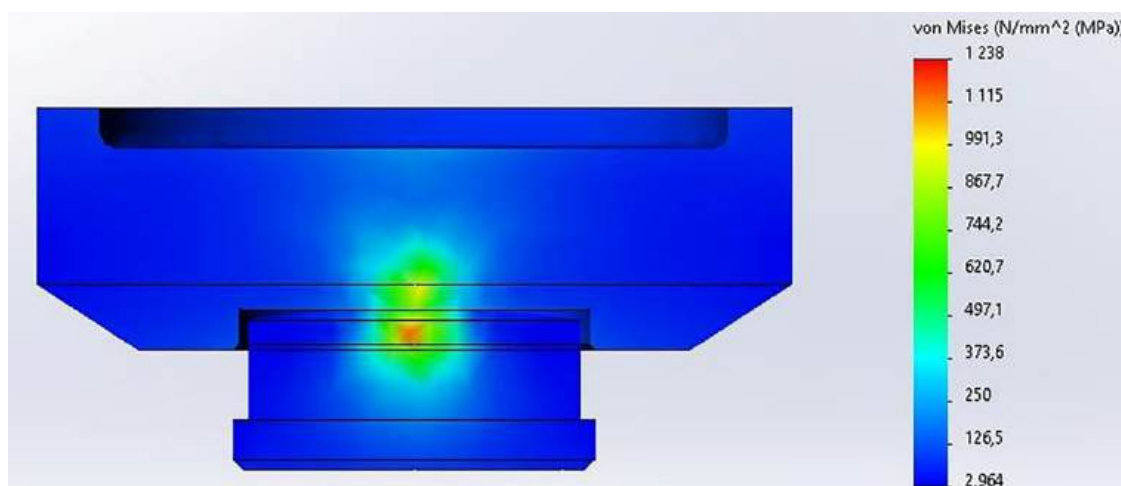


Рисунок 3.5 – Поле напружень

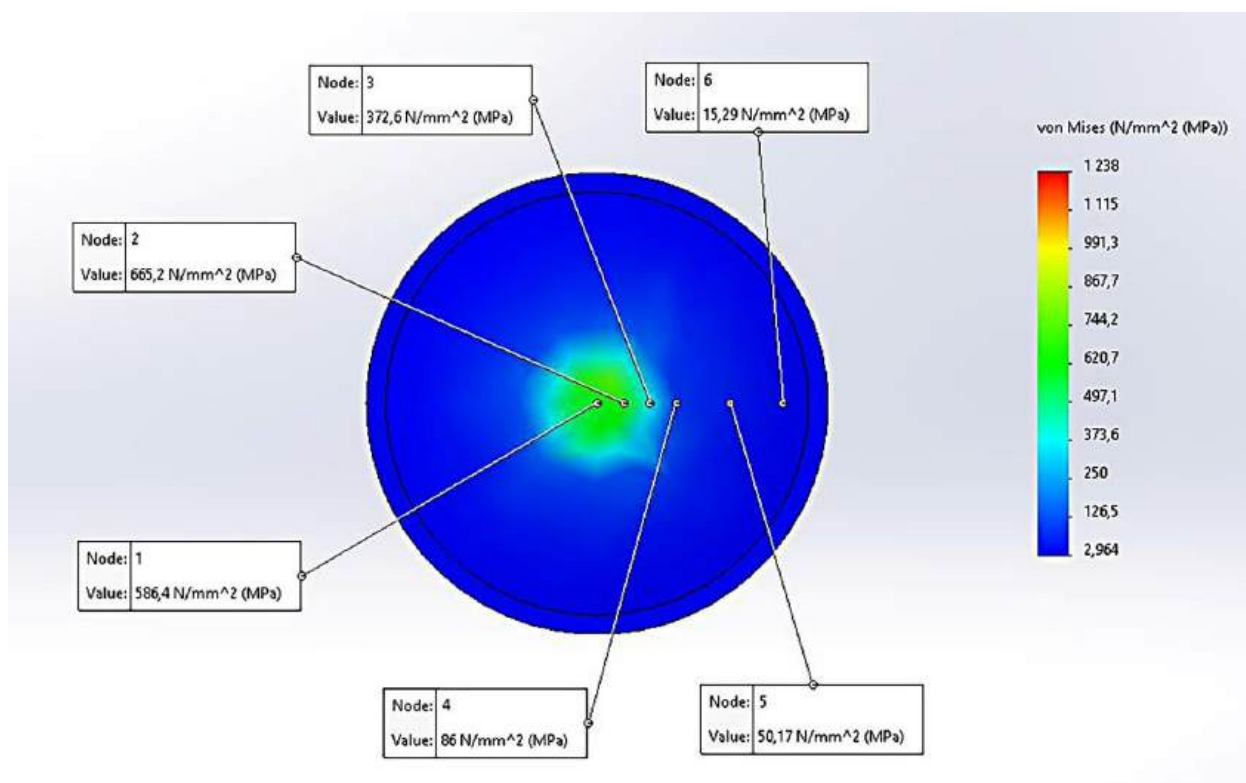


Рисунок 3.6 – Зміна напружень на поверхні контакту

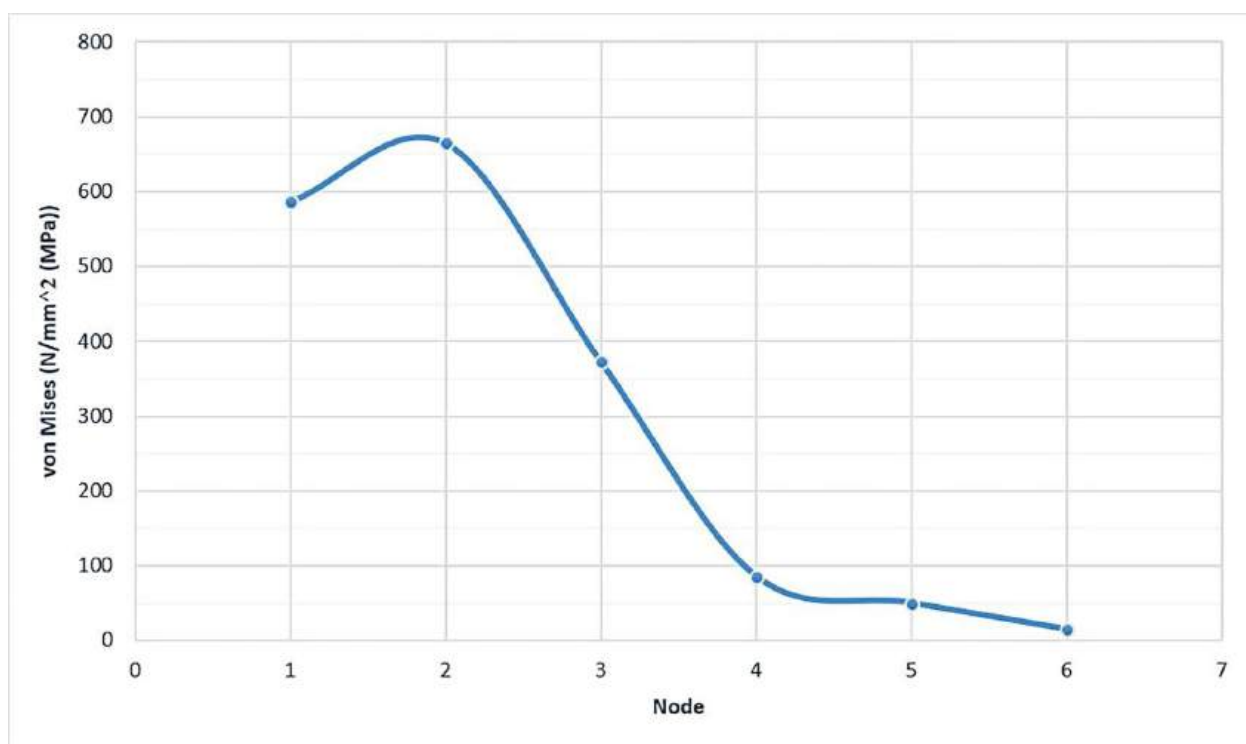


Рисунок 3.7 – Графік зміни напружень на поверхні контакту

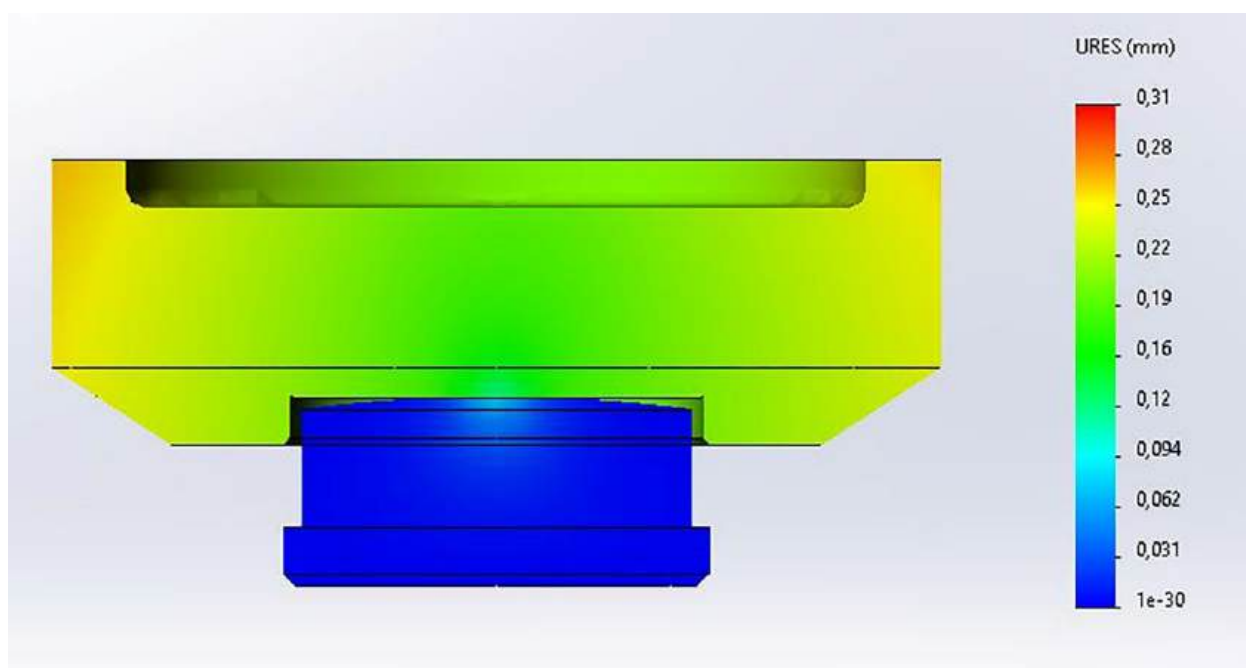


Рисунок 3.8 – Поле переміщень

Результати розрахунку при номінальному навантаженні та з розміром елементу розрахункової сітки у зоні контакту (згущення) 5 мм представлені на рис. 3.9 – 3.12).

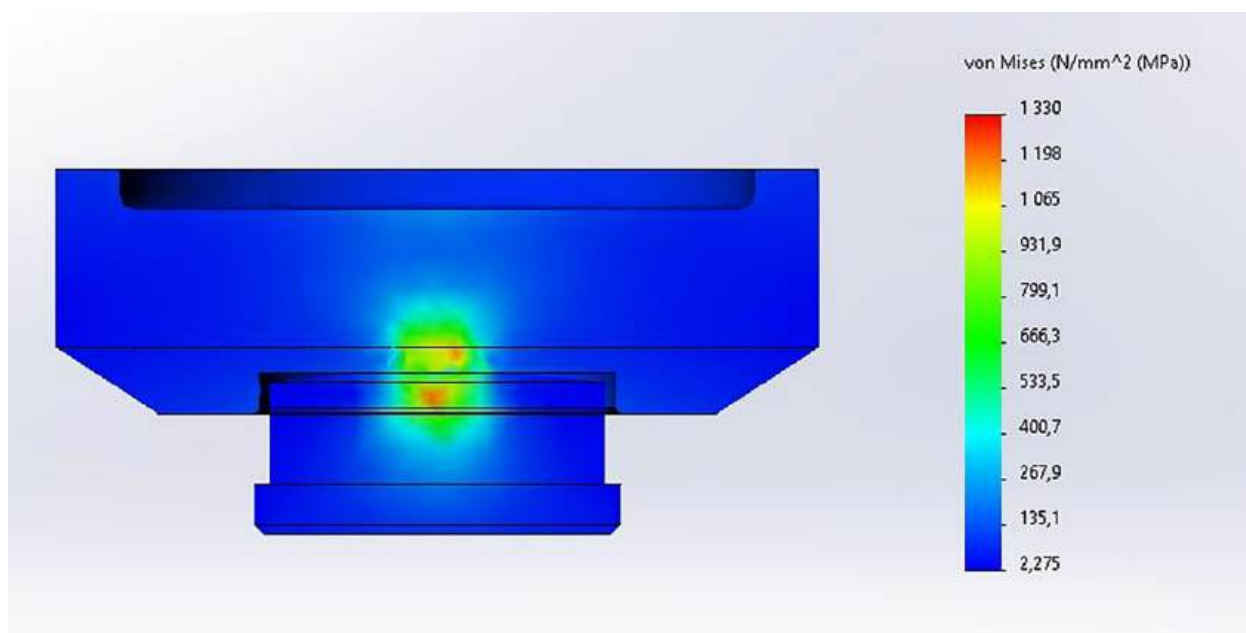


Рисунок 3.9 – Поле напружень

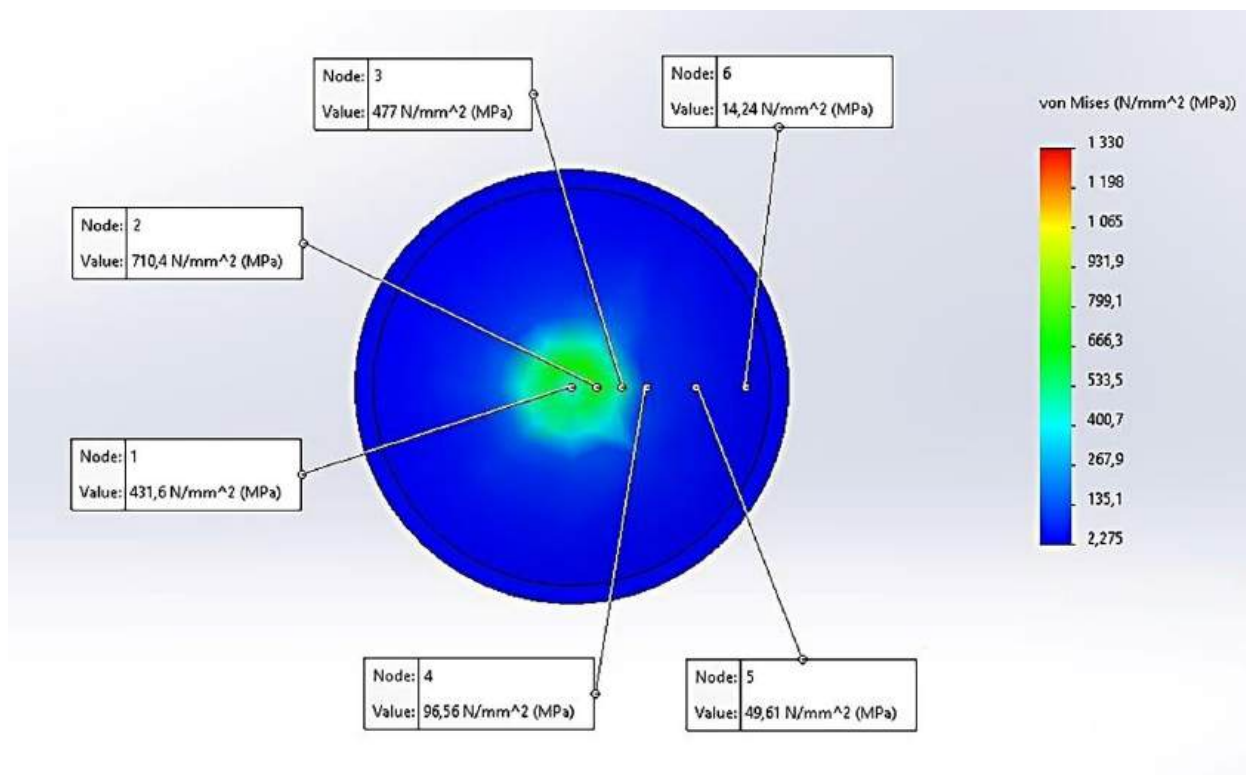


Рисунок 3.10 – Зміна напружень на поверхні контакту

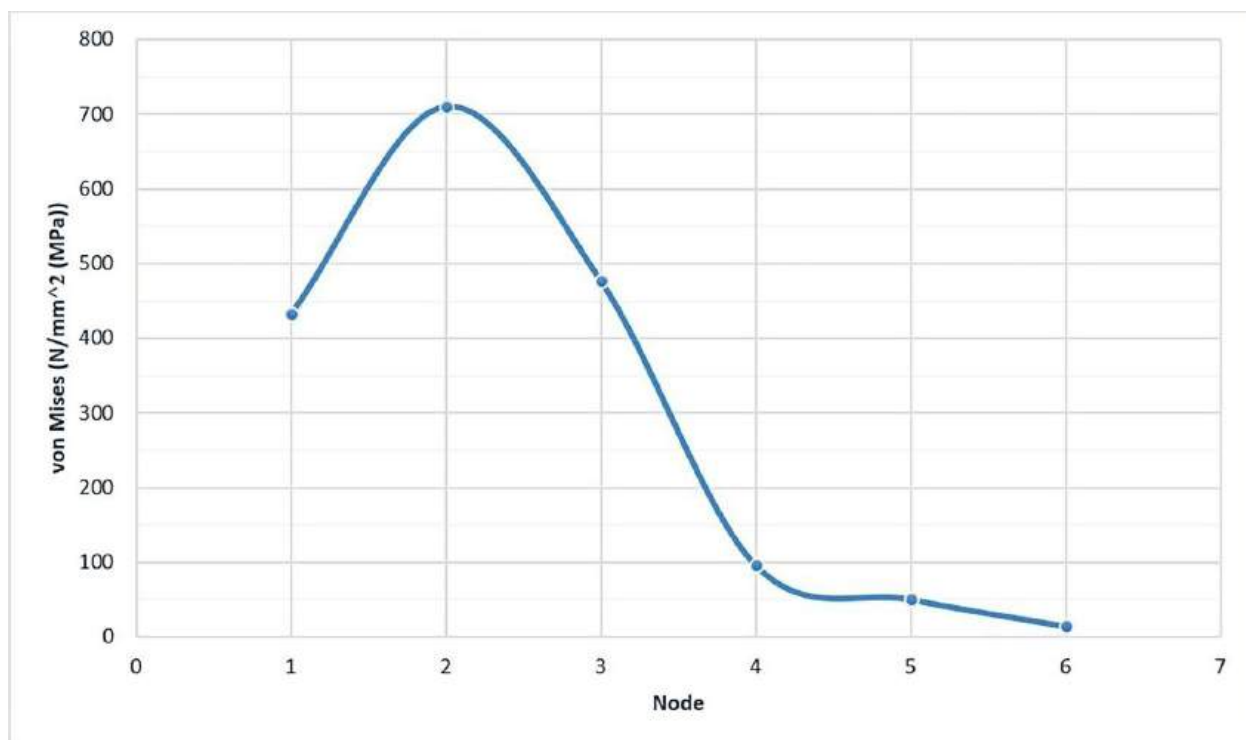


Рисунок 3.11 – Графік зміни напружень на поверхні контакту

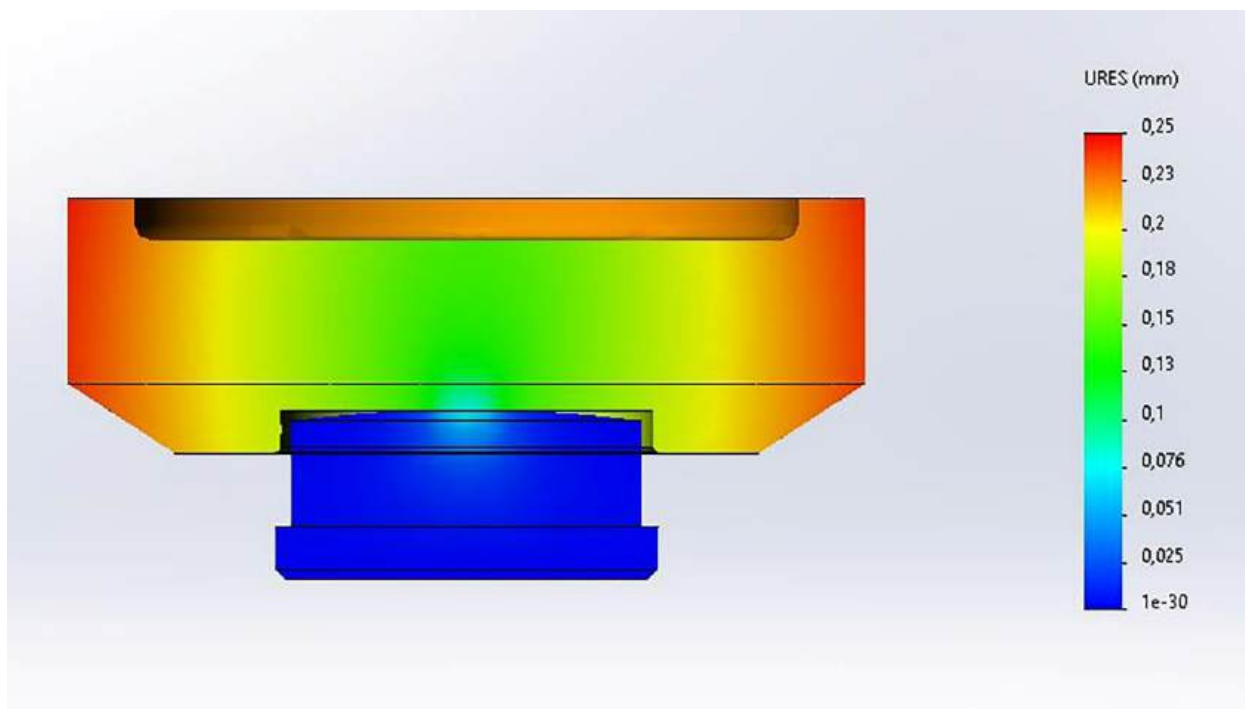


Рисунок 3.12 – Поле переміщень

Розрахункова сітка з мінімальними характерними розмірами скінченних елементів, при якій проводився розрахунок, представлена на рис. 3.13, розрахункова сітка зі згущенням в зоні концентрації напружень представлена на рис. 3.14. Подальше зменшення розмірів скінченних елементів було визнане недоцільним, оскільки результати розрахунку продемонстрували збіжність і практично не змінювалися при наступному уточненні дискретизації моделі. Зокрема, відхилення значень еквівалентних напружень та переміщень між сусідніми ітераціями згущення сітки знаходилися в межах допустимої похибки.

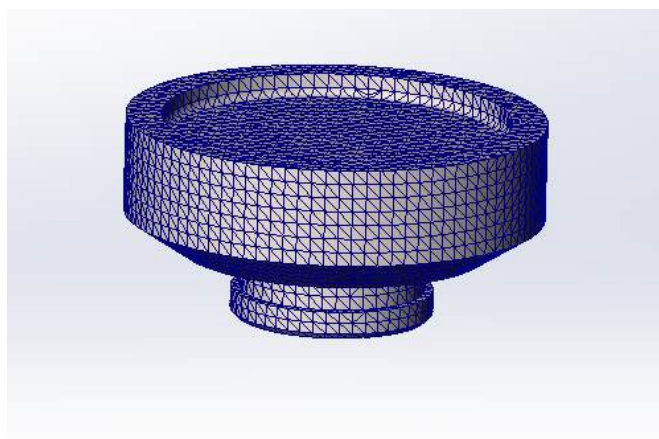


Рисунок 3.13 – Розрахункова сітка (розмір елементу 9 мм)

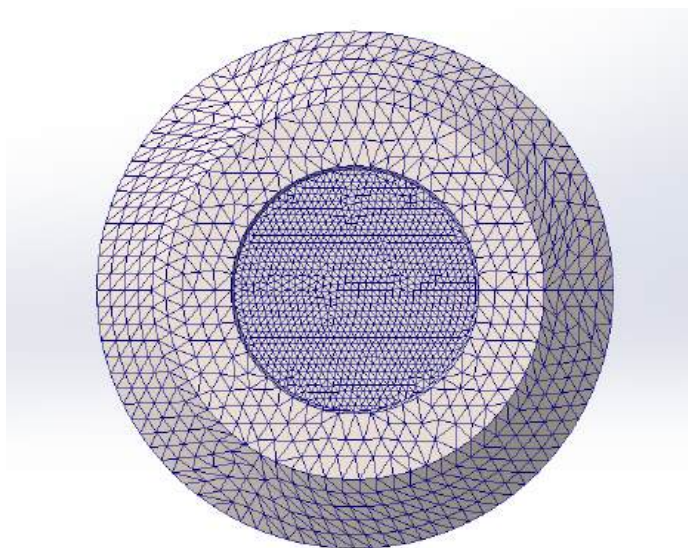


Рисунок 3.14 – Розрахункова сітка зі згущенням у зоні контакту
(розмір елементу 2 мм)

Результати розрахунку при номінальному навантаженні та з розміром елементу розрахункової сітки у зоні контакту (згущення) 2 мм представлені на рис. 3.15 – 3.18).

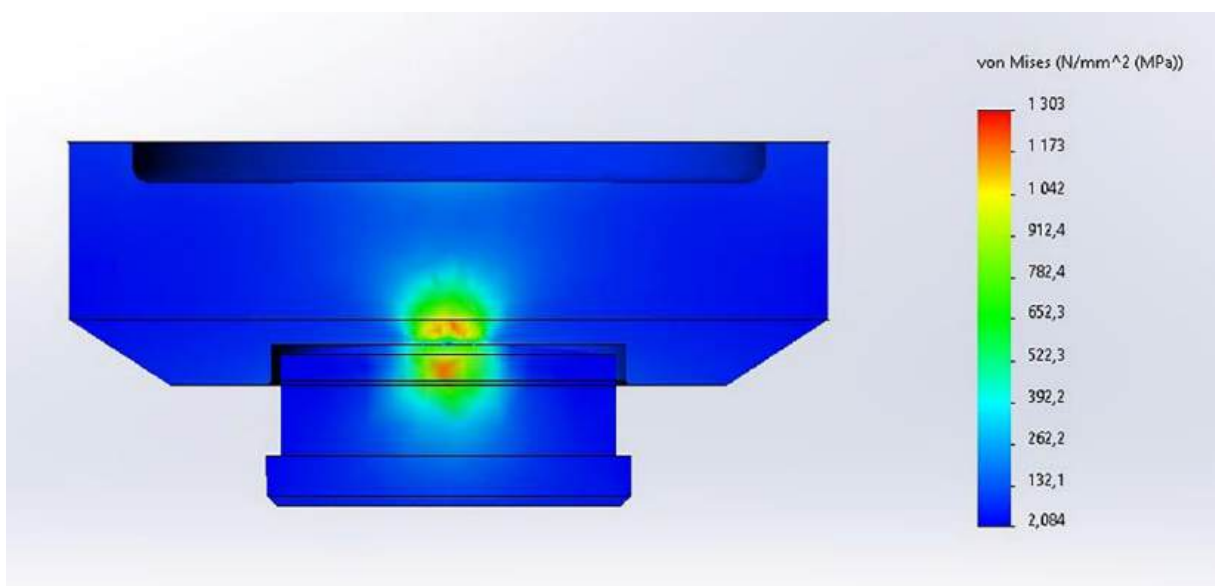


Рисунок 3.15 – Поле напружень

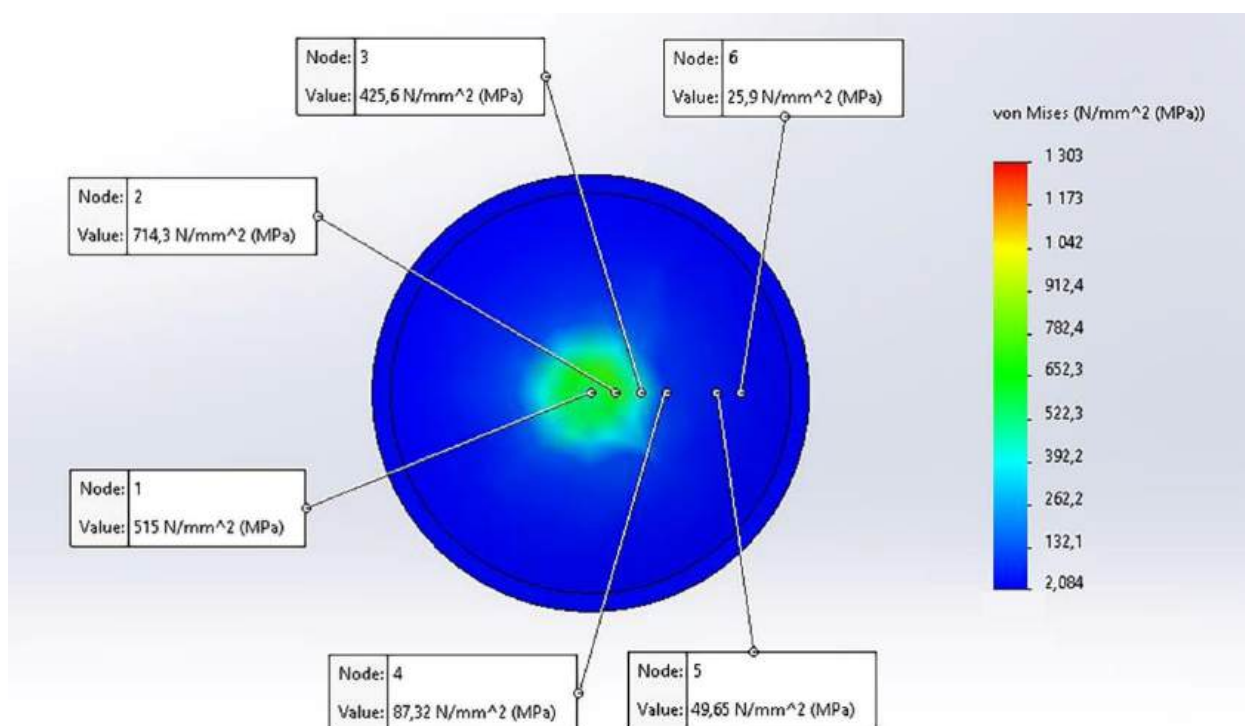


Рисунок 3.16 – Зміна напружень на поверхні контакту

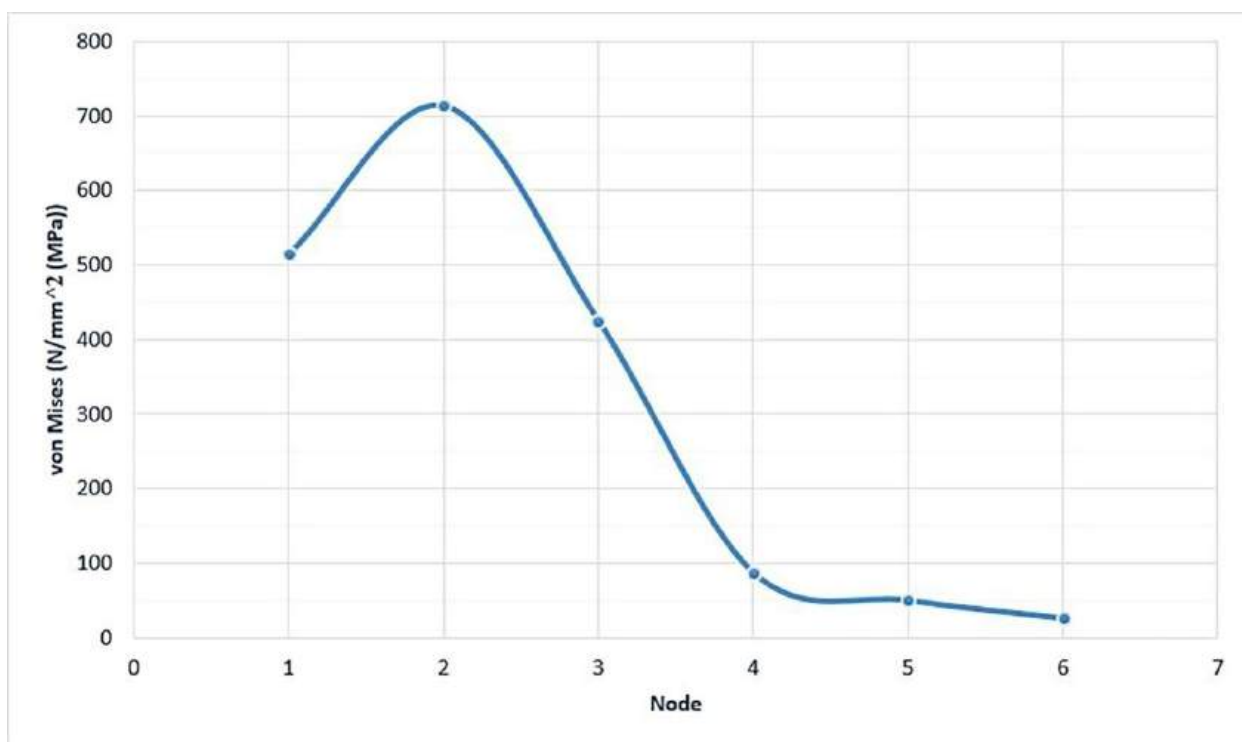


Рисунок 3.17 – Графік зміни напружень на поверхні контакту

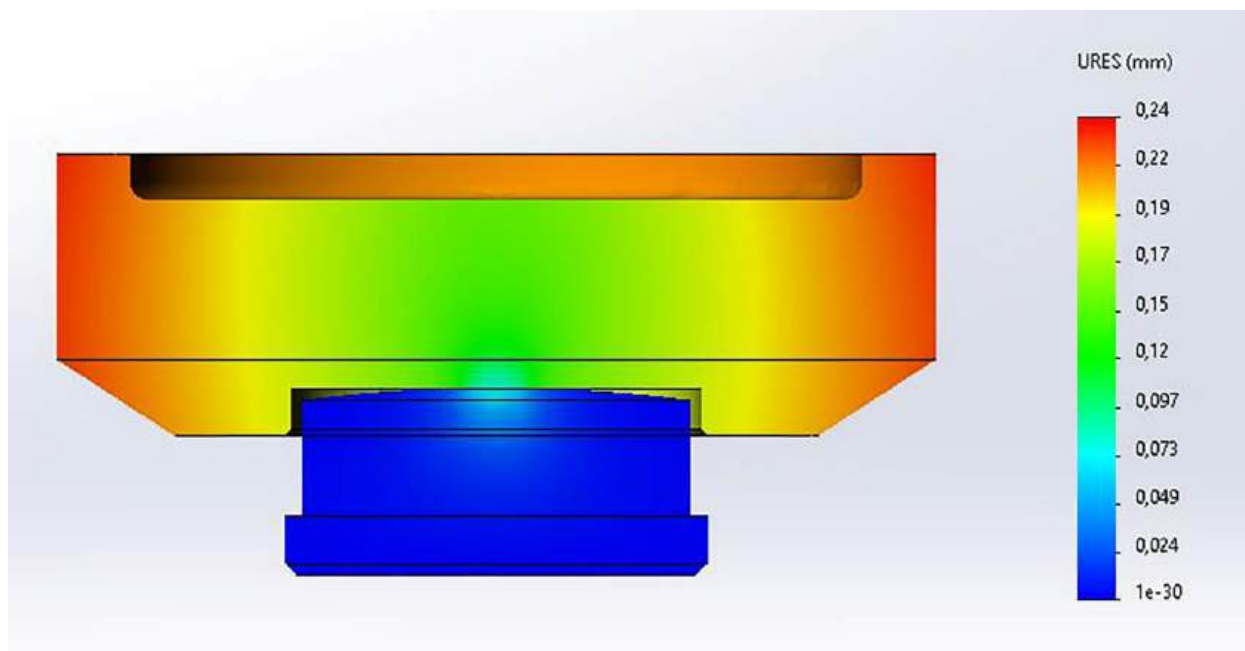


Рисунок 3.18 – Поле переміщень

Результати розрахунку при критичному навантаженні 220000 Н та з розміром елемента розрахункової сітки у зоні контакту (згущення) 9 мм представлені на рис. 3.19 – 3.22).

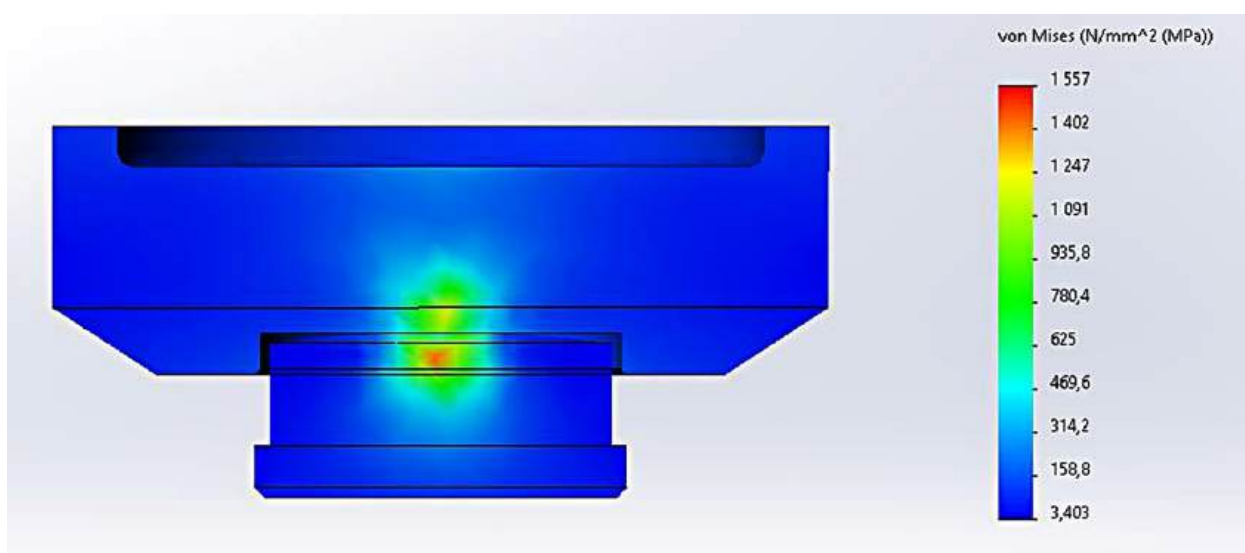


Рисунок 3.19 – Поле напружень

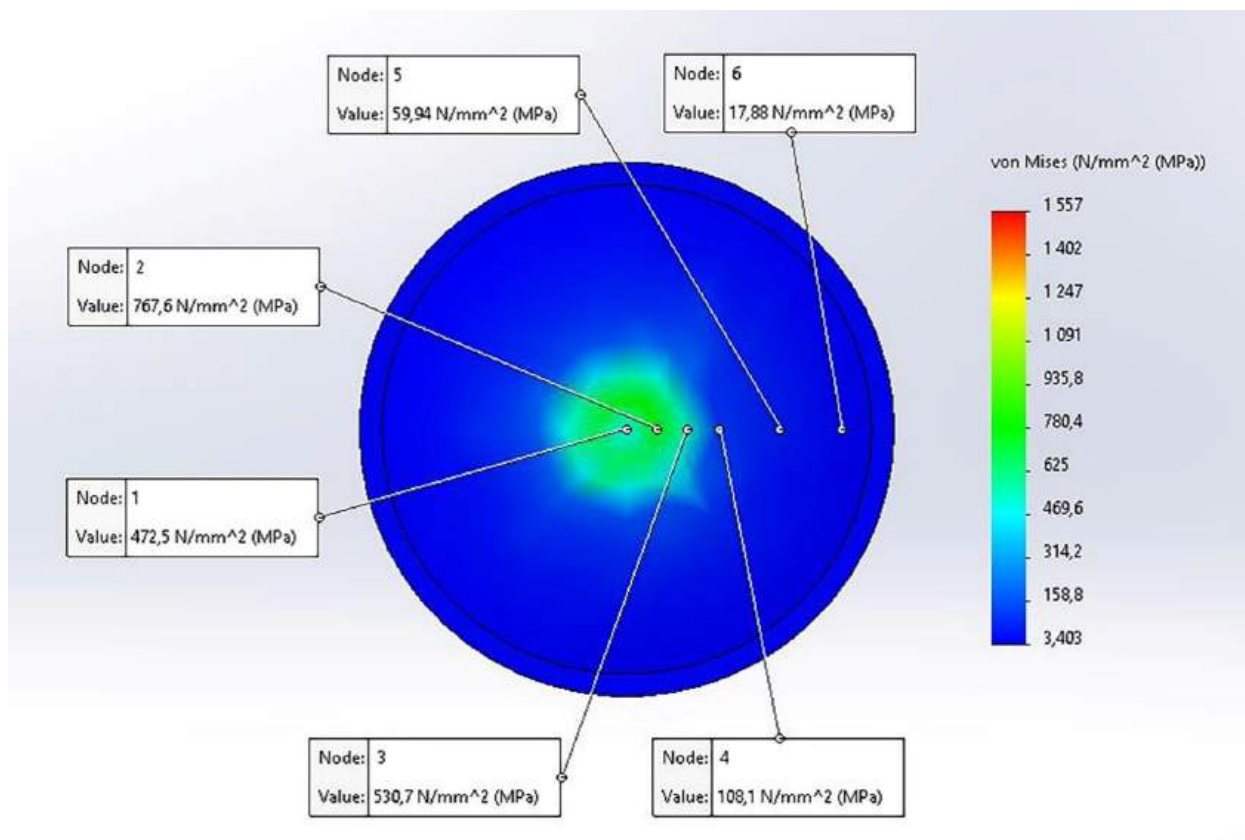


Рисунок 3.20 – Зміна напружень на поверхні контакту

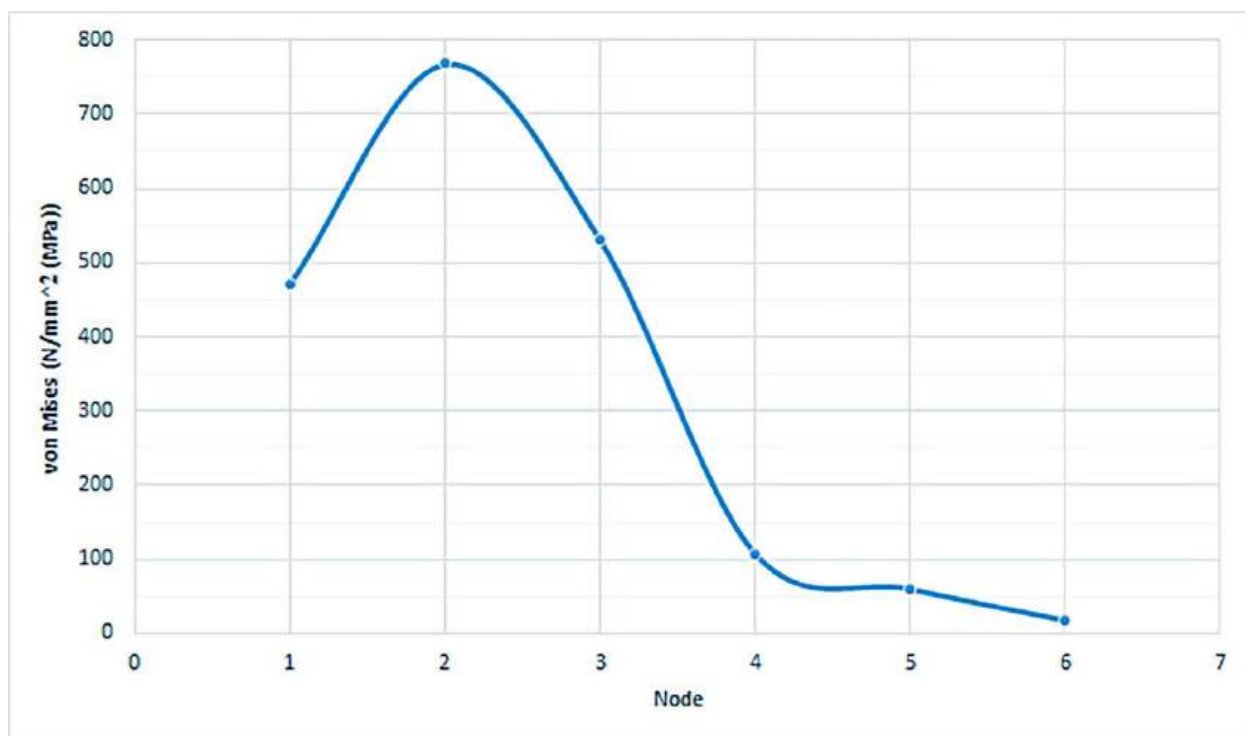


Рисунок 3.21 – Графік зміни напружень на поверхні контакту

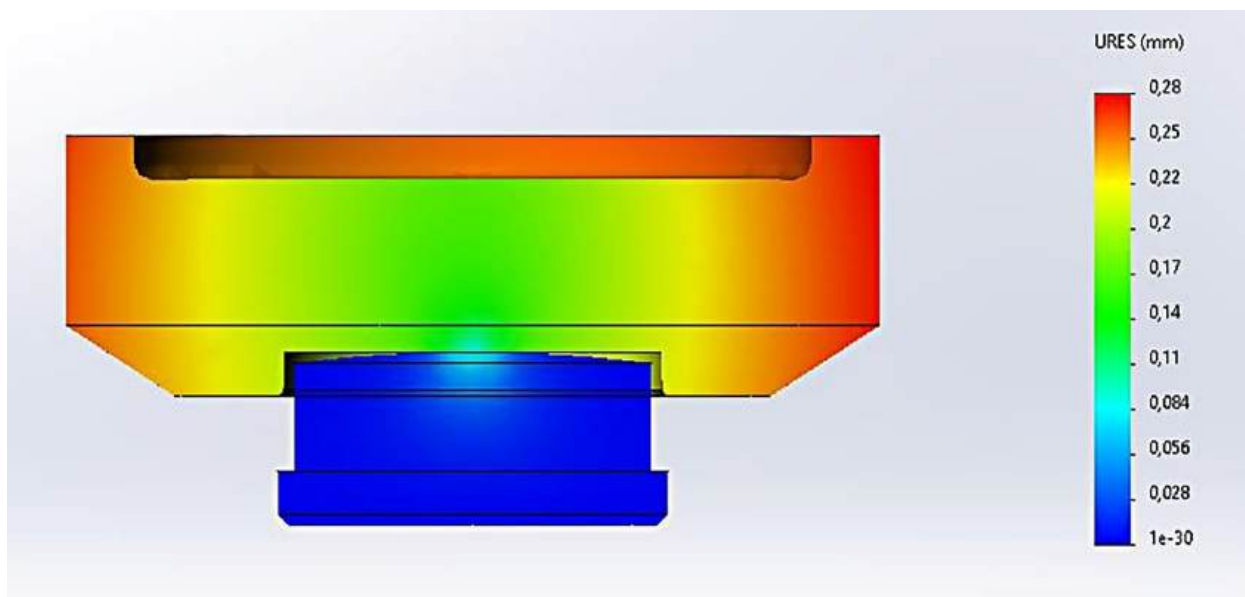


Рисунок 3.22 – Поле переміщень

Результати розрахунку при критичному навантаженні 220000 Н та з розміром елементу розрахункової сітки у зоні контакту (згущення) 5 мм представлені на рис. 3.23 – 3.26).

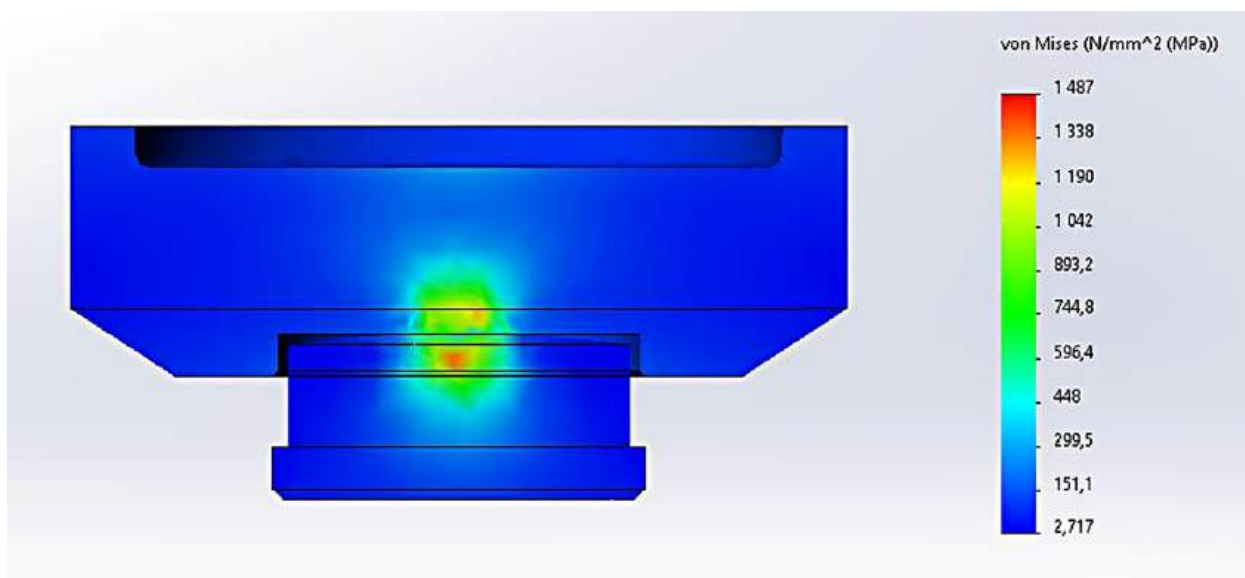


Рисунок 3.23 – Поле напружень

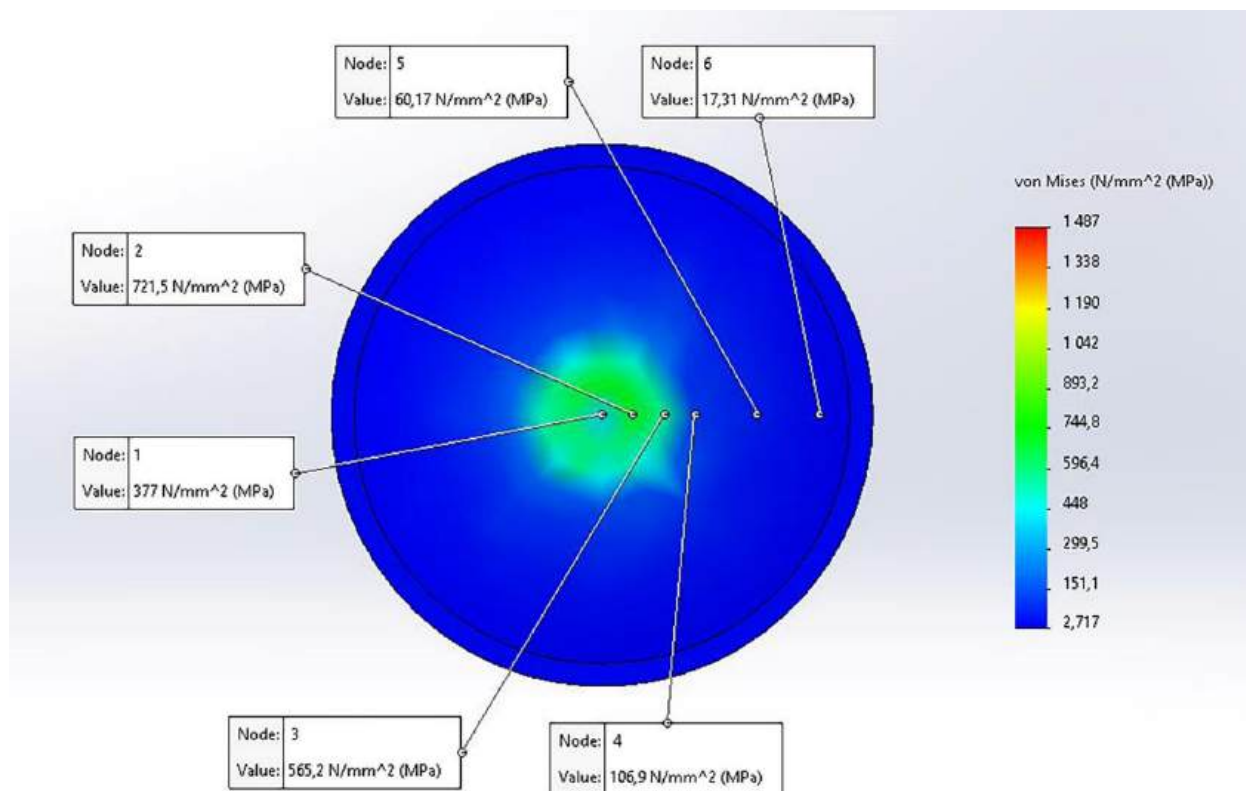


Рисунок 3.24 – Зміна напружень на поверхні контакту

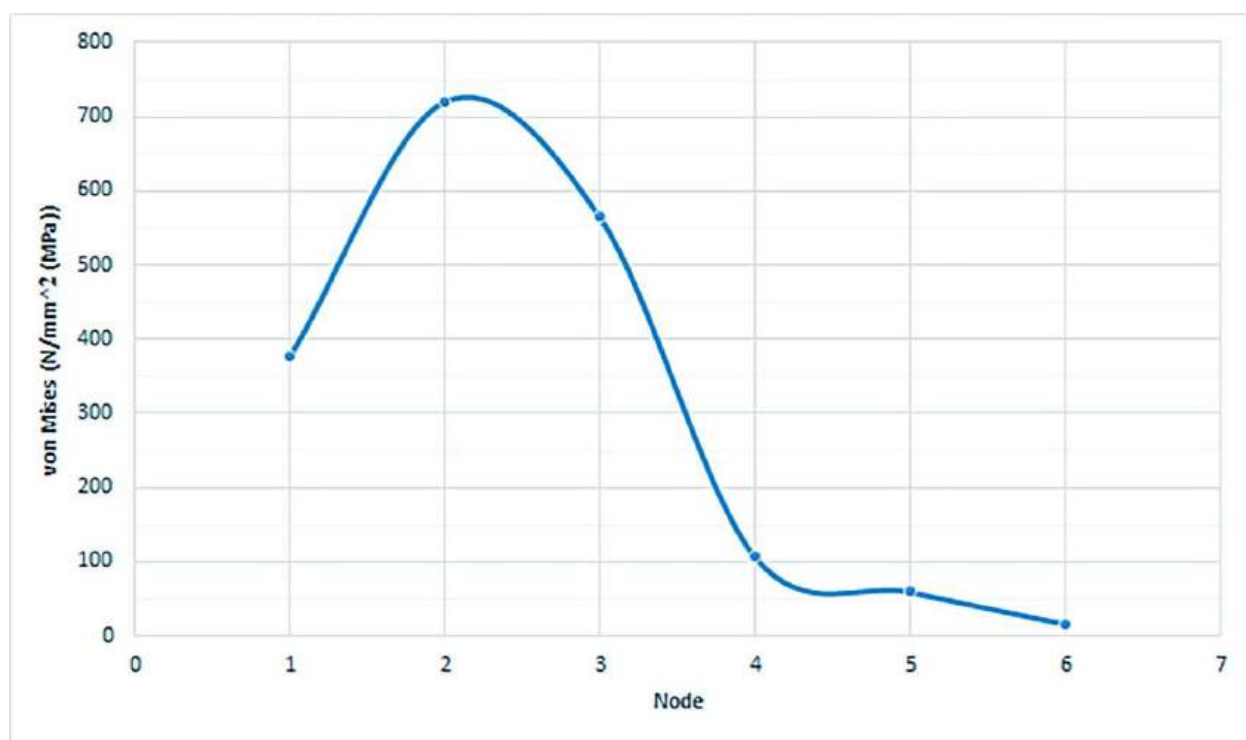


Рисунок 3.25 – Графік зміни напружень на поверхні контакту

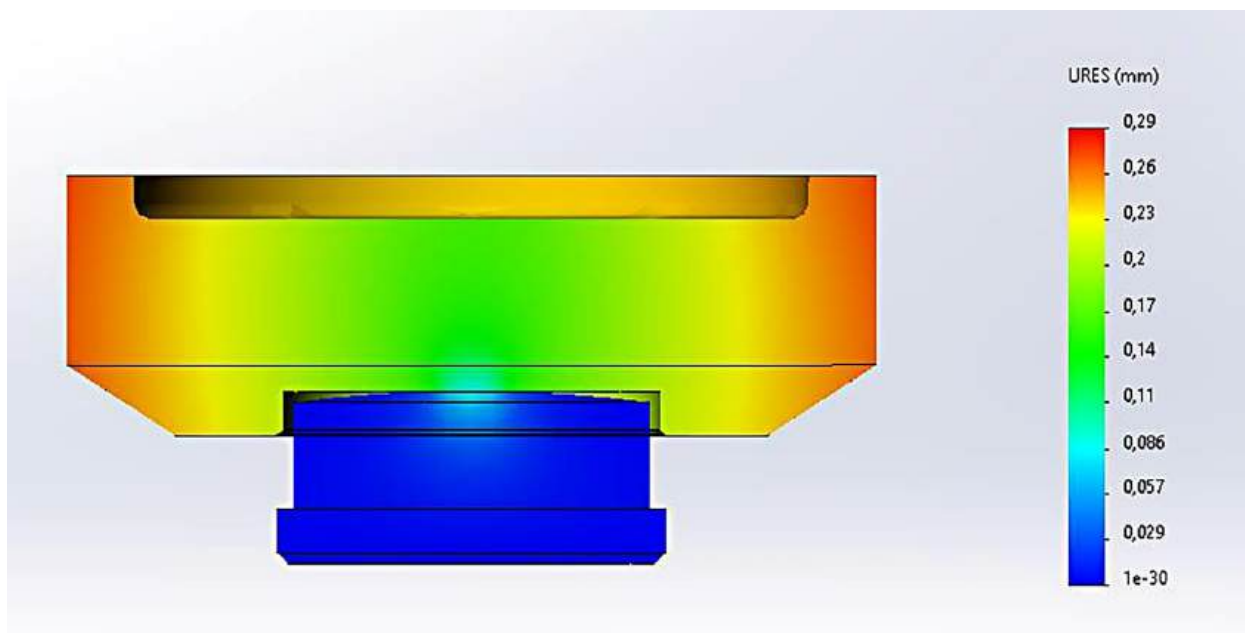


Рисунок 3.26 – Поле переміщень

Результати розрахунку при критичному навантаженні 220000 Н та з розміром елементу розрахункової сітки у зоні контакту (згущення) 2 мм представлені на рис. 3.27 – 3.30).

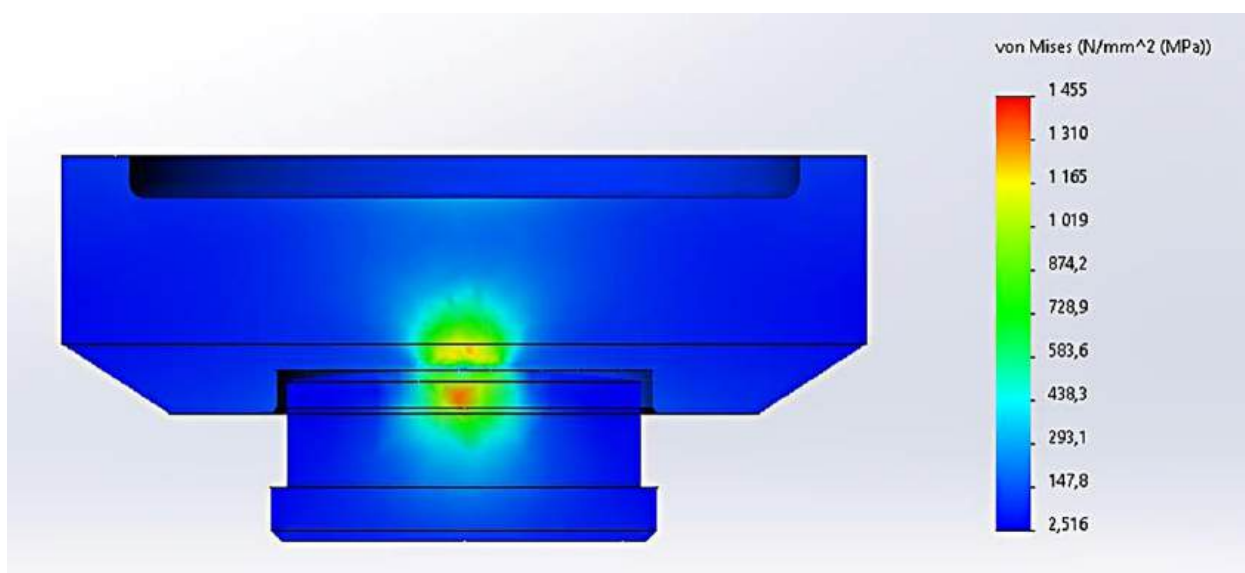


Рисунок 3.27 – Поле напружень

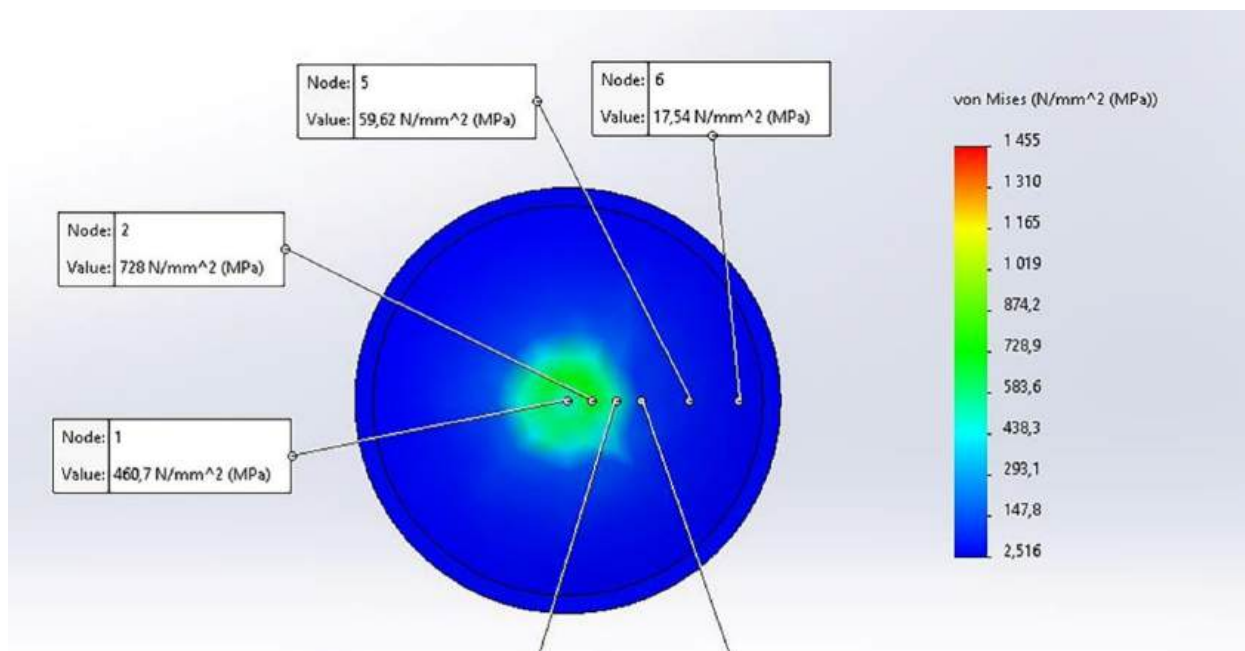


Рисунок 3.28 – Зміна напружень на поверхні контакту

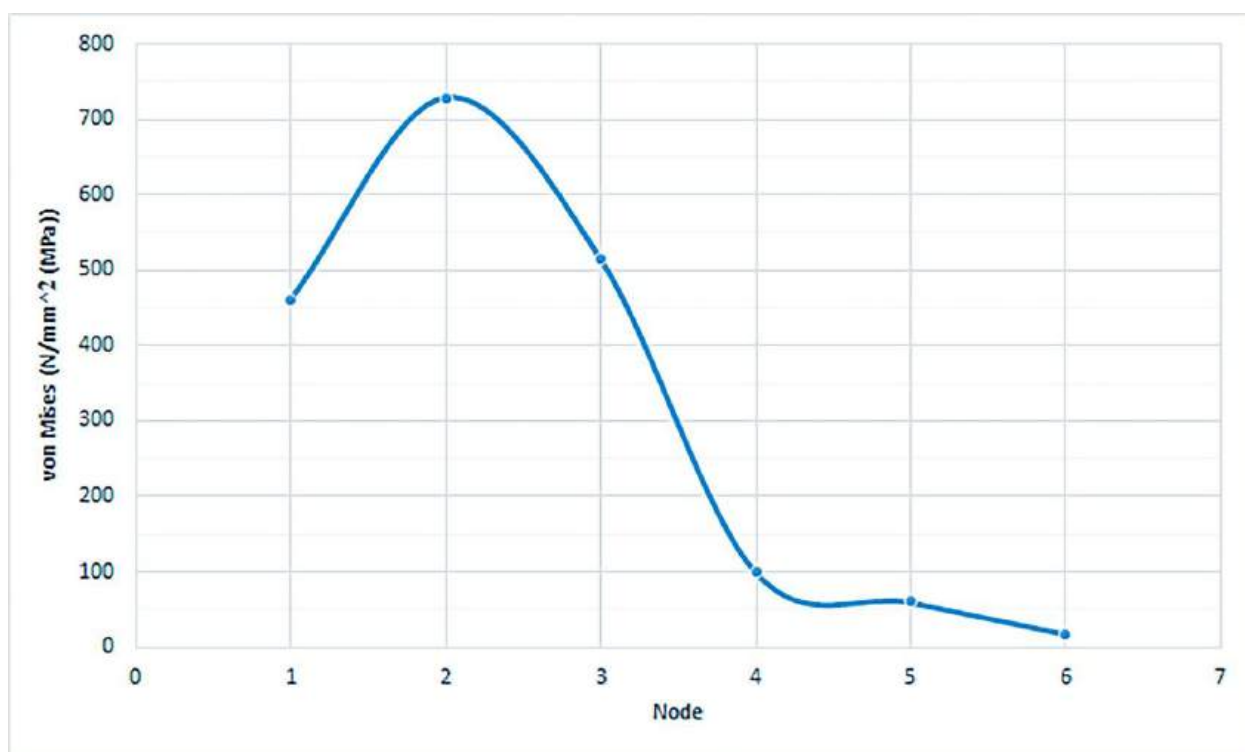


Рисунок 3.29 – Графік зміни напружень на поверхні контакту

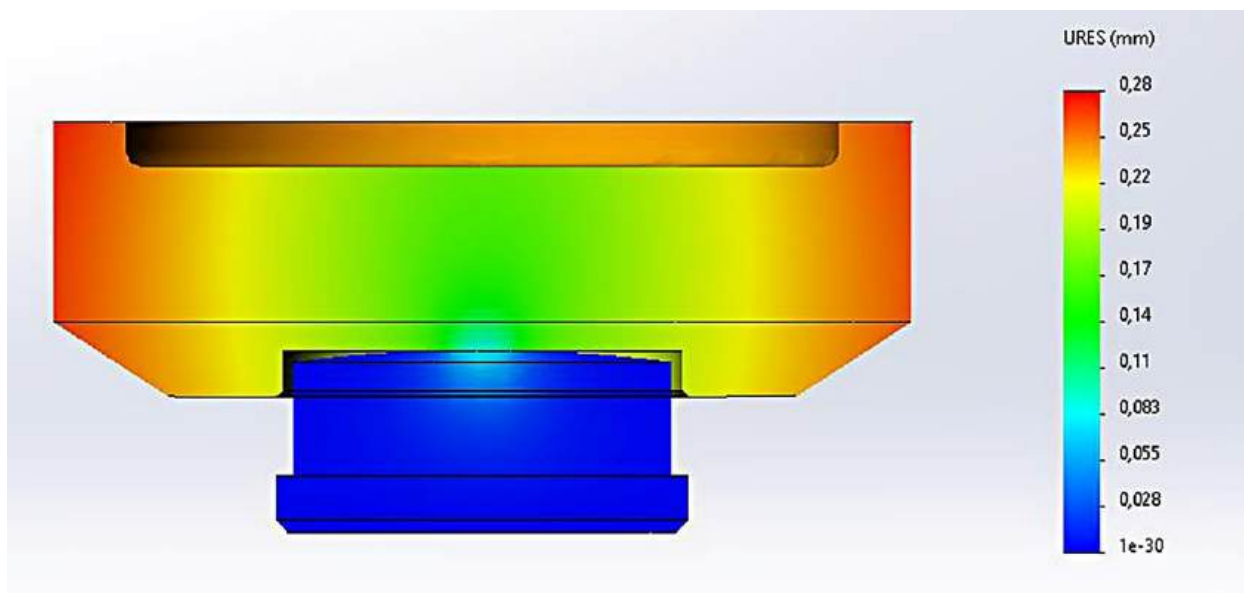


Рисунок 3.30 – Поле переміщень

Коефіцієнт запасу міцності визначається за наступною формулою:

$$K = \frac{\sigma_0}{\sigma_1} . \quad (3.1)$$

Для представленої конструкції (за результатами розрахунку при згущенні сітки у зоні контакту до 2 мм) коефіцієнт запасу міцності для контактної поверхні становить: при номінальному навантаженні 1,65; при критичному навантаженні 1,60.

Максимальне переміщення становить: при номінальному навантаженні 0,24 мм; при критичному навантаженні: 0,28 мм.

3.3 Тривимірний розрахунок міцності опорного болта

Розрахунок вертикально розташованої деталі на максимальне осьове (поздовжнє) навантаження виконується шляхом знаходження критичного зусилля, тобто зусилля, при якому ця деталь втрачає стійкий стан (несучу здатність) [6].

Одним з факторів, що впливають на стійкість деталі, є спосіб закріплення її

кінців. Найбільш розповсюдженими способами є одностороннє защемлення (як правило знизу) та двостороннє защемлення (і знизу, і зверху). При розрахунку це враховується спеціальним коефіцієнтом, який знижує критичну силу.

Величина критичної сили прямо пропорційно залежить від жорсткості перерізу деталі та обернено пропорційно від осьової довжини деталі.

За результатами тривимірного розрахунку виконується порівняння межі плинності матеріалу та максимального отриманого напруження в характерному перерізі деталі. Далі розраховується запас міцності елемента, отримане значення порівнюється із рекомендованою величиною запасу міцності [7]. Рекомендована величина запасу міцності для сталевих деталей дорівнює $1,5 \dots 3,0$.

При виконанні тривимірного розрахунку також необхідно контролювати величини отриманих деформацій та переміщень елемента з метою недопущення втрати працездатності конструкції, порушення умов контакту або виникнення пластичних деформацій, що можуть призвести до зміни геометрії деталі та погіршення її експлуатаційних характеристик.

Задані граничні умови та навантаження представлені на рис. 3.31. Номінальне навантаження на опорну поверхню болта становить 183000 Н, опорний болт є жорстко закріпленим. Розрахункова сітка представлена на рис. 3.32.

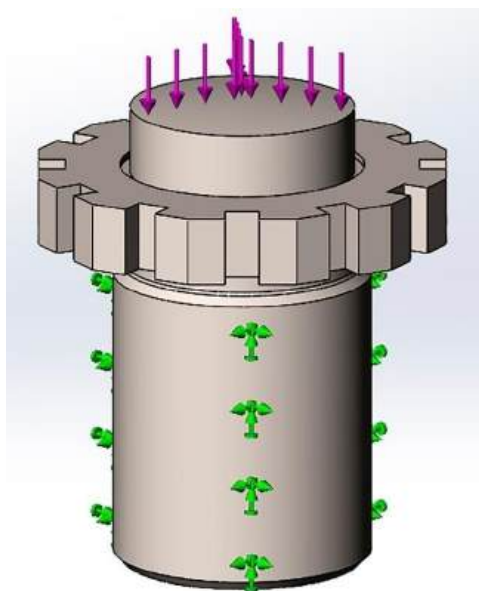


Рисунок 3.31 – Граничні умови і навантаження

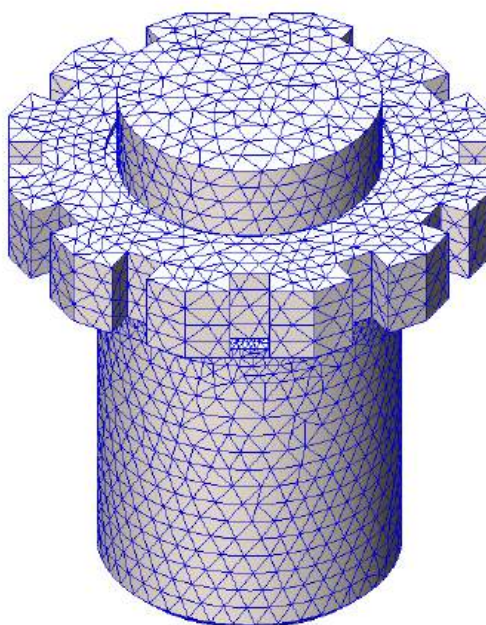


Рисунок 3.32 – Розрахункова сітка (розмір елементу 9 мм)

Результати розрахунку при номінальному навантаженні 183000 Н наведені на рис.3.33 – 3.35.

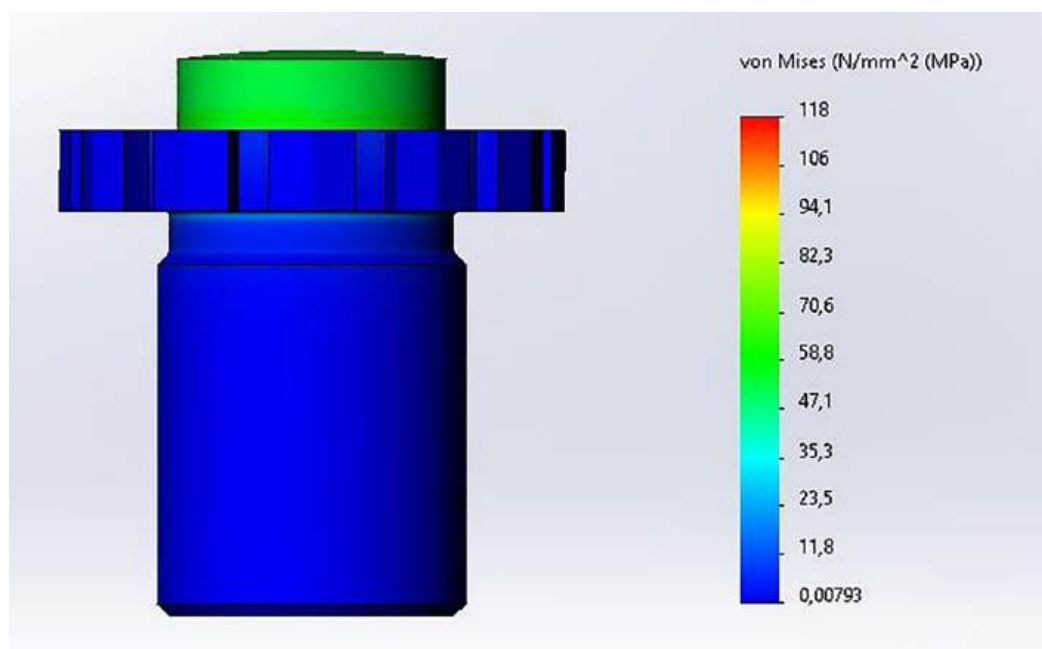


Рисунок 3.33 – Поле напружень

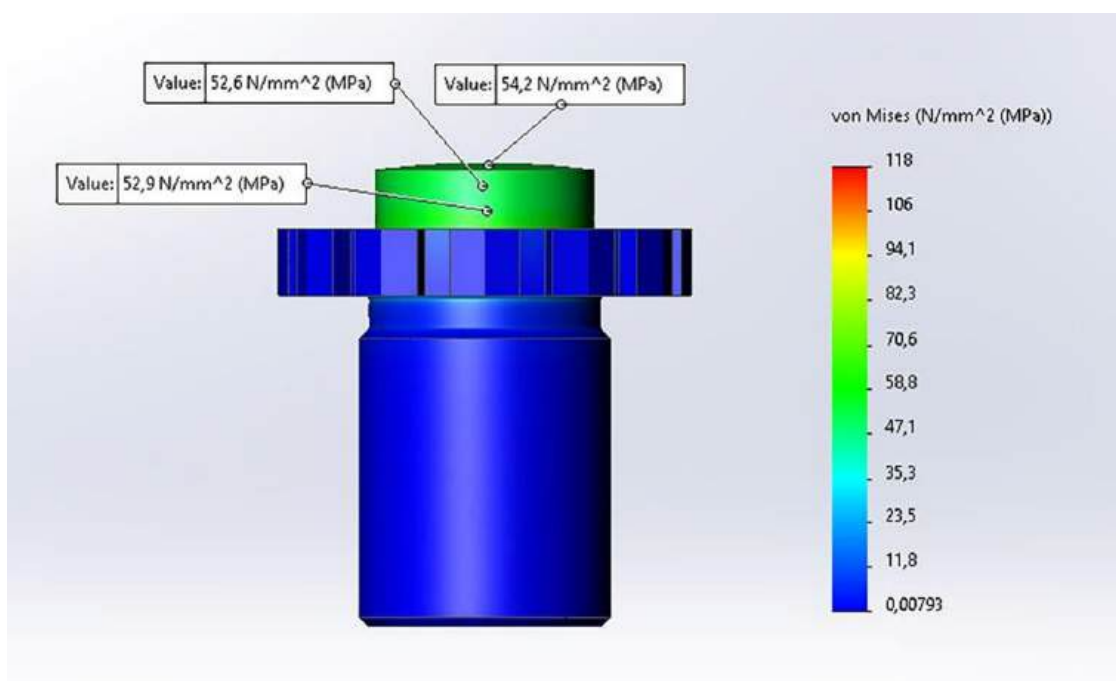


Рисунок 3.34 – Зміна напружень на поверхні контакту

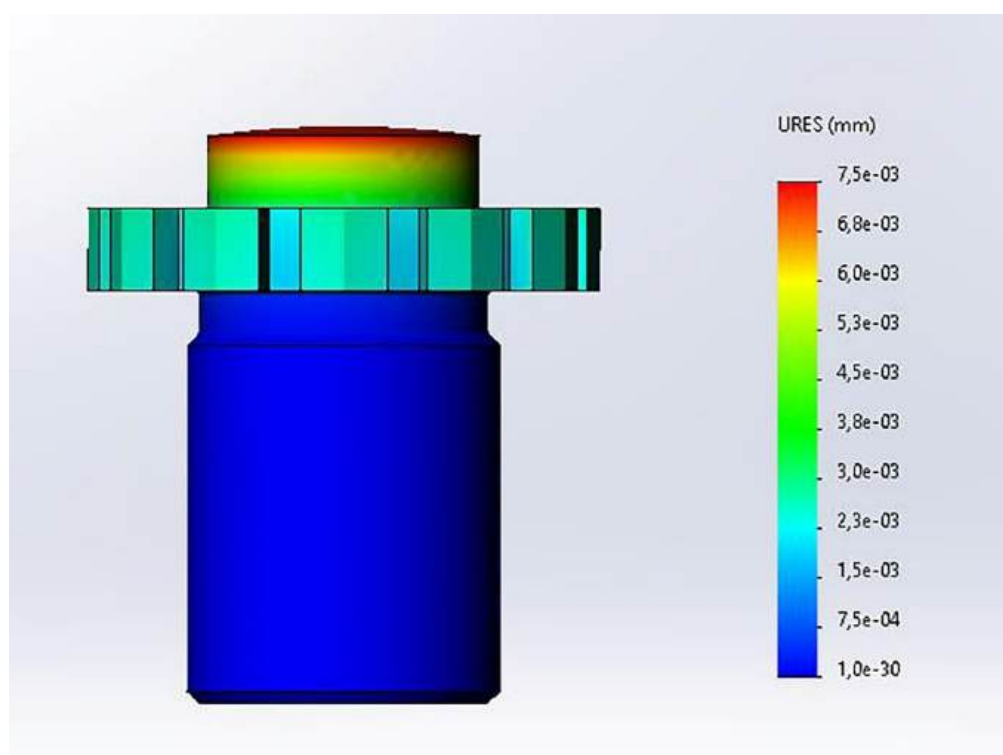


Рисунок 3.35 – Поле переміщень

Результати розрахунку при критичному навантаженні 220000 Н наведені на рис.3.36 – 3.38.

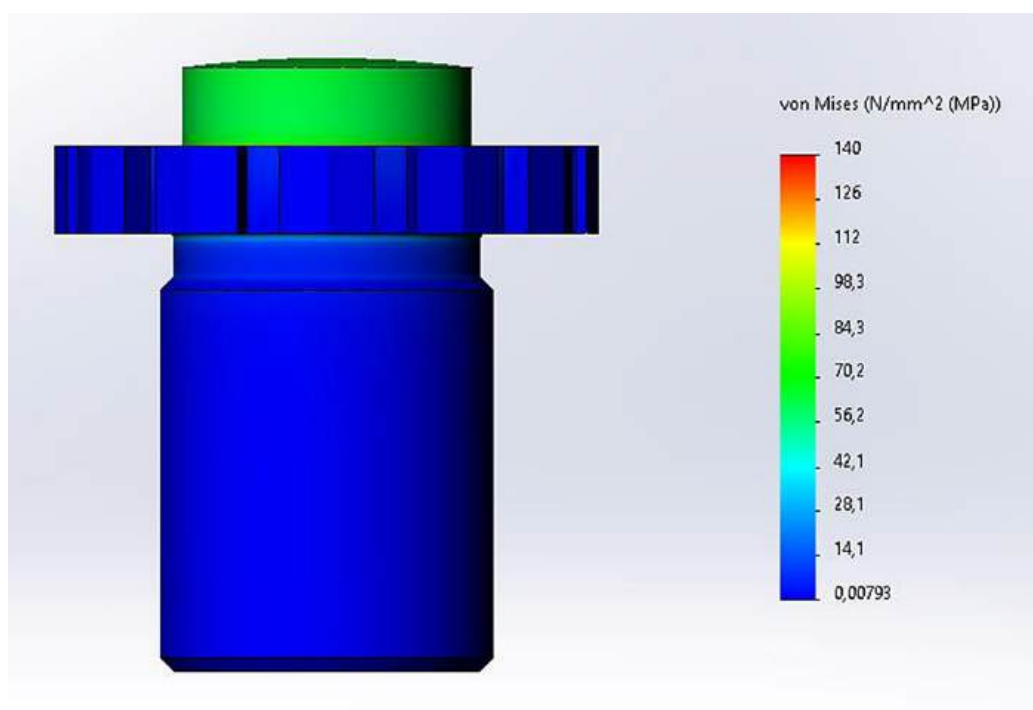


Рисунок 3.36 – Поле напружень

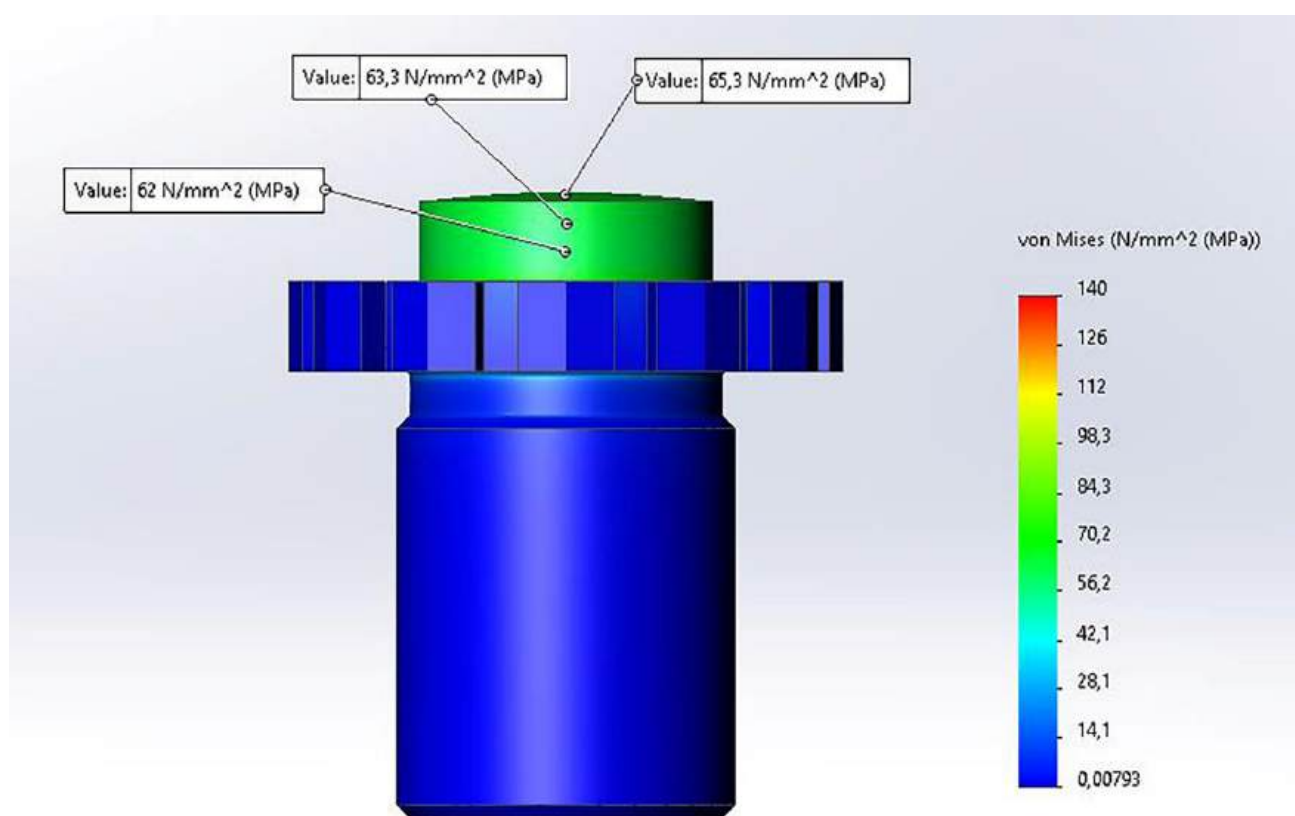


Рисунок 3.37 – Зміна напружень на поверхні контакту

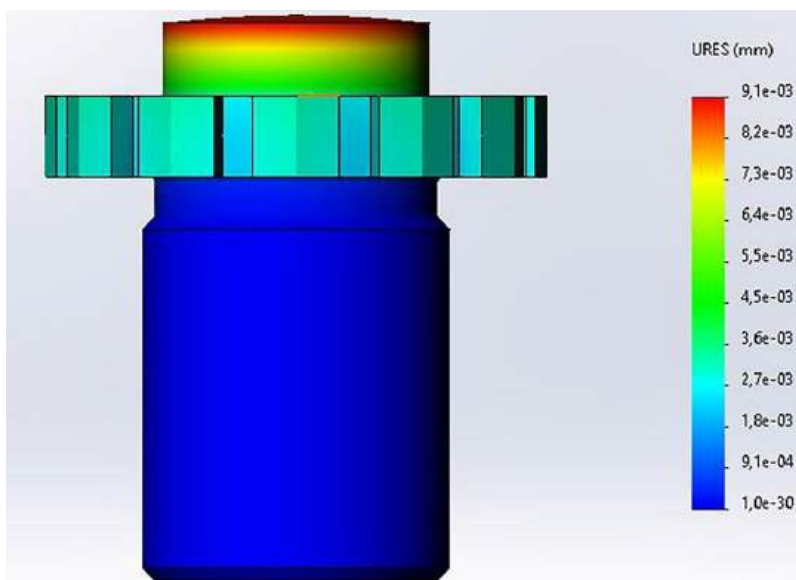


Рисунок 3.38 – Поле переміщень

Коефіцієнт запасу міцності для основної частини становить: при номінальному навантаженні 11; при критичному навантаженні 9,5. Переміщення при номінальному і критичному навантаженнях не перевищують 0,01 мм. Конструкція відповідає нормам стійкості [8].

3.4 Тривимірний розрахунок міцності пружної камери без оливи

Граничні умови та навантаження представлені на рис. 3.39. Номінальне навантаження на опорну поверхню пружної камери становить 183000 Н, камера є жорстко закріпленою. Розрахункова сітка представлена на рис. 3.40.

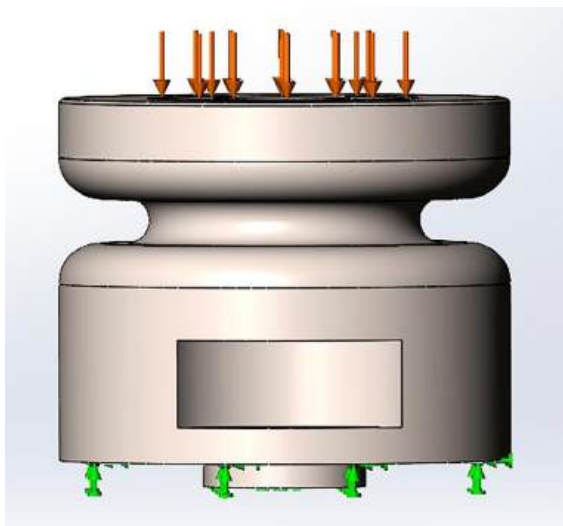


Рисунок 3.39 – Граничні умови і навантаження

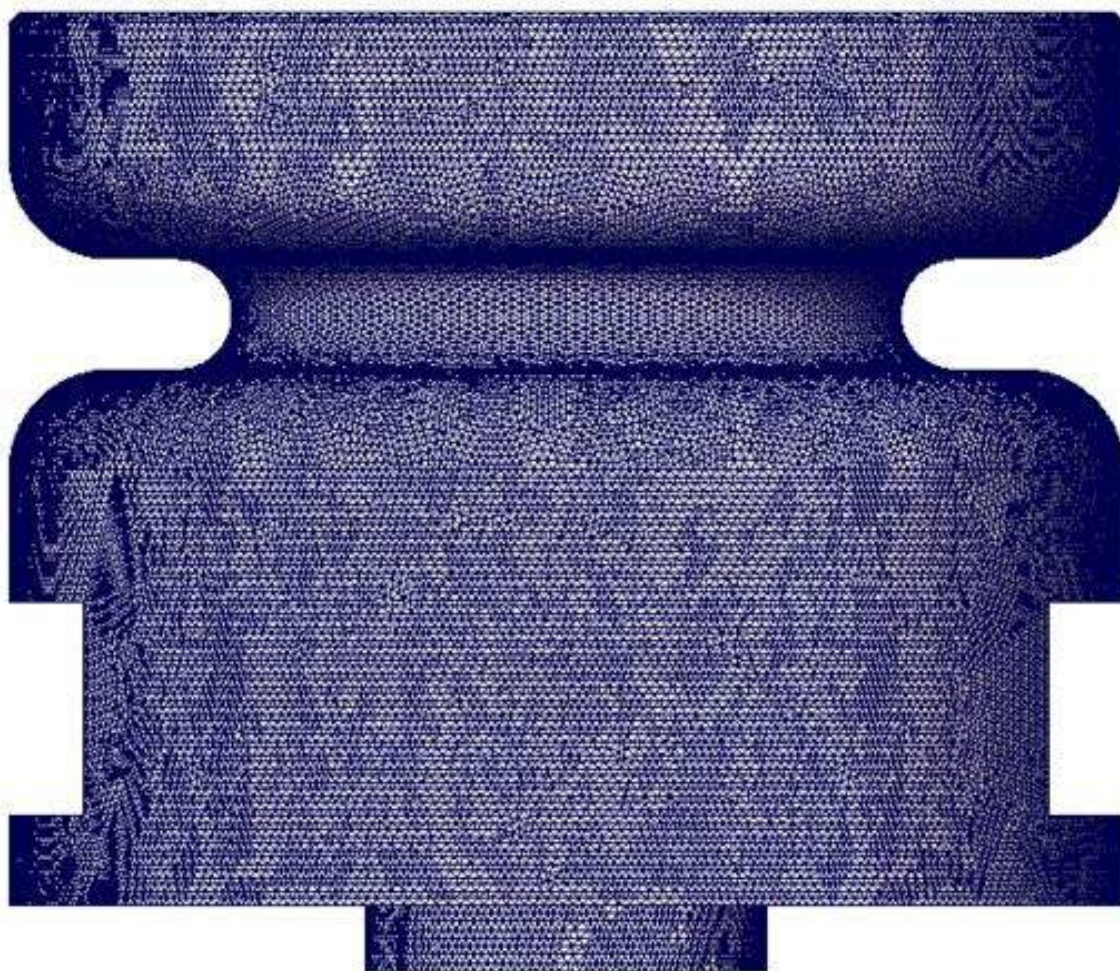


Рисунок 3.40 – Розрахункова сітка (розмір елемента 2 мм)

Результати розрахунку при номінальному навантаженні 183000 Н наведені на рис.3.41 – 3.47.

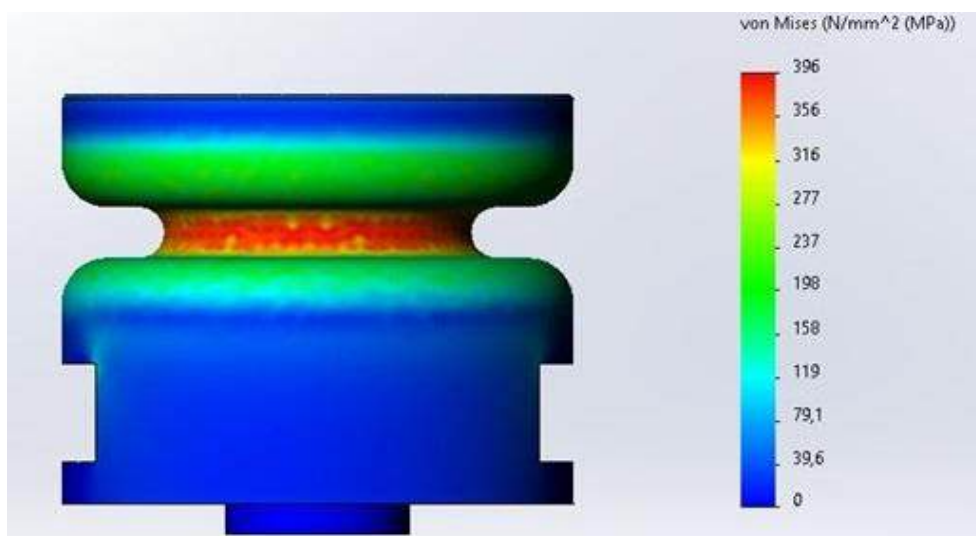


Рисунок 3.41 – Поле напружень на поверхні камери

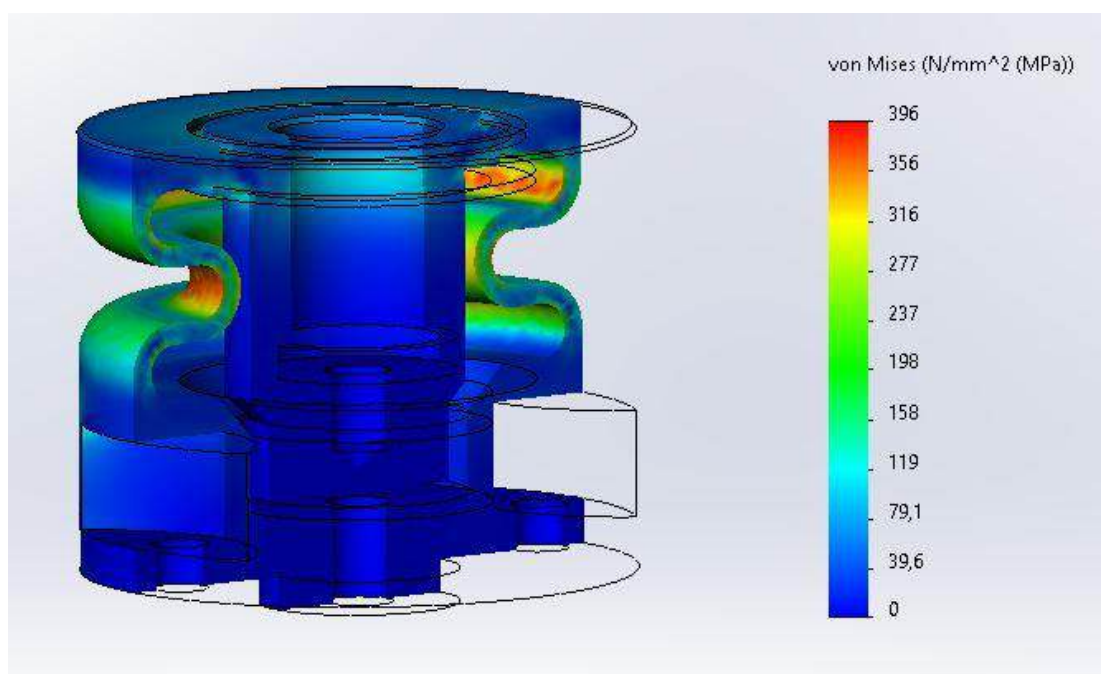


Рисунок 3.42 – Поле напружень у поперечному перерізі камери

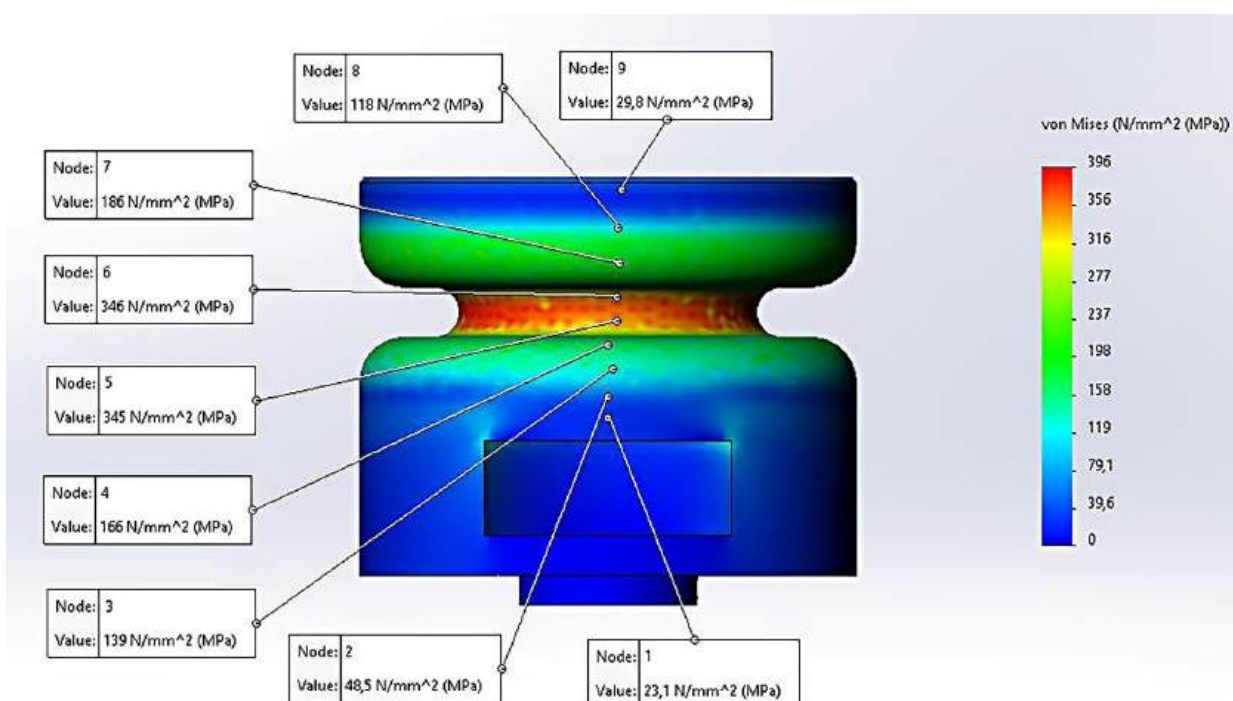


Рисунок 3.43 – Зміна напружень на поверхні камери

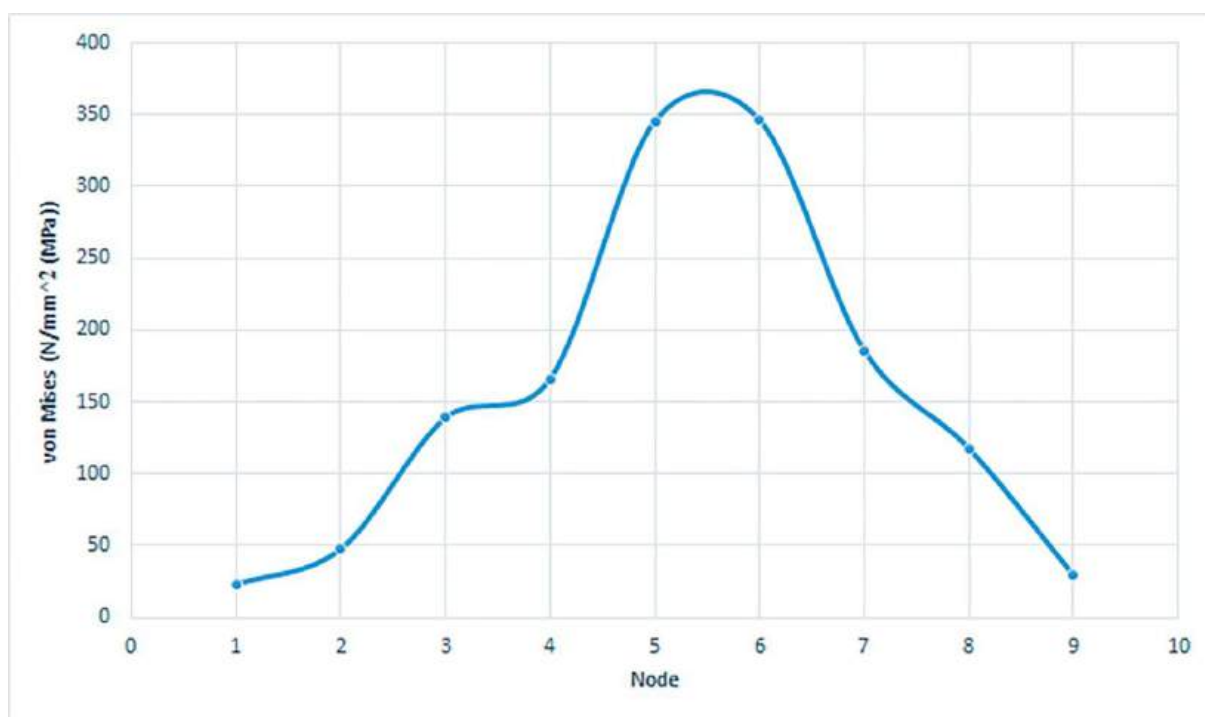


Рисунок 3.44 – Графік зміни напружень на поверхні камери

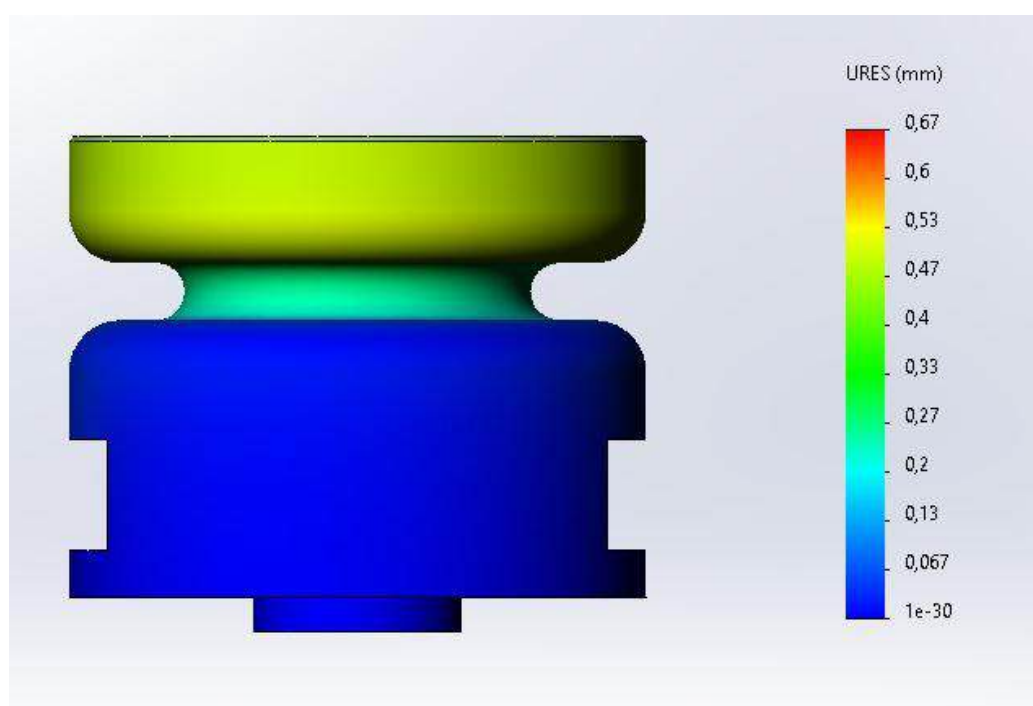


Рисунок 3.45 – Поле переміщень на поверхні камери

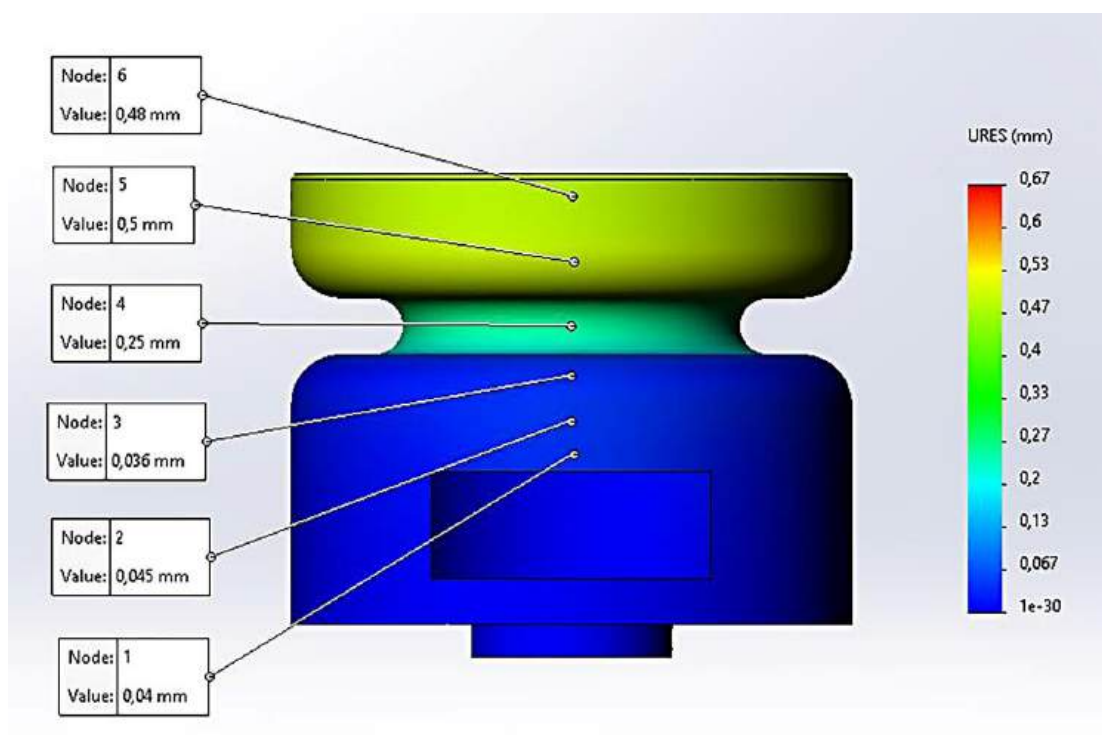


Рисунок 3.46 – Зміна переміщень на поверхні камери

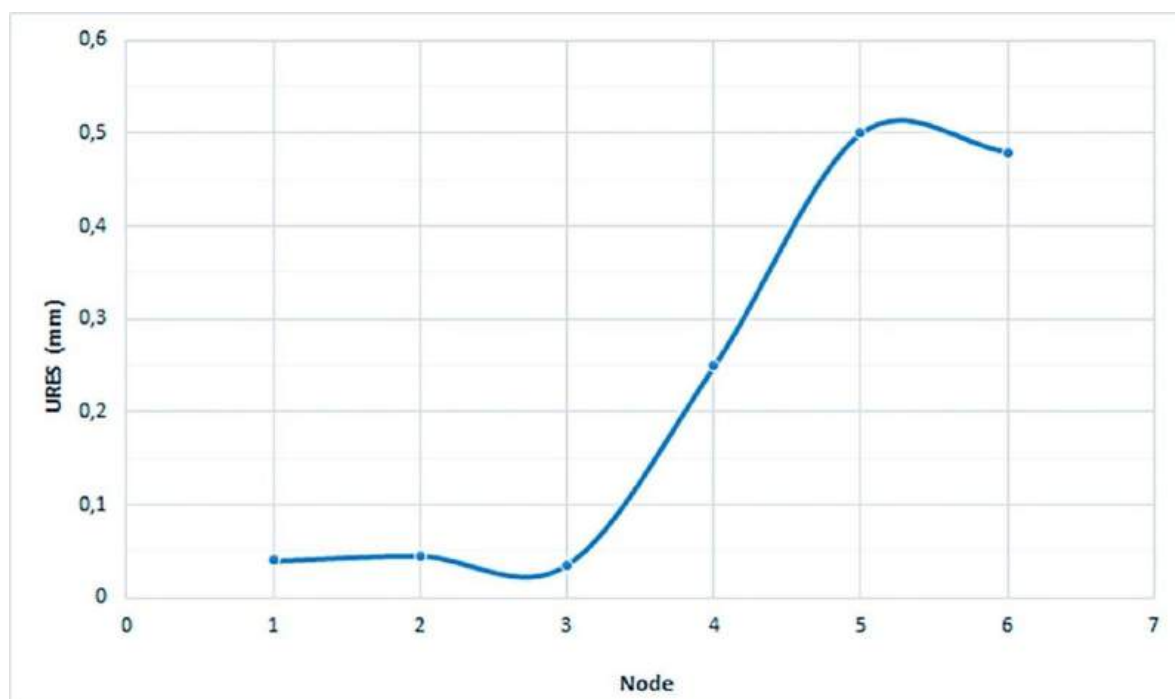


Рисунок 3.47 – Графік зміни переміщень на поверхні камери

Результати розрахунку при критичному навантаженні 220000 Н наведені на рис.3.48 – 3.54.

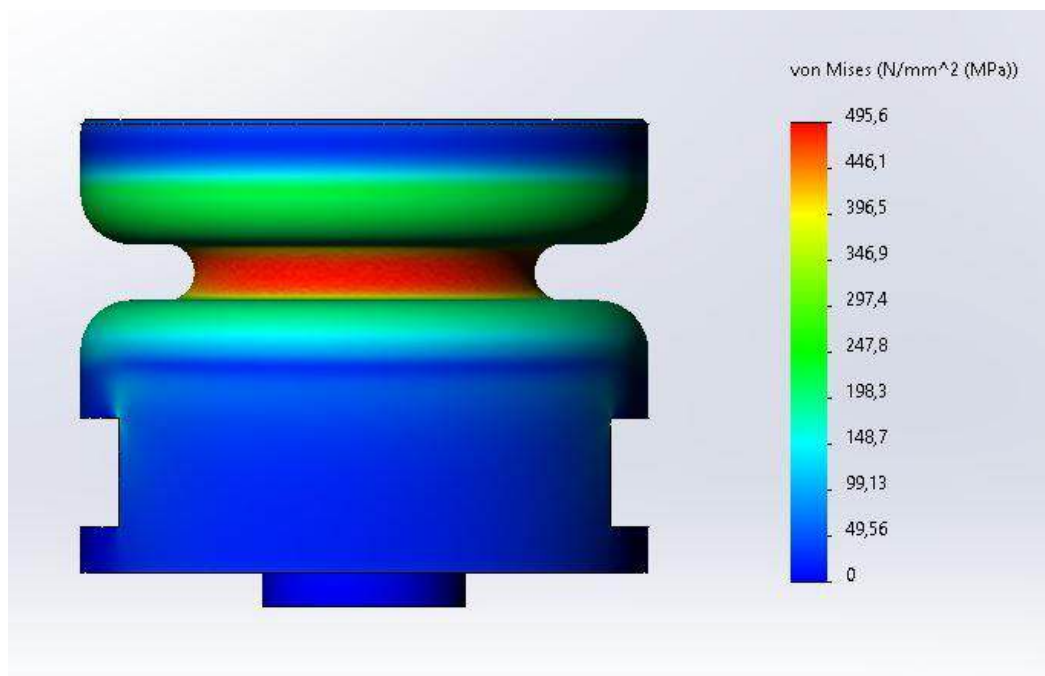


Рисунок 3.48 – Поле напружень на поверхні камери

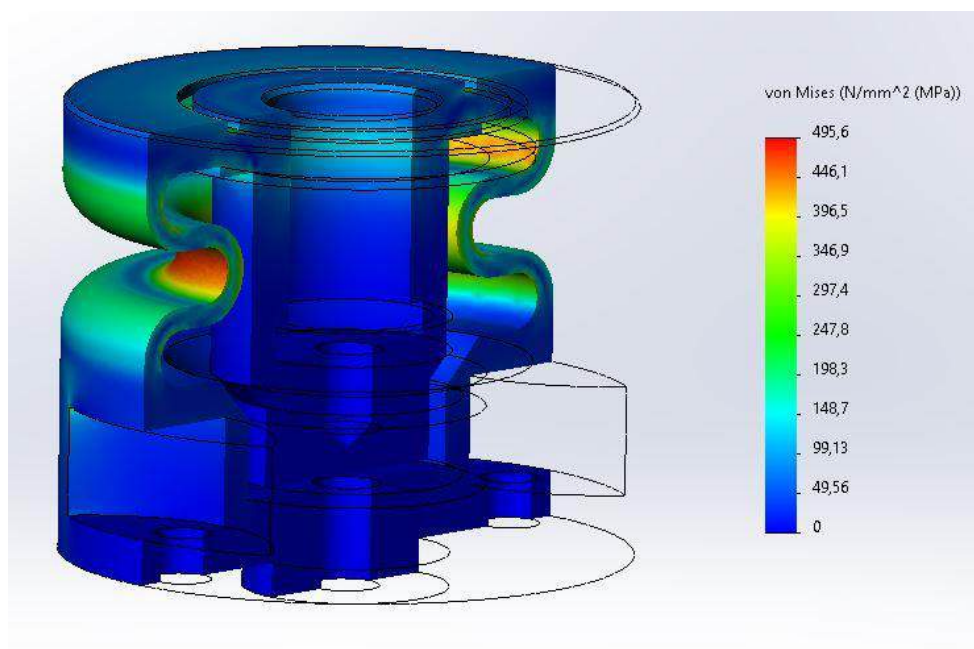


Рисунок 3.49 – Поле напружень у поперечному перерізі камери

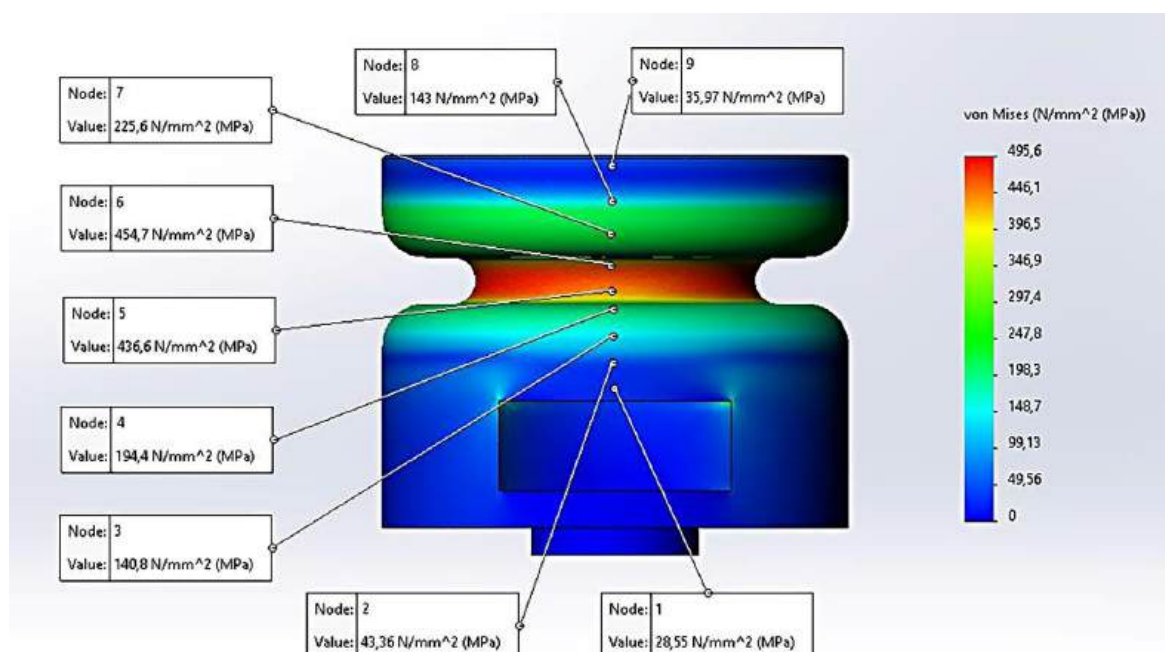


Рисунок 3.50 – Зміна напружень на поверхні камери

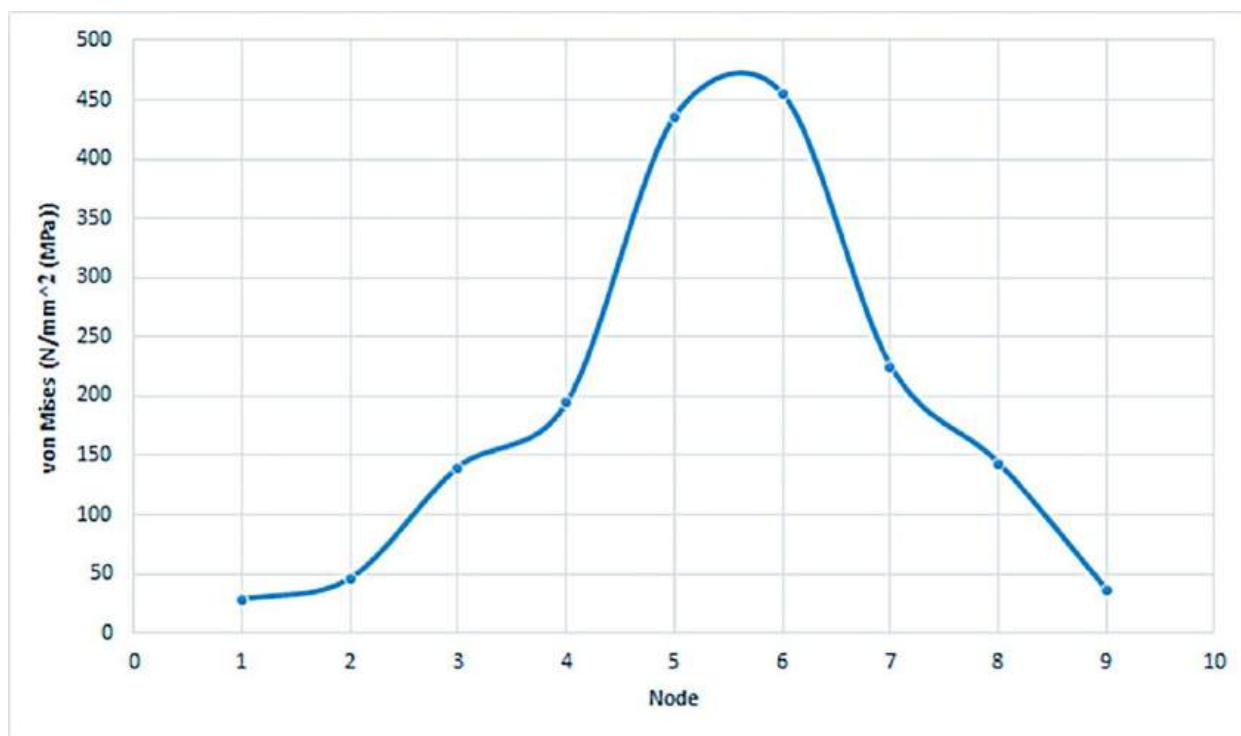


Рисунок 3.51 – Графік зміни напружень на поверхні камери

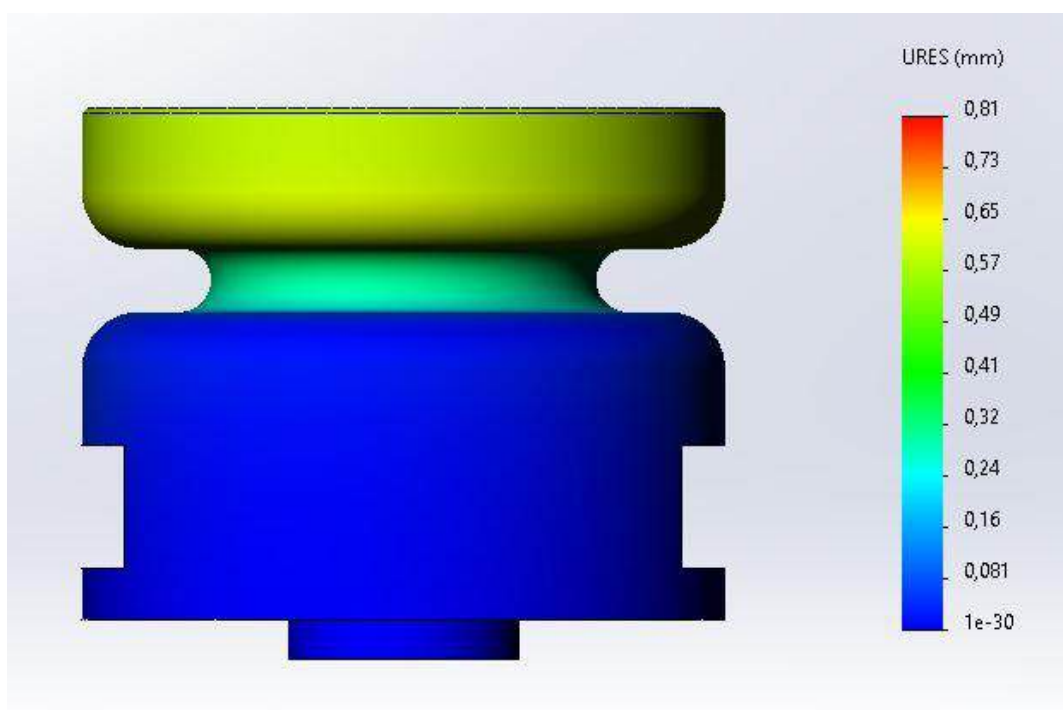


Рисунок 3.52 – Поле переміщень на поверхні камери

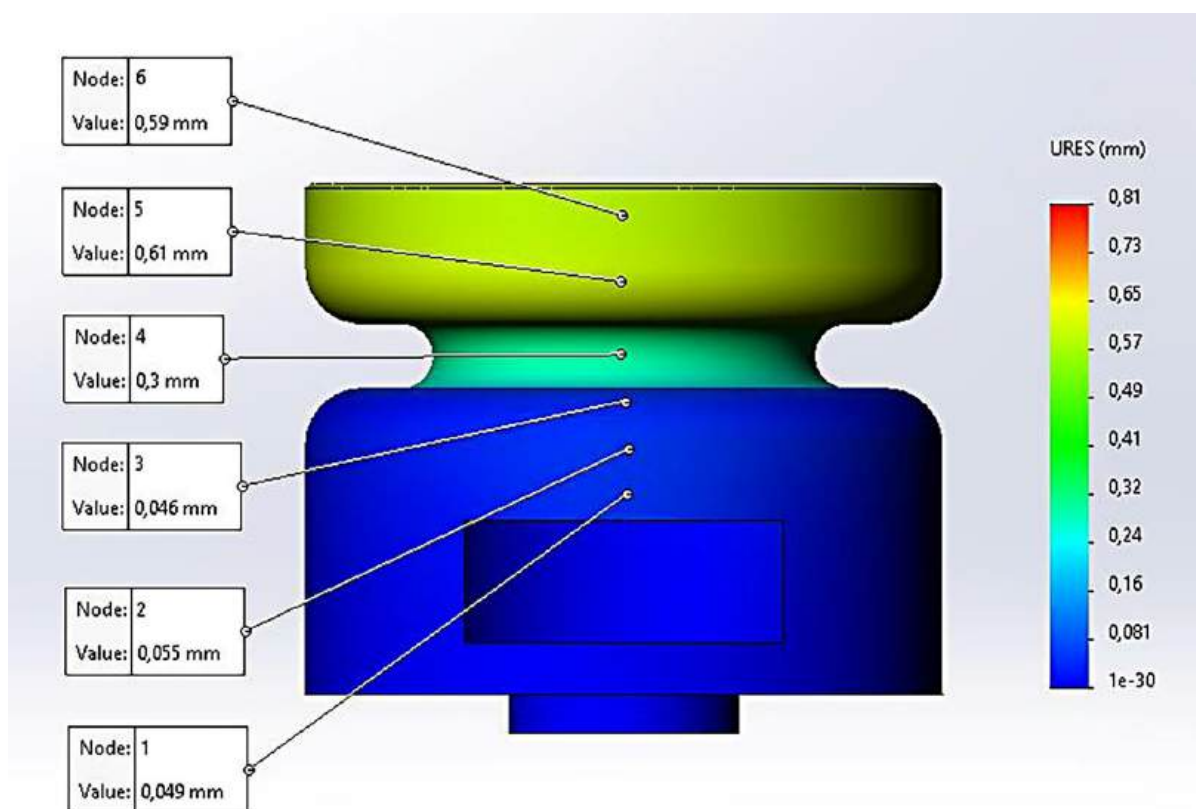


Рисунок 3.53 – Зміна переміщень на поверхні камери

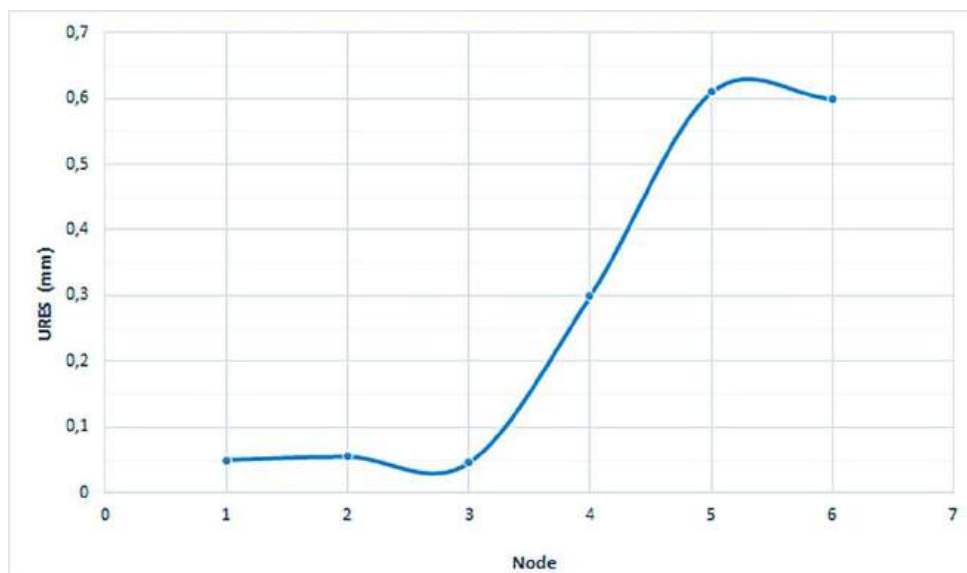


Рисунок 3.54 – Графік зміни переміщень на поверхні камери

3.5 Гідравлічний розрахунок пружної камери

Розрахунки тиску в камері з урахуванням наявності оливи всередині неї виконані за допомогою комплексу SolidWorks Flow Simulation [9].

Розрахункова камера підп'ятника є замкненою. Фізичні властивості оливи однакові в усіх точках камери, а отже і значення тиску приймається постійним ($P = \text{const}$). Результати розрахунку поля тиску оливи всередині камери підп'ятника при роботі гідрогенератора-двигуна на номінальній потужності наведені на рис.3.55.

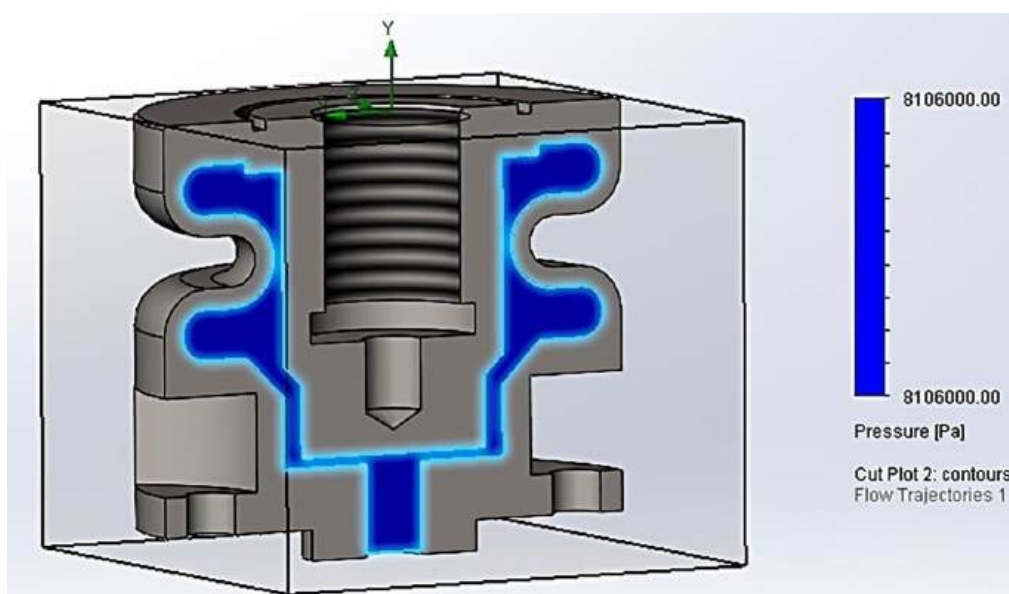


Рисунок 3.55 – Поле тиску всередині пружної камери

З рис. 3.55 видно, що тиск оливи всередині пружної камери при роботі гідрогенератора-двигуна на номінальній потужності дорівнює близько 8,1 МПа.

3.6 Тривимірний розрахунок міцності пружної камери з оливою

Тривимірний розрахунок міцності камери з урахуванням тиску оливи виконується з використанням результатів викладеного вище гідравлічного розрахунку пружної камери [10].

Результати розрахунку при номінальному навантаженні 183000 Н та розмірі елементу розрахункової сітки 2 мм наведені на рис. 3.56 – 3.62.

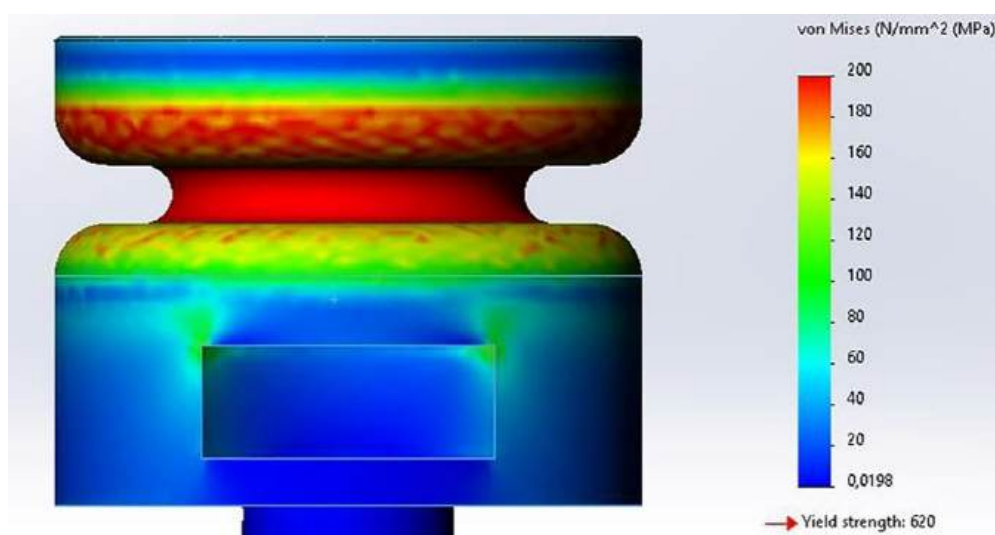


Рисунок 3.56 – Поле напружень на поверхні камери

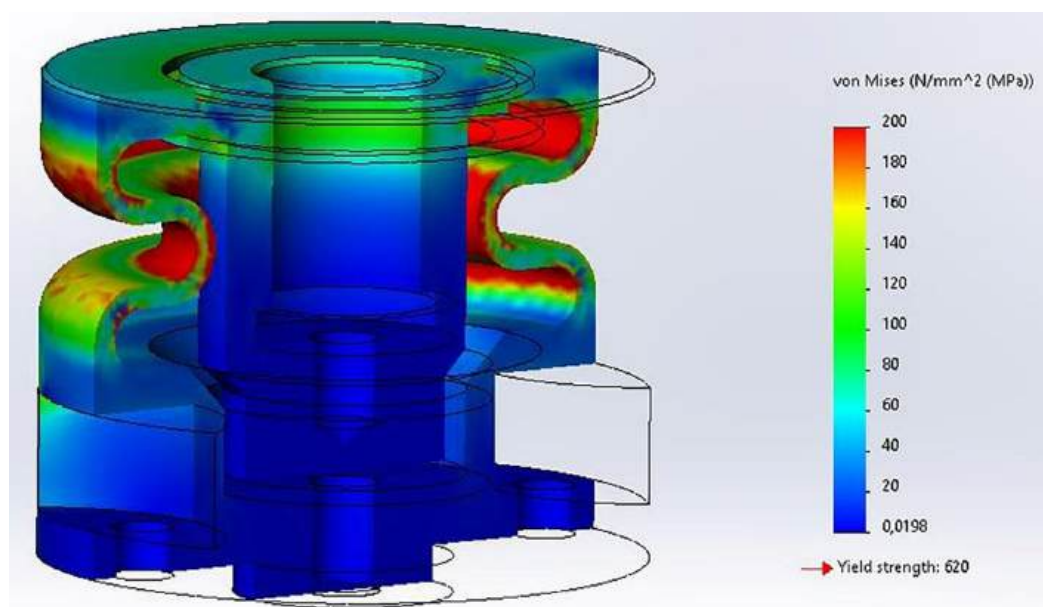


Рисунок 3.57 – Поле напружень у поперечному перерізі камери

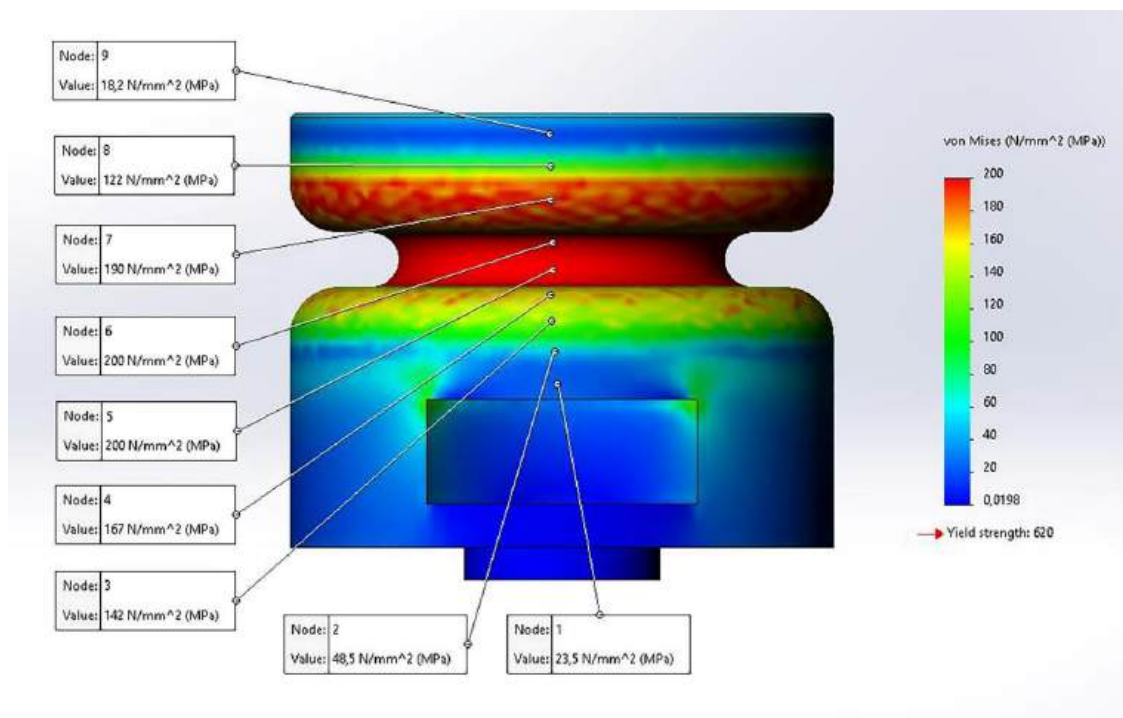


Рисунок 3.58 – Зміна напружень на поверхні камери

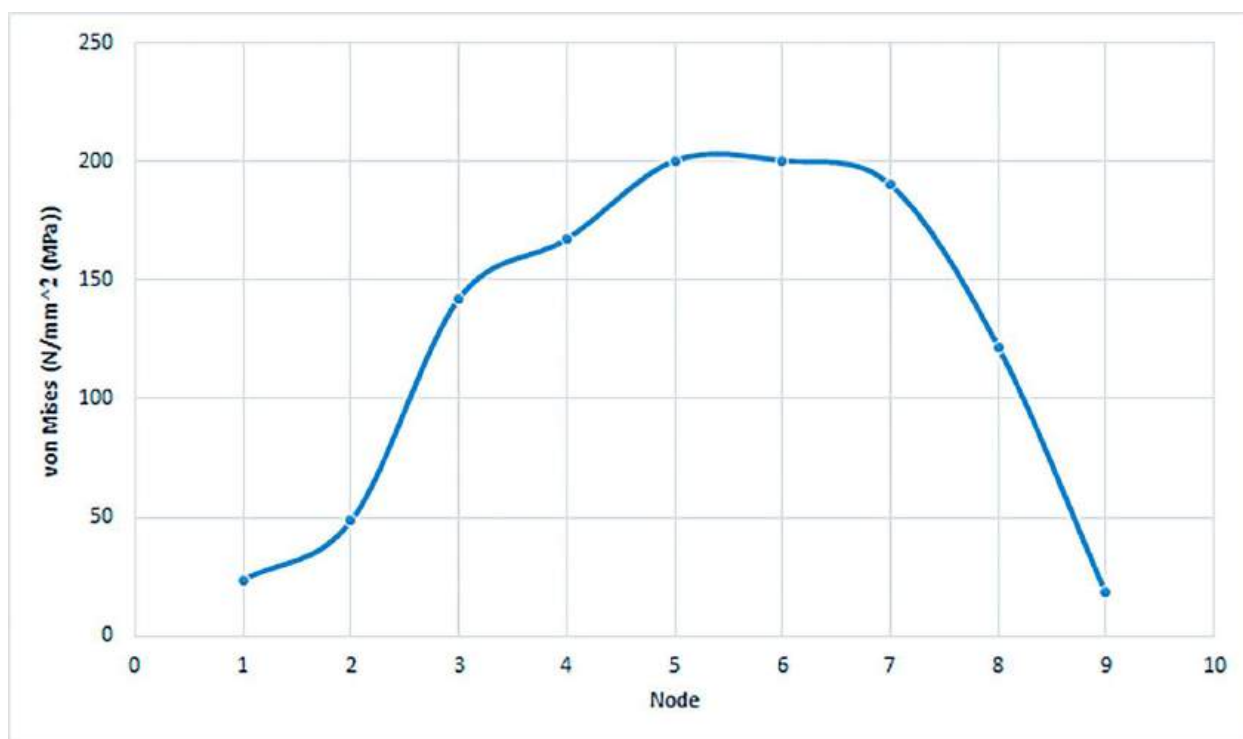


Рисунок 3.59 – Графік зміни напружень на поверхні камери

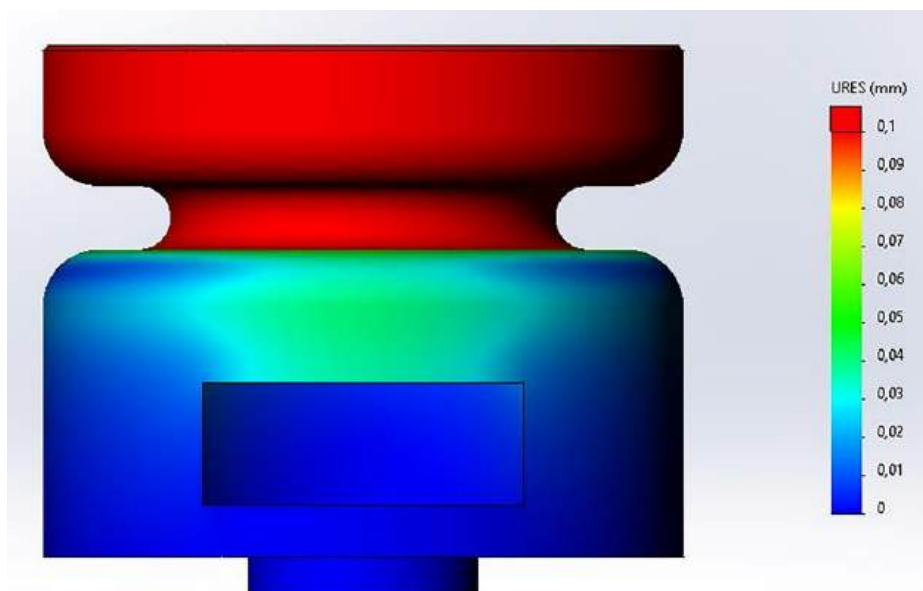


Рисунок 3.60 – Поле переміщень на поверхні камери

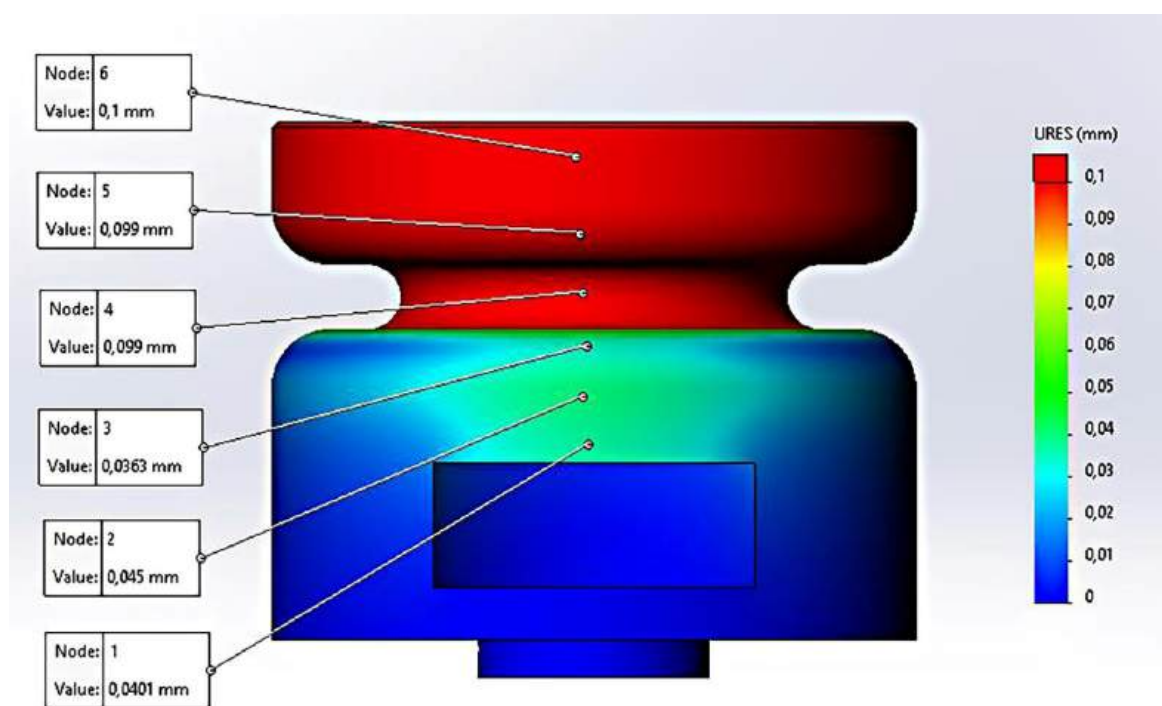


Рисунок 3.61 – Зміна переміщень на поверхні камери

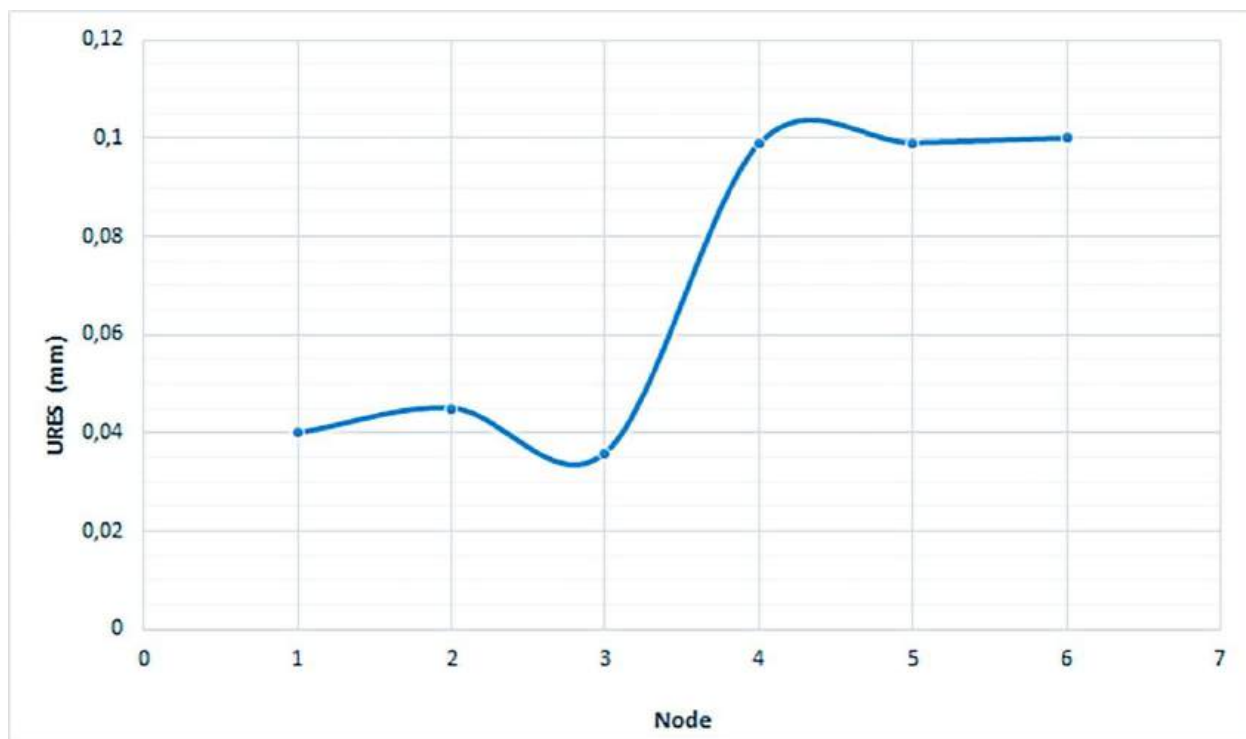


Рисунок 3.62 – Графік зміни переміщень на поверхні камери

Результати розрахунку при критичному навантаженні 220000 Н та розмірі елемента розрахункової сітки 2 мм наведені на рис 3.63 – 3.69.

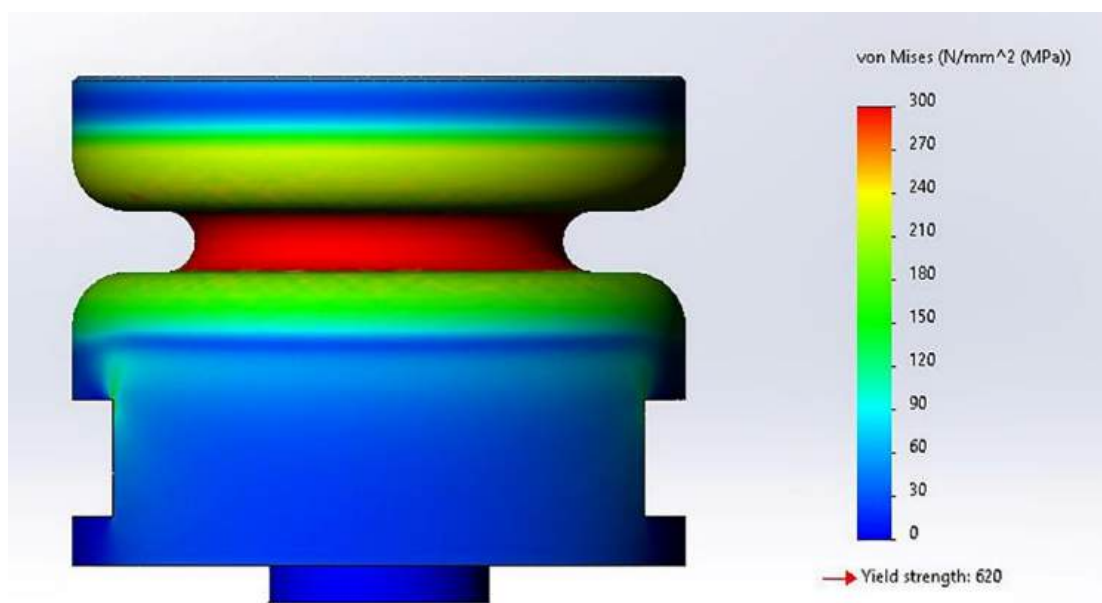


Рисунок 3.63 – Поле напружень на поверхні камери

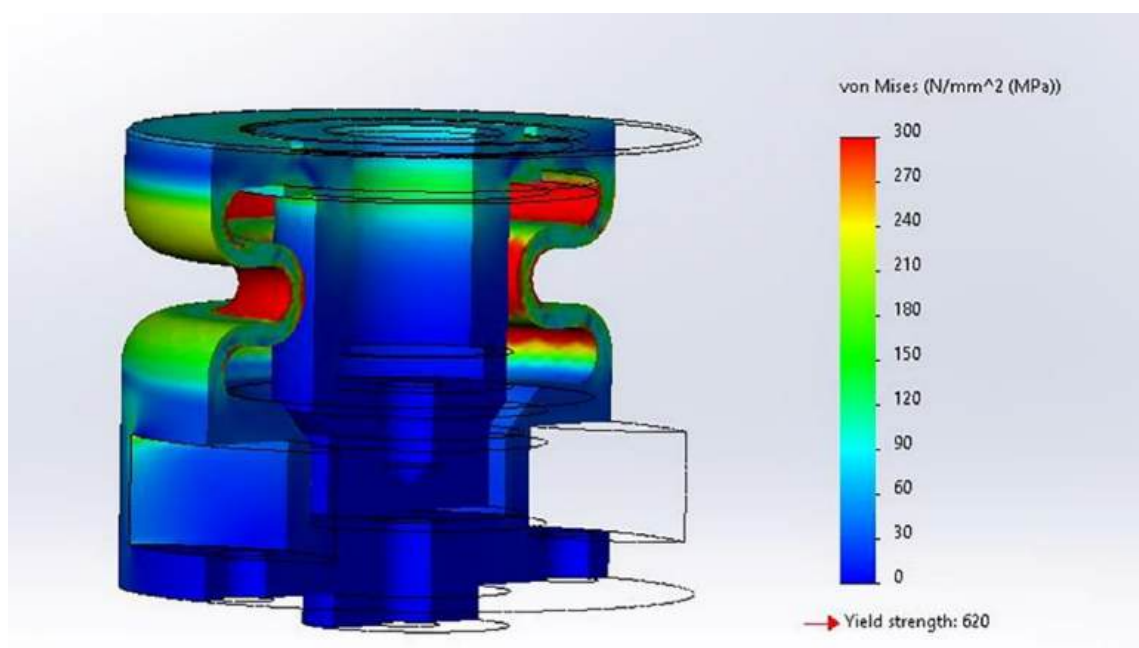


Рисунок 3.64 – Поле напружень у поперечному перерізі камери

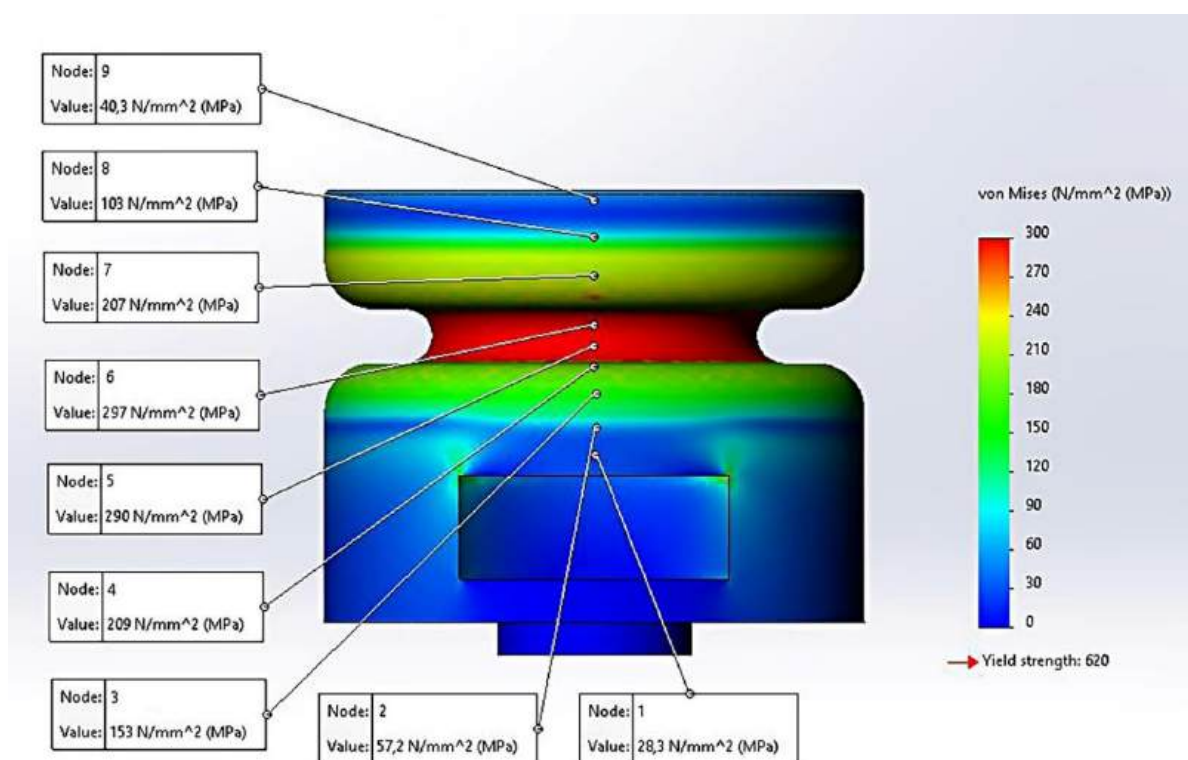


Рисунок 3.65 – Зміна напружень на поверхні камери

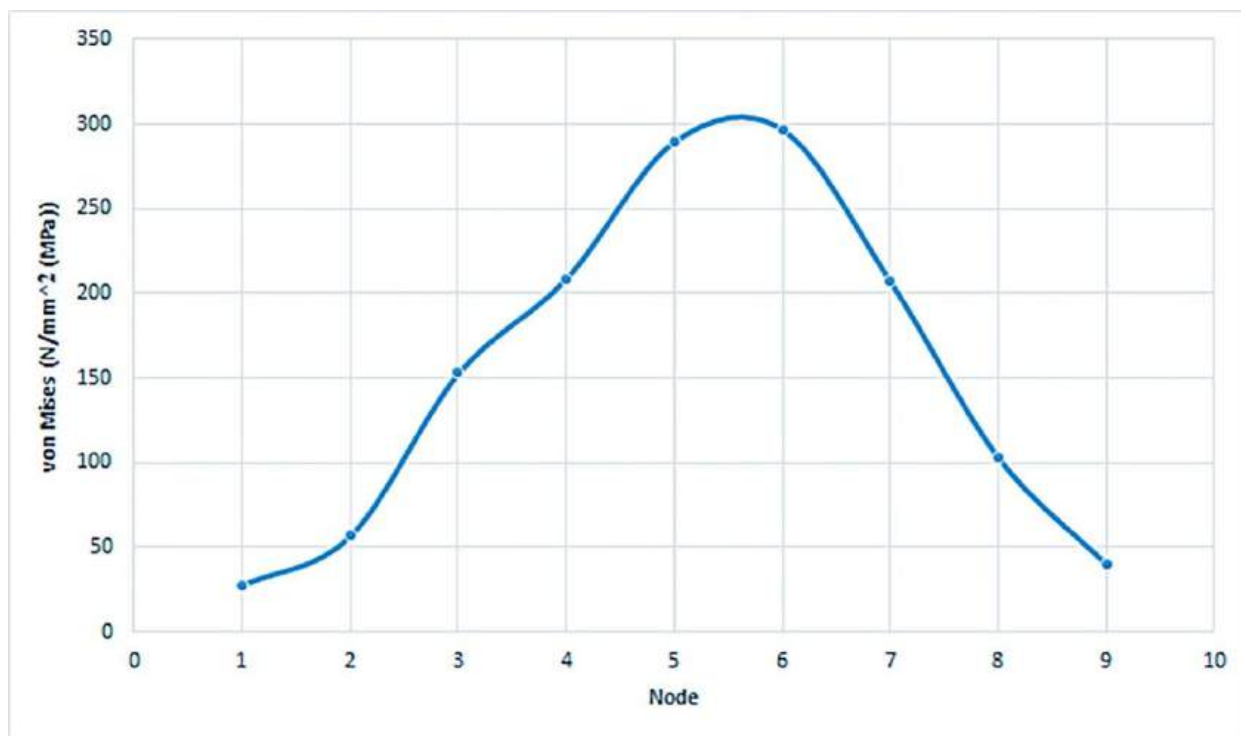


Рисунок 3.66 – Графік зміни напружень на поверхні камери

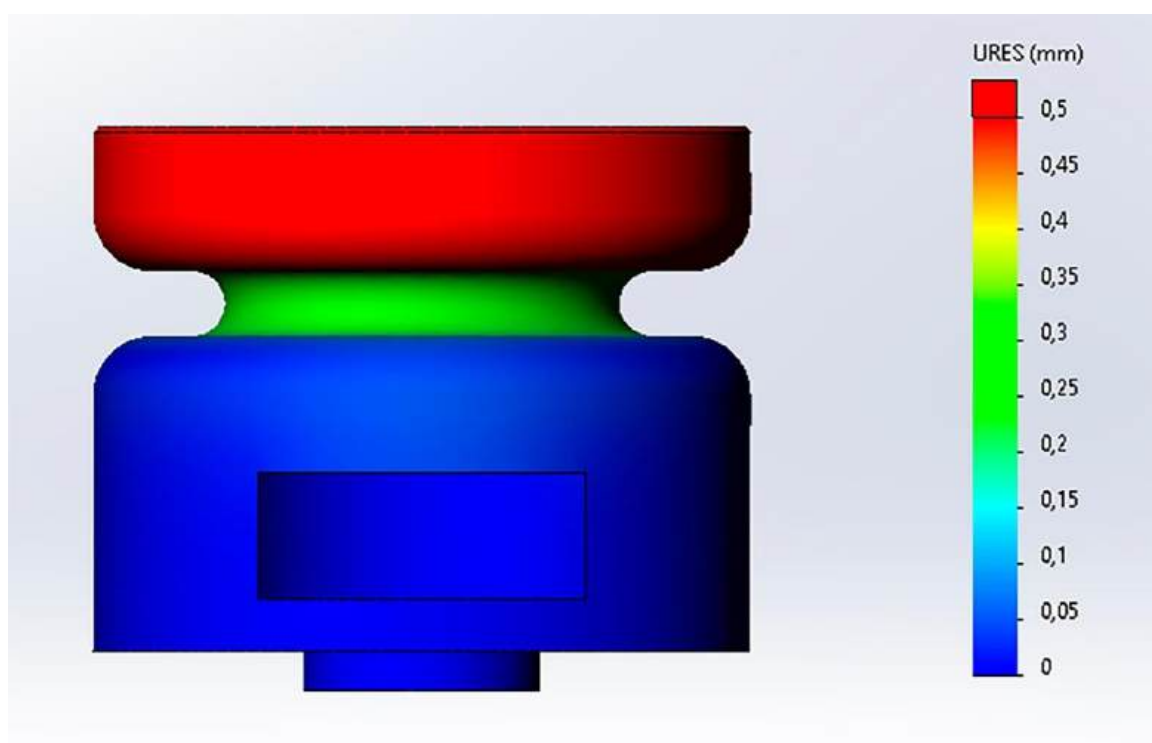


Рисунок 3.67 – Поле переміщень на поверхні камери

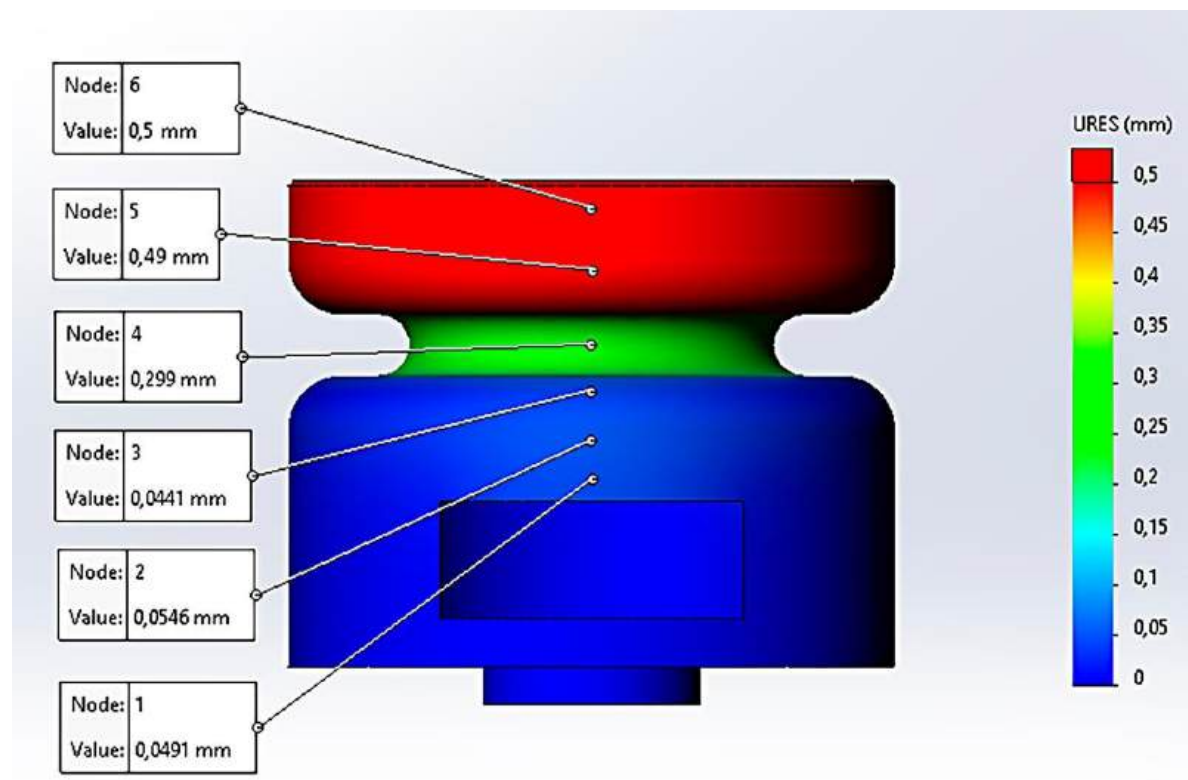


Рисунок 3.68 – Зміна переміщень на поверхні камери

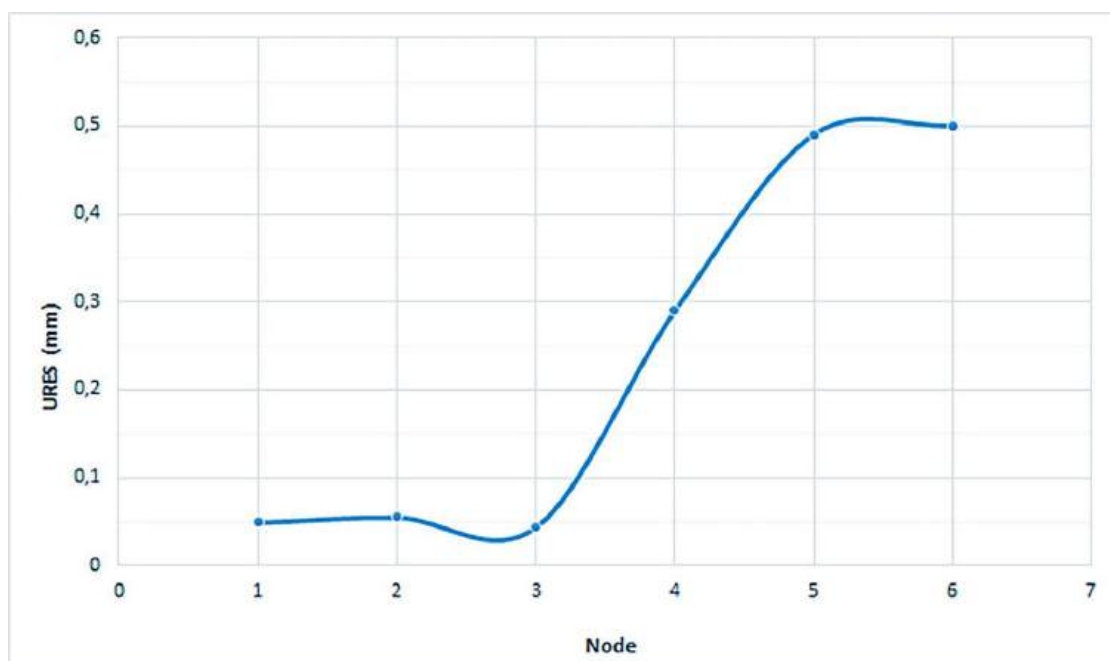


Рисунок 3.69 – Графік зміни переміщень на поверхні камери

Для пружної камери коефіцієнт запасу міцності визначається за середнім значенням напруження по поверхні камери. Це обумовлюється тим, що в локаціях із радіусними переходами об'єми матеріалу, в яких виникають

максимальні напруження, є незначними, а напруження визначаються по поверхні з подальшим проведенням втомного розрахунку.

Відповідно, для представленої конструкції коефіцієнт запасу міцності становить: при номінальному навантаженні 2,39; при критичному навантаженні 1,54.

Максимальне переміщення становить: при номінальному навантаженні 0,105 мм; при критичному навантаженні: 0,51 мм.

Рівень напружень у камерах підп'ятника не перевищує допустимих значень [13], а запаси міцності та переміщення є інженерно обґрунтованими.

3.7 Тривимірний розрахунок втоми матеріалу камери

Зважаючи на те, що згідно з вимогами ДСТУ EN ІЕС 60034-33:2022 [11] для гідрогенераторів-двигунів передбачається 40-річний механічний термін експлуатації, а умови експлуатації вимагають від них високої маневреності, було здійснено додатковий аналіз роботи вузла камер підп'ятника на втому [12].

Крива Велера для сталі 35 (матеріал, з якого виготовлена пружна камера), наведена на рис. 3.70.

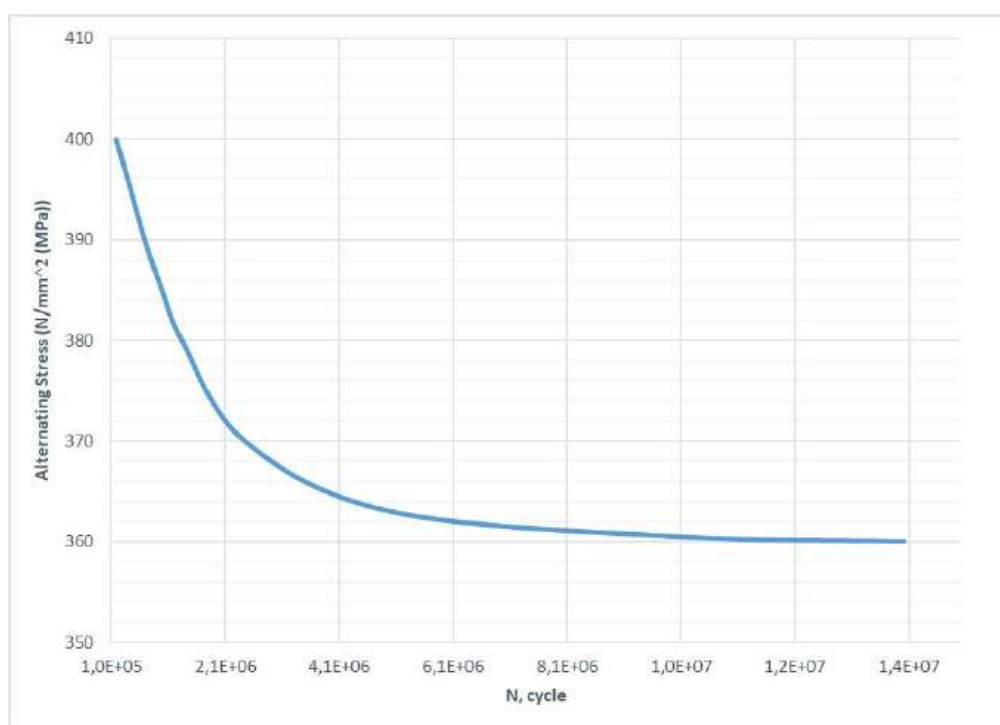


Рисунок 3.70 – Крива Велера для матеріалу пружної камери

Результати розрахунку на втому матеріалу пружної камери [14] наведені на рис.3.71 – 3.73.

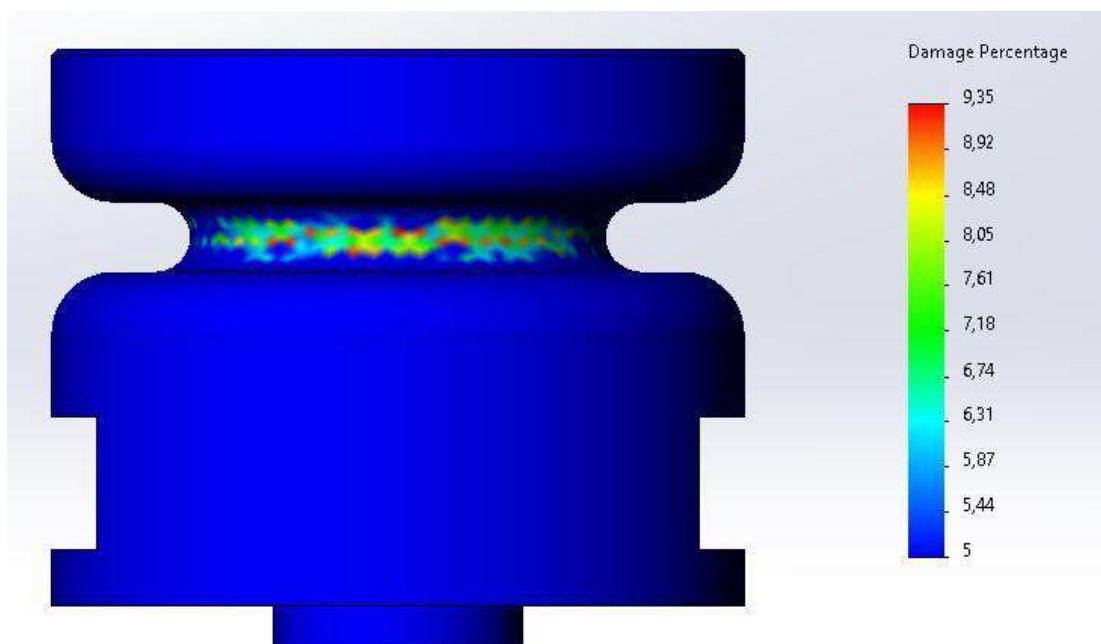


Рисунок 3.71 – Поле пошкоджень поверхні камери

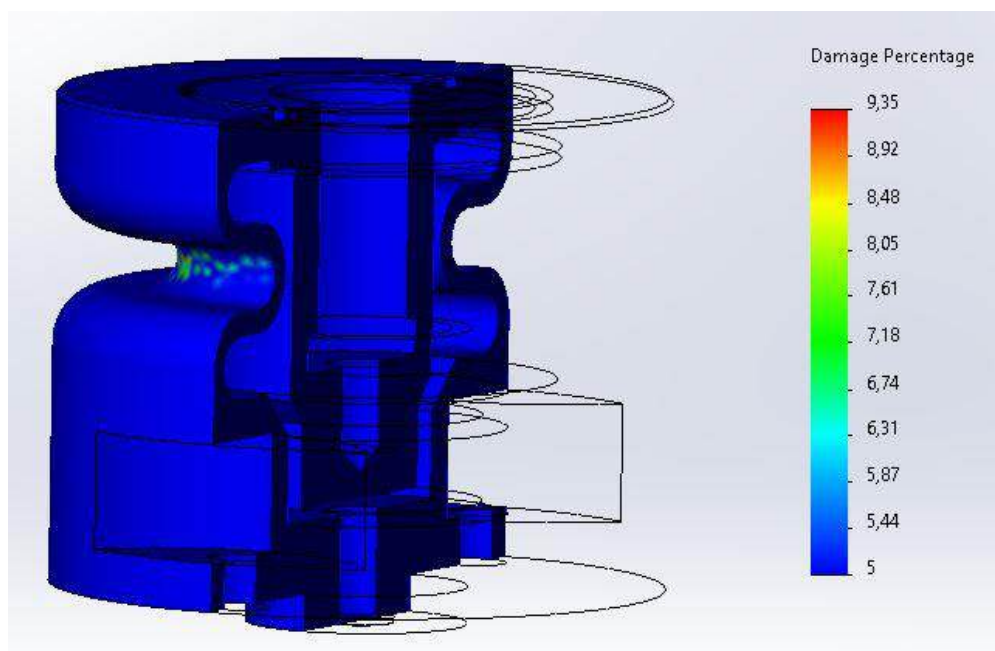


Рисунок 3.72 – Поле пошкоджень у поперечному перерізі камери

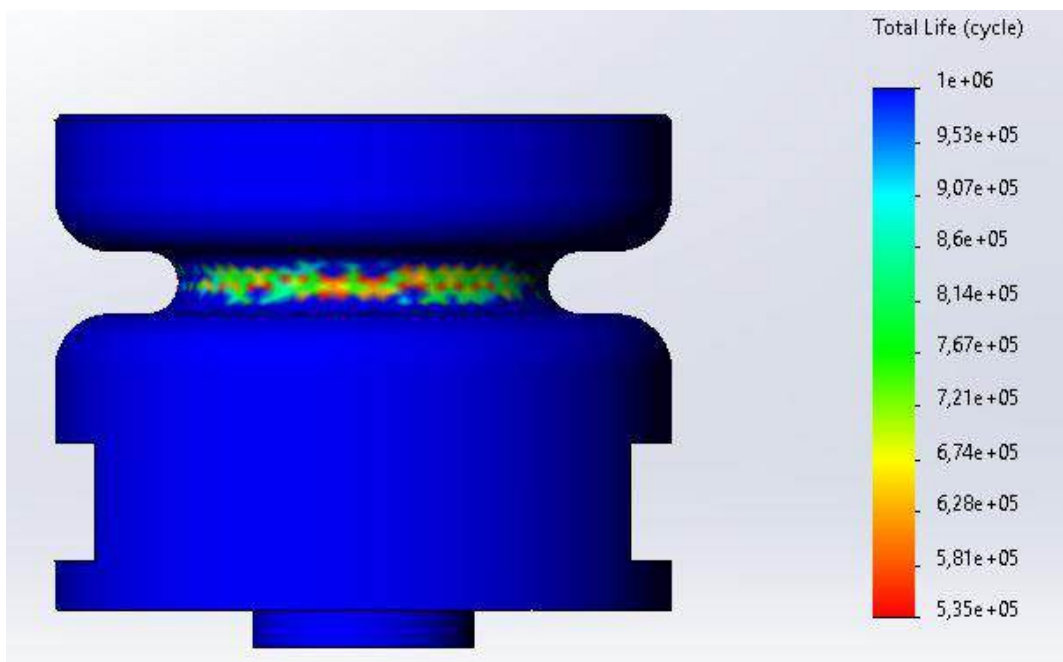


Рисунок 3.73 – Кількість циклів до руйнування конструкції

З результатів розрахунку втомної довговічності матеріалу пружної камери видно, що сумарний час роботи камери складає $1 \cdot 10^6$ циклів (див. рис. 3.73), тоді як для пружних компонентів цей час становитиме $1 \cdot 10^5$ циклів. При цьому встановлено, що після $1 \cdot 10^5$ циклів накопичення втомних пошкоджень відбуватиметься лише в окремих локальних зонах конструкції, а сумарний об'єм пошкодженого матеріалу не перевищуватиме 9 % від загального об'єму пружної камери. Отримані результати свідчать про відсутність суцільного руйнування або наскрізного пошкодження стінки пружної камери в межах розрахункового ресурсу.

Згідно до вищенаведеного та вимоги до забезпечення роботи гідрогенератора-двигуна на протязі 30-ти років (що відповідає 43 200 циклам) запропонована конструкція повністю відповідає нормам міцності. Також, згідно до результатів розрахунку, ризику, що пов'язані зі зростанням тріщин, відсутні.

Оскільки пружна камера виготовляється з поковки IV групи міцності, для якої нормативною документацією регламентується проведення випробувань кожного виробу, а відсутність внутрішніх дефектів (раковин, флокенів, скворешників та інших несплошностей) підтверджується результатами

ультразвукового контролю, отримані результати розрахунку є достовірними та можуть бути використані під час виготовлення конструкції без додаткового коригування.

3.8 Порівняння результатів тривимірних та аналітичних розрахунків

З метою підтвердження достовірності результатів тривимірного розрахунку міцності елементів гідравлічної опори підп'ятника розробленої конструкції було проведено додаткове дослідження даної конструкції аналітичними методами з використанням базових знань щодо опору матеріалів. Результати аналітичних та тривимірних розрахунків при параметрах, що відповідають номінальному режиму роботи підп'ятника, представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Результати аналітичних та тривимірних розрахунків на міцність елементів гідравлічної опори підп'ятника

Елемент	Тривимірний (напруження за Мізесом), МПа		Аналітичний (третя теорія міцності), МПа
Тарілка (контактна задача)	$\sigma_{\max}$	665	500
	σ_{aver}	400	
Болт (контактна задача)	$\sigma_{\max}$	660	550
	σ_{aver}	380	
Болт (стійкість)	σ	50	40
Камера (основна частина корпусу)	$\sigma_{\max}$	166	90
	σ_{aver}	70	
Камера (гофрована частина корпусу)	$\sigma_{\max}$	345	325
	σ_{aver}	200	

Отримані значення напружень мають задовільну якісну та кількісну узгодженість, що підтверджує достовірність розробленої тривимірної математичної моделі. Для максимальних напружень розбіжність між результатами є дещо більшою, що є прийнятним з урахуванням того, що аналітичні методи базуються на спрощених схемах навантаження та не

враховують локальні концентрації напружень, контактні взаємодії та складний просторовий напружено-деформований стан. При цьому тривимірна модель закономірно прогнозує вищі максимальні напруження в зонах концентрації, що підтверджує її більшу точність і чутливість до реальних особливостей конструкції.

3.9 Висновки до третього розділу

За результатами чисельного дослідження НДС елементів опорної конструкції гідравлічного підп'ятника було визначено їх запаси міцності.

Для представленої конструкції «тарілка-болт» коефіцієнт запасу міцності для контактної поверхні становить: при номінальному навантаженні 1,65; при критичному навантаженні 1,60. Максимальне переміщення становить: при номінальному навантаженні 0,24 мм; при критичному навантаженні: 0,28 мм. Застосування згущення розрахункової сітки дозволило підвищити точність визначення локальних напружень в зоні контакту «тарілка–болт», де спостерігаються значні градієнти напружень і деформацій, що, у свою чергу, забезпечило достовірність отриманих результатів чисельного моделювання.

Для опорного болта коефіцієнт запасу міцності для основної частини становить: при номінальному навантаженні 11; при критичному навантаженні 9,5. Максимальні переміщення при номінальному і критичному навантаженнях не перевищують 0,01 мм.

Для представленої конструкції пружної камери з оливою коефіцієнт запасу міцності становить: при номінальному навантаженні 2,39; при критичному навантаженні 1,54. Максимальне переміщення становить: при номінальному навантаженні 0,105 мм; при критичному навантаженні: 0,51 мм. Максимальні напруження у пружній камері спостерігаються на вершинах внутрішніх заокруглень гофрованої частини камер, де вони сягають 205 МПа (при номінальному навантаженні) та 305 МПа (при критичному навантаженні).

Для всіх розглянутих конструкцій рівень напружень не перевищує допустимих значень, а запаси міцності та переміщення є інженерно

обґрунтованими.

За результатами розрахунку втомної довговічності матеріалу пружної камери сумарний час роботи камери складе $1 \cdot 10^6$ циклів, тоді як для пружних компонентів цей час становитиме $1 \cdot 10^5$ циклів. При цьому встановлено, що після $1 \cdot 10^5$ циклів накопичення втомних пошкоджень відбуватиметься лише в окремих локальних зонах конструкції, а сумарний об'єм пошкодженого матеріалу не перевищуватиме 9 % від загального об'єму пружної камери. Отримані результати свідчать про відсутність суцільного руйнування або наскрізного пошкодження стінки пружної камери в межах розрахункового ресурсу. Отримані результати розрахунку можуть бути використані під час виготовлення конструкції без додаткового коригування.

Таким чином, запас міцності за межею плинності для запропонованої конструкції підп'ятника становить $\sim 1,5$, що відповідає нормам міцності та задовольняє вимогам щодо втомної довговічності конструкції.

3.9 Література до третього розділу

1. Boldea I. Synchronous Generators. 2nd ed., CRC Press, 2016. —498 p. <https://doi.org/10.1201/b19310> ;
2. Say M.G. Alternating current machines. 4nd ed., Pitman Publishing, 1976. — 543 p.;
3. Akin J.E. Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks. New Jersey; London; Singapore; Beijing; Shanghai; Hong Kong; Taipei; Chennai: World Scientific, 2009. — 303 p.;
4. **Vasyliiev O.** Design of Thrust Bearings of Vertical Hydrogenerators, Features of Their Operating Conditions and Problems of Ensuring Reliable Operation. Science, Technology and Industry in the Digital Age: Collection of Scientific Papers with Proceedings of the 4th International Scientific and Practical Conference. International Scientific Unity. Hamburg, Germany. April 22-24, 2026. 345-348 p. <https://doi.org/10.70286/isu-22.04.2026> ;

5. Пантелят, М., Кузьмін, А. (2022). Програмні засоби для комп'ютерного моделювання мультифізичних процесів у електромагнітах і актуаторах вакуумних комутаційних апаратів з урахуванням контактної взаємодії конструктивних елементів. Частина 1: загальний огляд; особливості in-house розробок. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Проблеми удосконалювання електричних машин і апаратів. Теорія і практика, (2 (8), 15–19. <https://doi.org/10.20998/2079-3944.2022.2.03> ;

6. Putignano C., Afferrante L., Carbone G., Demelio G. (2012). A new efficient numerical method for contact mechanics of rough surfaces, vol. 49(2). – pp. 338 – 343. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2011.10.009> ;

7. Pääjärvi S., Benti G., Aidanpää J.-O., Gustavsson R. Finite element study of a vertical rotor with tilting pads supported by an elastic structure. Applications in Engineering Science. 2025. Vol. 23, 100242, ISSN 2666-4968. <https://doi.org/10.1016/j.apples.2025.100242> ;

8. Кобзар І., Полієнко В., Гнисько О., Третяк О.: Динаміка і міцність корпусів та опорних елементів конструкції гідрогенераторів. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2021. Вип. 1. с. 19–24, <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.01.03> ;

9. Кобзар К.О., Третяк О.В., Шуть О.Ю., Полієнко В.Р., Гакал П.Г., П'ятницька Є.С. Розроблення й впровадження перспективних методів розрахунку і моделювання при проектуванні та експлуатації потужних турбогенераторів та гідрогенераторів для ТЕС, АЕС, ГЕС, ГАЕС. Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії. Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 5 (1281). с. 38–45 https://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2018_5.pdf ;

10. Tretiak O., Shut O. Designing of high power generators. Integrated computer technologies in mechanical engineering: materials all over Ukraine. Science and technology conf. 2017: Vol. 1. Kharkiv: NAKU "KHAI", 2017. p. 91;

11. ДСТУ EN IEC 60034-33:2022 Машини електричні обертові. Частина 33. Синхронні гідрогенератори, охоплюючи мотор-генератори. Особливі вимоги. https://online.budstandart.com/ua/catalog/docpage.html?id_doc=102789 ;

12. Tretiak O., Serhiienko S., Zhukov A., Gakal P., Tretiak I. et al., "Peculiarities of the Design of Housing Parts of Large Direct Current Machines", SAE Int. J. Mater. Manf. 17(1):2024. ISSN: 1946-3979, e-ISSN: 1946-3987, (Scopus Q3) <https://doi.org/10.4271/05-17-01-0005> ;

13. Третяк 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;

14. Martynov, I., Kalabukhin, Y., Trufanova, A., & Martynov, S. (2025). Study of stress-strain state of passenger car body. Transport Systems and Technologies, (45). <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/433> .

РОЗДІЛ 4 ВЕРИФІКАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для оцінки достовірності результатів чисельного моделювання компонентів підп'ятника виконується додаткова перевірка напруженого стану. Така перевірка є необхідною, оскільки в задачах МСЕ максимальні напруження в окремих вузлах або на малих ділянках контакту деталей можуть істотно залежати від параметрів сітки, способу задання граничних умов, контактної взаємодії та локальних особливостей геометрії. Епюра напружень відображає загальний характер роботи конструкції, однак не дає повної оцінки локальних максимумів. Тому результати додатково перевіряються за сітковою збіжністю та аналізом напружень у зонах концентрації. Такий підхід дає змогу відрізнити реальне підвищення напружень від локального чисельного піку [1].

У даній роботі для уточнення результатів у критичних зонах використовується ідея екстраполяції, що покладена в основу методу Hot Spot Stress (HSS). Класичний HSS-підхід розроблений переважно для оцінювання структурних напружень у зварних з'єднаннях. У такій постановці напруження визначаються не безпосередньо в носку шва, а за результатами екстраполяції з контрольних точок на поверхні основного елемента [2]. Це дозволяє зменшити вплив локального пікового ефекту біля шва та отримати більш стійку оцінку структурного напруження.

У даній роботі цей підхід застосовується не для зварного з'єднання, а для аналізу зон концентрації напружень у компонентах підп'ятника. Тому його використовується як адаптований метод поверхневої екстраполяції напружень. Таку постановку можна застосовувати для ділянок із локальним зростанням напружень, зокрема в зонах контактної взаємодії, на сферичних поверхнях та в радіусних переходах.

4.1 Перевірка результатів дослідження НДС компонентів підп'ятника методом збіжності розрахункової сітки

У чисельному аналізі НДС одним із важливих етапів є перевірка сіткової

збіжності. Вона полягає у повторному розрахунку однієї й тієї самої моделі з різними параметрами скінченно-елементної сітки. Такий підхід дозволяє встановити, наскільки отримані напруження залежать від рівня дискретизації моделі [3, 4].

Під час аналізу зон концентрації напружень необхідно враховувати, що зменшення розміру елементів не завжди приводить до стабілізації еквівалентного напруження у вузлах (максимального локального напруження). У місцях контакту, різкої зміни геометрії або прикладання навантаження може виникати локальний чисельний пік. У такому випадку максимальне напруження може зростати при ущільненні сітки й не мати сталого граничного значення. Тому оцінку збіжності доцільно виконувати не лише за абсолютним максимумом напружень у моделі, а й за контрольними напруженнями в характерних зонах, розташованих поза областю локального піку.

Для перевірки результатів у даній роботі виконана серія розрахунків компонентів підп'ятника з послідовною зміною параметрів сітки. Для розрахунків міцності опорного болта та камери уточнення виконувалося шляхом зменшення загального розміру елементів у всій розрахунковій області. Для розрахунку міцності контакту "тарілка-болт", у якому було виявлено виражений локальний концентратор напружень, додатково застосоване локальне згущення сітки в критичній зоні. Для кожного варіанта сітки порівнювалися значення еквівалентних напружень у контрольній області.

Відносну зміну контрольного напруження при переході від однієї сітки до іншої визначали за формулою:

$$\delta = \frac{|X_2 - X_1|}{X_2} \cdot 100\% ; \quad (4.1)$$

де X_1 – значення напруження у контрольній точці для менш деталізованої сітки;

X_2 – значення напруження у контрольній точці для уточненої сітки.

Для задач із контактною взаємодією та локальними концентраторами

напружень використання жорсткого критерію збіжності на рівні 1 % для максимального вузлового напруження не завжди є коректним. У таких зонах при подрібненні сітки пікові напруження можуть залишатися чутливими до розміру елементів або навіть зростати без виходу на стає значення, що пов'язано з локальними чисельними піками та можливими сингулярностями [5, 6]. Тому в роботі сітка вважалася достатньою, якщо подальше її уточнення не призводило до істотної зміни контрольних напружень і не змінювало характеру їхнього розподілу в зоні концентратора. Для інженерної оцінки приймалося, що відхилення контрольних напружень у межах до 5 % є допустимим [7], якщо при цьому зберігається загальний характер розподілу напружень і не змінюється положення найбільш навантаженої зони.

Для розрахунку міцності контакту "тарілка-болт" в якості контрольного еквівалентного напруження було обрано ділянку контакту тарілки та головки опорного болта. В таблиці 4.1 наведені основні параметри розрахункових сіток.

Таблиця 4.1 – Параметри розрахункової сітки компоненту «тарілка-болт»

Назва параметра	Значення					
Тип сітки	Сітка на твердому тілі					
Розбиття, що використовується	Стандартна сітка					
Максимальний розмір елементу, мм	16	8	5	3	2,5	2
Мінімальний розмір елементу, мм	8	4	2	1	0,75	0,5
Всього вузлів, од.	4857	25735	105550	488298	852112	1029501
Всього елементів, од.	2931	17062	73186	347090	609781	1016072
Відсоток елементів із співвідношенням сторін < 3, %	87	98,2	99,4	99,7	99,7	99,7
Відсоток елементів із співвідношенням сторін > 10, %	1,02	0	0	0	0	0
Напруження у контрольній точці, МПа	636,7	675,5	830	874	874	873

Епюри напружень в зоні контакту "тарілка-болт", отримані при заданні різних розмірів максимального елементу розрахункової сітки, наведені на рис. 4.1...4.6.

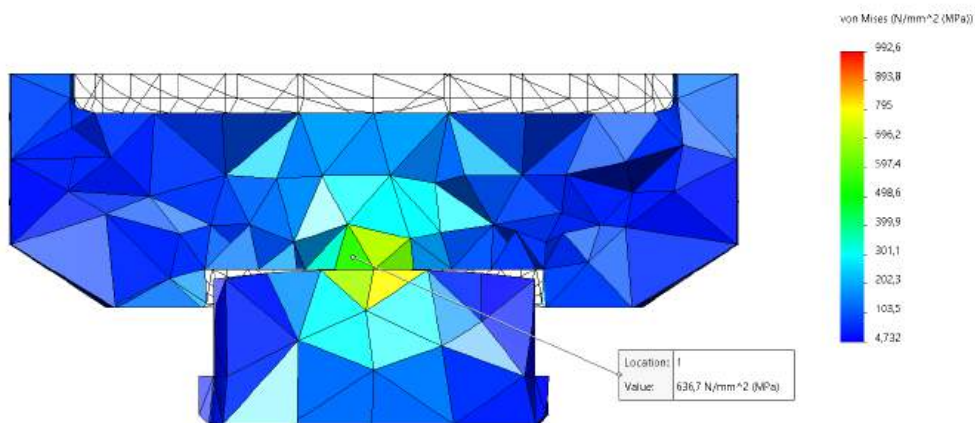


Рис. 4.1 – Епюра напружень в зоні контакту "тарілка-болт" (напруження в контрольній ділянці 636,7 МПа, розмір максимального елемента 16 мм)

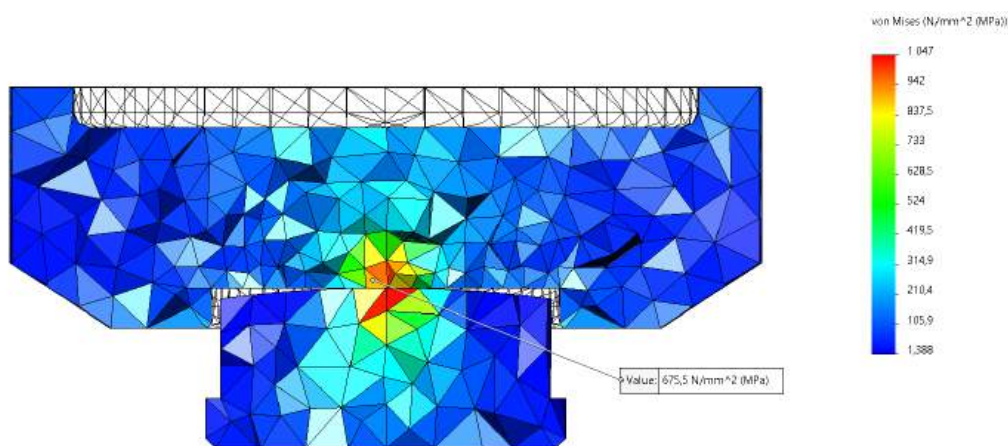


Рис. 4.2 – Епюра напружень в зоні контакту "тарілка-болт" (напруження в контрольній ділянці 675,5 МПа, розмір максимального елемента 8 мм)

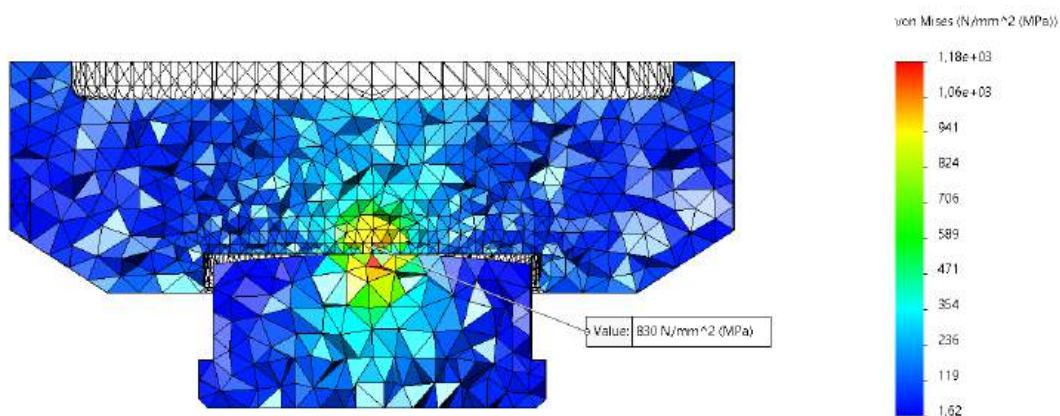


Рис. 4.3 – Епюра напружень в зоні контакту "тарілка-болт" (напруження в контрольній ділянці 830 МПа, розмір максимального елемента 5 мм)

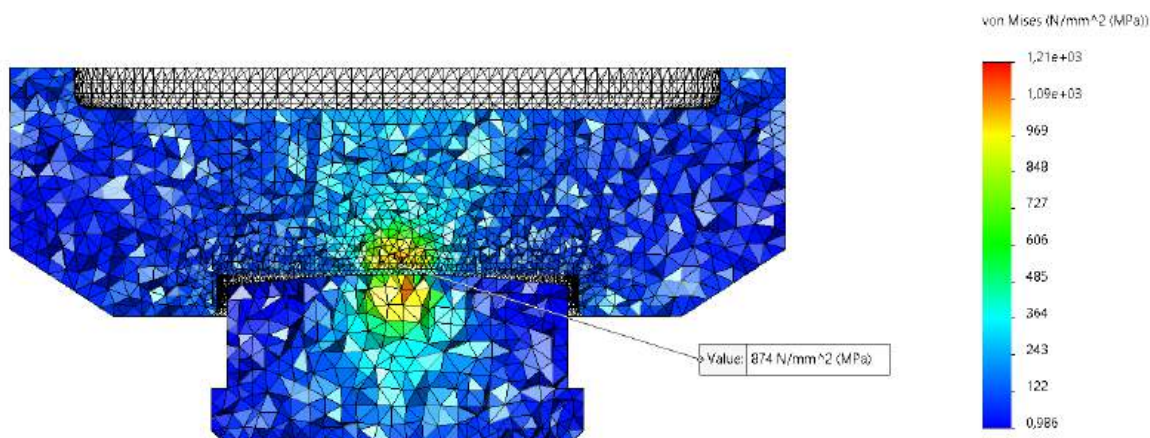


Рис. 4.4 – Епюра напружень в зоні контакту "тарілка-болт" (напруження в контрольній ділянці 874 МПа, розмір максимального елемента 3 мм)

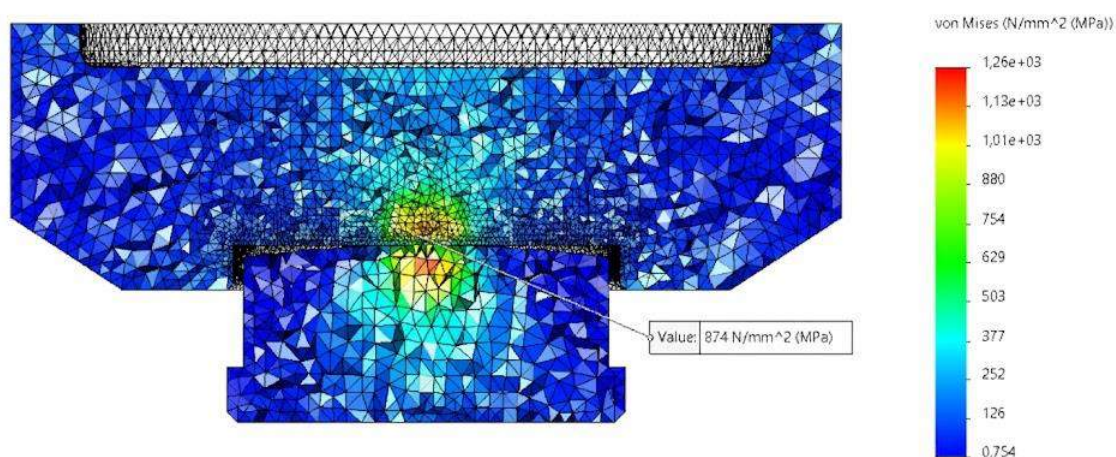


Рис. 4.5 – Епюра напружень в зоні контакту "тарілка-болт" (напруження в контрольній ділянці 874 МПа, розмір максимального елемента 2,5 мм)

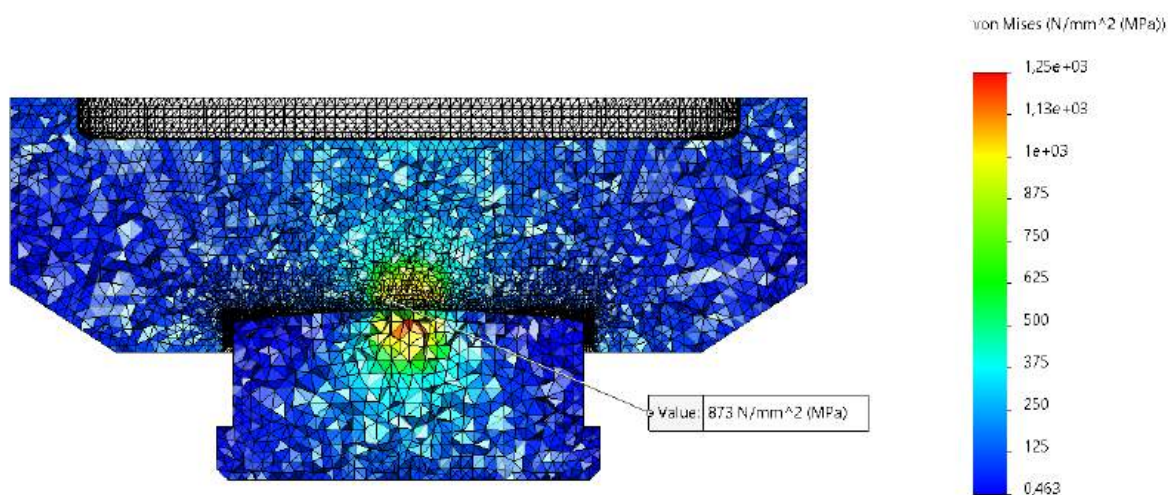


Рис. 4.6 – Епюра напружень в зоні контакту "тарілка-болт" (напруження в контрольній ділянці 873 МПа, розмір максимального елемента 2 мм)

На діаграмі рис. 4.7 показана залежність значень контрольного еквівалентного напруження для компоненту «тарілка-болт» від максимального елементу розрахункової сітки.

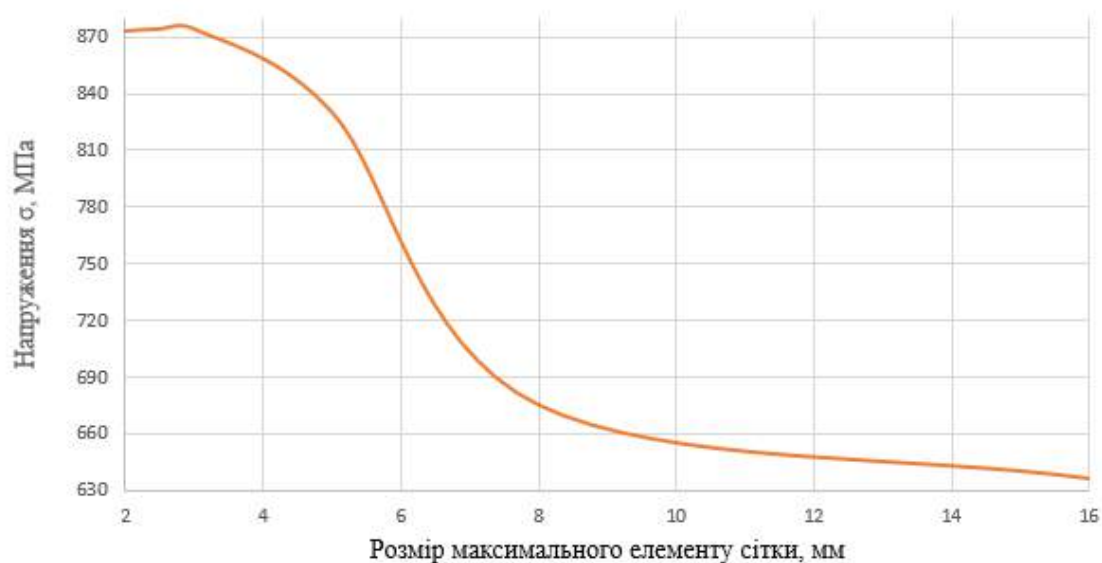


Рисунок 4.7 – Залежність значень контрольного еквівалентного напруження від максимального елементу розрахункової сітки.

Для розрахунку міцності опорного болта в якості контрольного еквівалентного напруження була обрана бічна поверхня головки опорного болта. В таблиці 4.2 наведені основні параметри розрахункових сіток.

Таблиця 4.2 – Параметри розрахункової сітки для опорного болта

Назва параметра	Значення			
Тип сітки	Сітка на твердому тілі			
Розбиття, що використовується	Сітка з урахуванням кривизни			
Максимальний розмір елементу, мм	10	6	3	1
Мінімальний розмір елементу, мм	0,45	0,45	0,45	0,45
Всього вузлів, од.	167368	182532	384347	3582903
Всього елементів, од.	115362	125604	268039	2550433
Відсоток елементів із співвідношенням сторін < 3 , %	99,4	99,7	99,9	99,9
Відсоток елементів із співвідношенням сторін > 10 , %	0	0	0	0
Напруження у контрольній точці, МПа	56,6	62,7	64	64

Епюри напружень для опорного болта, отримані при заданні різних розмірів максимального елемента розрахункової сітки, наведені на рис. 4.8-4.11.

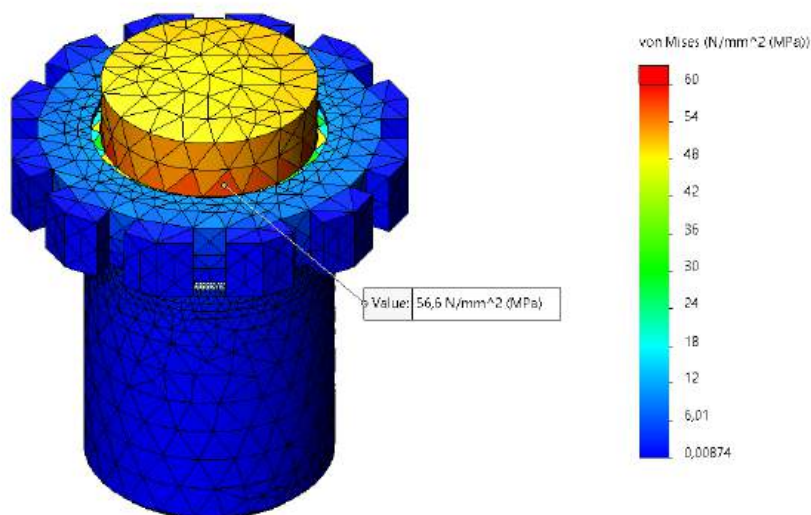


Рисунок 4.8 – Епюра напружень опорного болта (напруження в контрольній ділянці 56,6 МПа, розмір максимального елемента 10 мм)

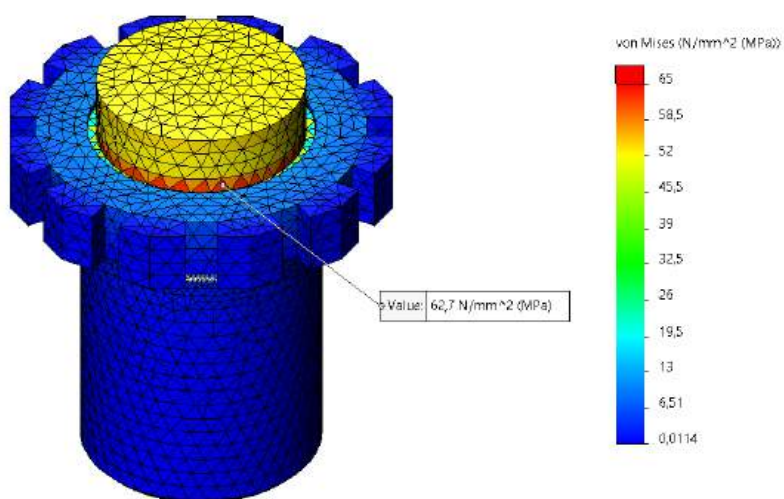


Рисунок 4.9 – Епюра напружень опорного болта (напруження в контрольній ділянці 62,7 МПа, розмір максимального елемента 6 мм)

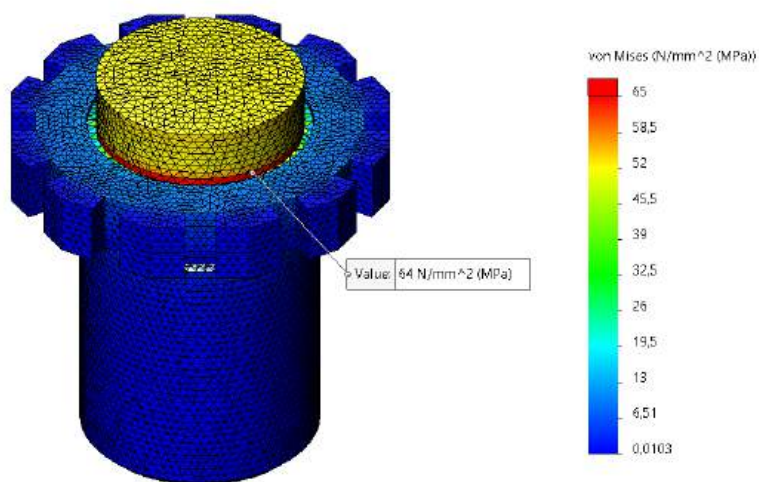


Рисунок 4.10 – Епюра напружень опорного болта (напруження в контрольній ділянці 64 МПа, розмір максимального елемента 3 мм)

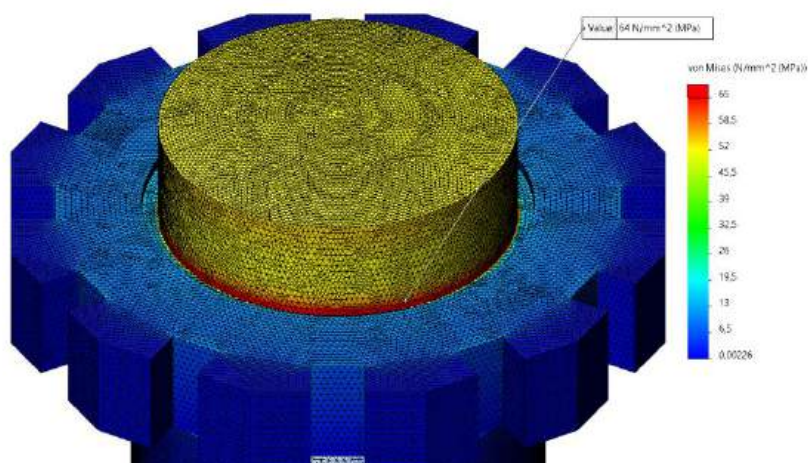


Рисунок 4.11 – Епюра напружень опорного болта (напруження в контрольній ділянці 64 МПа, розмір максимального елемента 1 мм)

На діаграмі рис. 4.12 представлена залежність значень контрольного еквівалентного напруження для опорного болта від максимального елемента розрахункової сітки.

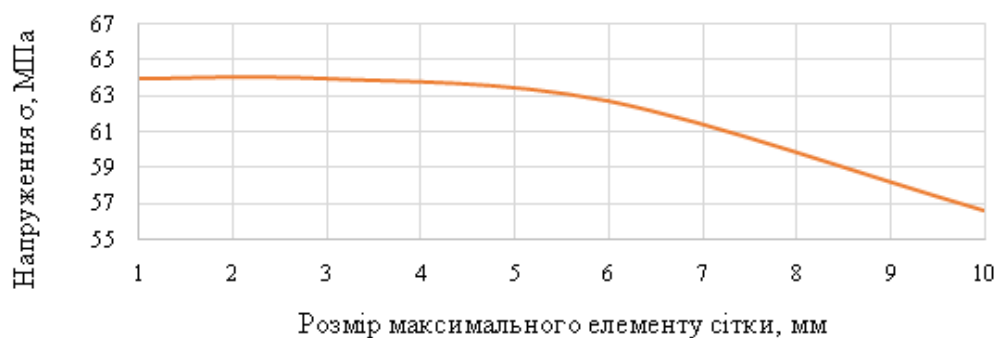


Рисунок 4.12 – Залежність значень контрольного еквівалентного напруження від максимального елементу розрахункової сітки

Для розрахунку міцності камери в якості контрольного еквівалентного напруження була обрана гофрована поверхня. В таблиці 4.3 наведені основні параметри розрахункових сіток.

Таблиця 4.3 – Параметри розрахункової сітки для камери

Назва параметра	Значення			
Тип сітки	Сітка на твердому тілі			
Розбиття, що використовується	Сітка з урахуванням кривизни			
Максимальний розмір елементу, мм	16	8	4	2
Мінімальний розмір елементу, мм	0,45	0,45	0,45	0,45
Всього вузлів, од.	39050	185831	1165314	7076866
Всього елементів, од.	22969	121198	805142	5036280
Відсоток елементів із співвідношенням сторін < 3 , %	95,4	99,5	99,9	99,9
Відсоток елементів із співвідношенням сторін > 10 , %	0,0218	0	0	0
Напруження у контрольній точці, МПа	182	271	310	322

Епюри напружень для опорного болта, отримані при заданні різних розмірів максимального елементу розрахункової сітки, наведені на рис. 4.13 - 4.16.

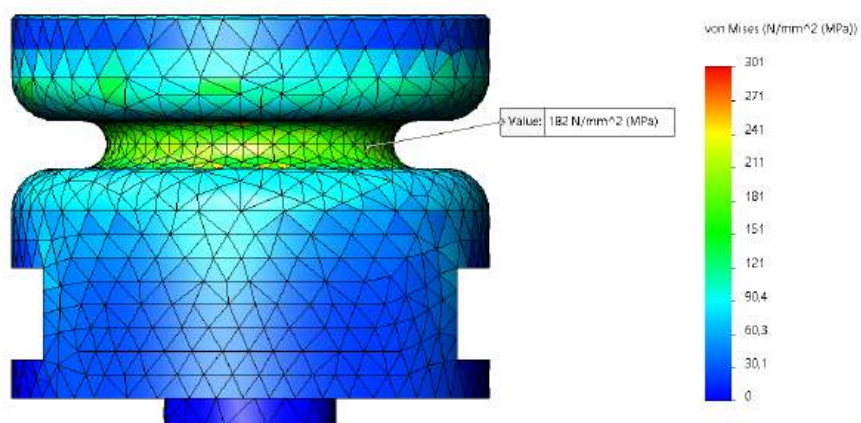


Рисунок 4.13 – Епюра напружень камери (напруження в контрольній ділянці 182 МПа, розмір максимального елемента 16 мм)

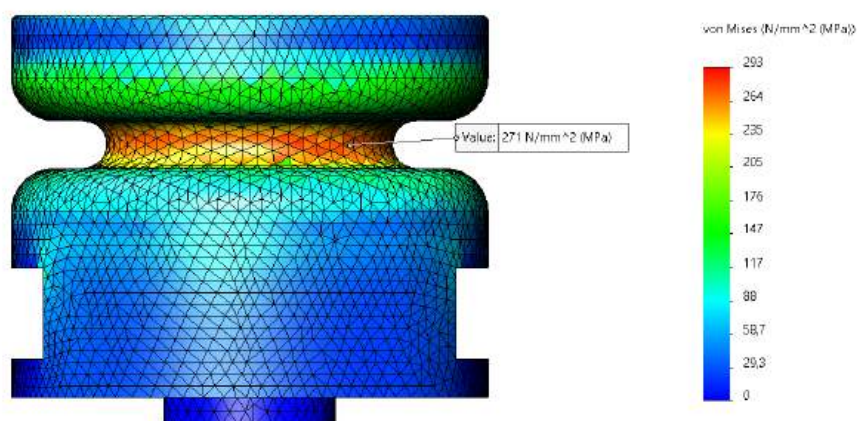


Рисунок 4.14 – Епюра напружень камери (напруження в контрольній ділянці 271 МПа, розмір максимального елемента 8 мм)

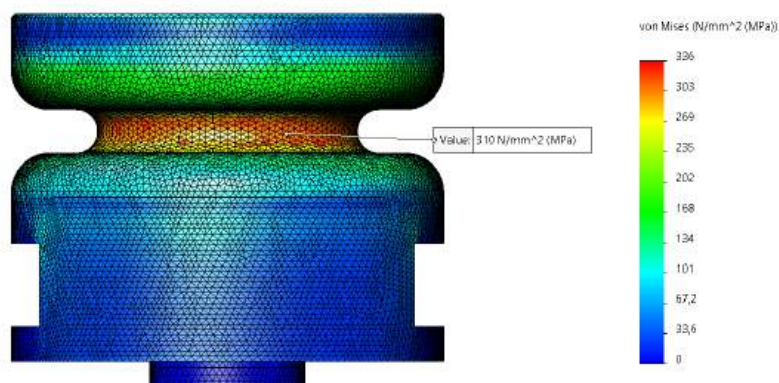


Рисунок 4.15 – Епюра напружень камери (напруження в контрольній ділянці 310 МПа, розмір максимального елемента 4 мм)

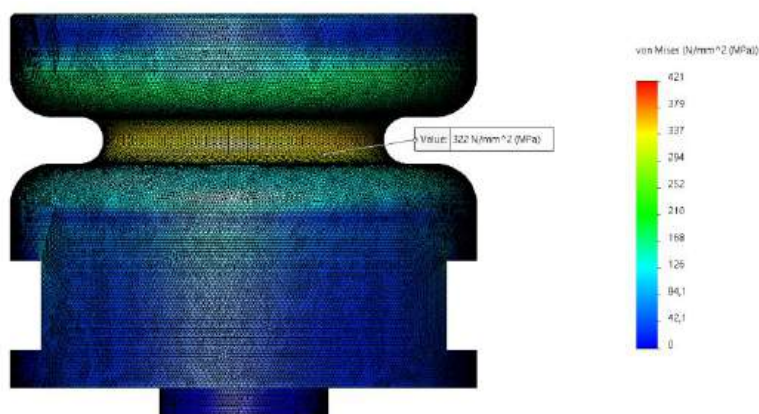


Рисунок 4.16 – Епюра напружень камери (напруження в контрольній ділянці 322 МПа, розмір максимального елемента 2 мм)

На діаграмі рис. 4.17 представлена залежність значень контрольного еквівалентного напруження для опорного болта від максимального елемента розрахункової сітки.

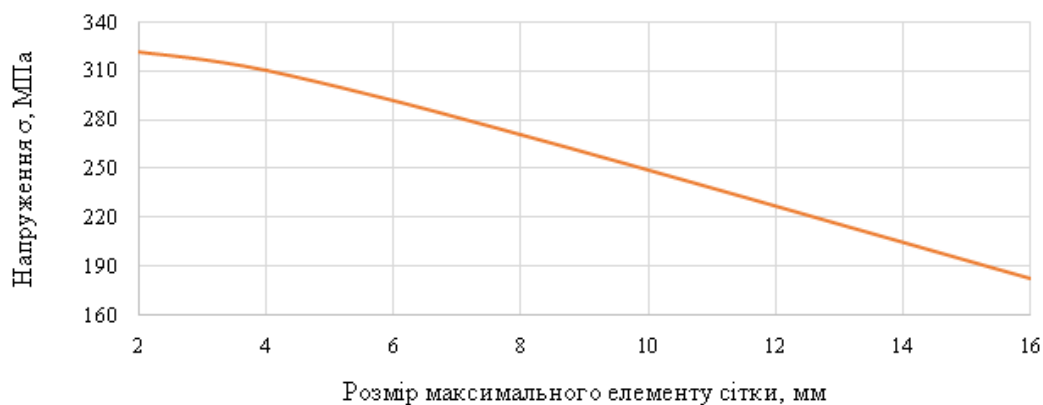


Рис. 4.17 – Залежність значень контрольного еквівалентного напруження від максимального елемента розрахункової сітки

4.2 Адаптований HSS-підхід для оцінювання напружень у зоні концентратора

У класичному HSS-підході структурне напруження визначається шляхом екстраполяції поверхневих напружень до критичної точки. У зварних конструкціях така точка зазвичай розташована біля носка шва, а контрольні значення напружень знімаються у точках, віддалених від нього на

регламентовані відстані. Такий підхід дає змогу не використовувати безпосередньо локальний піковий максимум у зоні шва, а оцінити більш стійке структурне напруження, що пов'язане з геометрією та навантаженням конструкції [8].

У даній роботі класична схема HSS не може бути безпосередньо застосована, оскільки досліджуваний концентратор напружень розташований не в зоні зварного шва, а на поверхні компонента підп'ятника. Тому у роботі була використана не стандартна методика HSS для зварних з'єднань, а її основна ідея – поверхнева екстраполяція напружень від контрольних точок, розташованих поза зоною локального пікового значення.

Такий підхід є доцільним для аналізу локальних концентраторів напружень, зокрема в зонах контактної взаємодії, на сферичних поверхнях і в радіусних переходах. У сучасних МСЕ-дослідженнях поверхневі концентратори напружень розглядаються як окремий об'єкт аналізу. Зокрема, для оцінювання впливу V-подібних вирізів, мікрогеометрії поверхні та інших локальних неоднорідностей використовують параметри концентрації та градієнта напружень [9].

Для сферичної контактної зони контрольні точки розташовуються на поверхні деталі в напрямку віддалення від точки найбільшого напруження або від центра контактної плями. Перша контрольна точка повинна бути розташована поза областю локального пікового напруження, але достатньо близько до концентратора. Друга та третя точки розміщуються далі в тому самому напрямку для перевірки характеру зміни напружень уздовж поверхні.

Якщо контактна зона має характерний радіус a , точки можуть бути задані на відстанях, кратних цьому розміру:

$$\begin{aligned} s_1 &= 0,5 \cdot a ; \\ s_2 &= 1 \cdot a ; \\ s_3 &= 1,5 \cdot a . \end{aligned} \tag{4.2}$$

У межах дослідження компонентів підп'ятника запропонований підхід застосовується для ділянок, у яких за результатами МСЕ спостерігається локальне зростання еквівалентних напружень. До таких зон належать контактні поверхні, сферичні ділянки, радіусні переходи та місця зміни геометрії. Саме в цих областях локальний максимум може бути зумовлений як реальною концентрацією напружень, так і особливостями чисельної моделі.

Послідовність оцінювання передбачає кілька етапів. Спочатку за результатами МСЕ визначається зона максимального напруження. Далі на поверхні деталі задається напрямок віддалення від концентратора, уздовж якого напруження змінюються найбільш лінійно. Після цього в контрольних точках визначаються значення еквівалентних напружень і будується екстраполяційна залежність. Отримане значення використовується як умовна оцінка локального структурного напруження в зоні концентратора [10].

Епюри еквівалентних напружень у ділянках пікових навантажень компонентів підп'ятника та діаграми перевірки збіжності контрольних напружень за адаптованим HSS-підходом наведені на рис. 4.18 - 4.23.

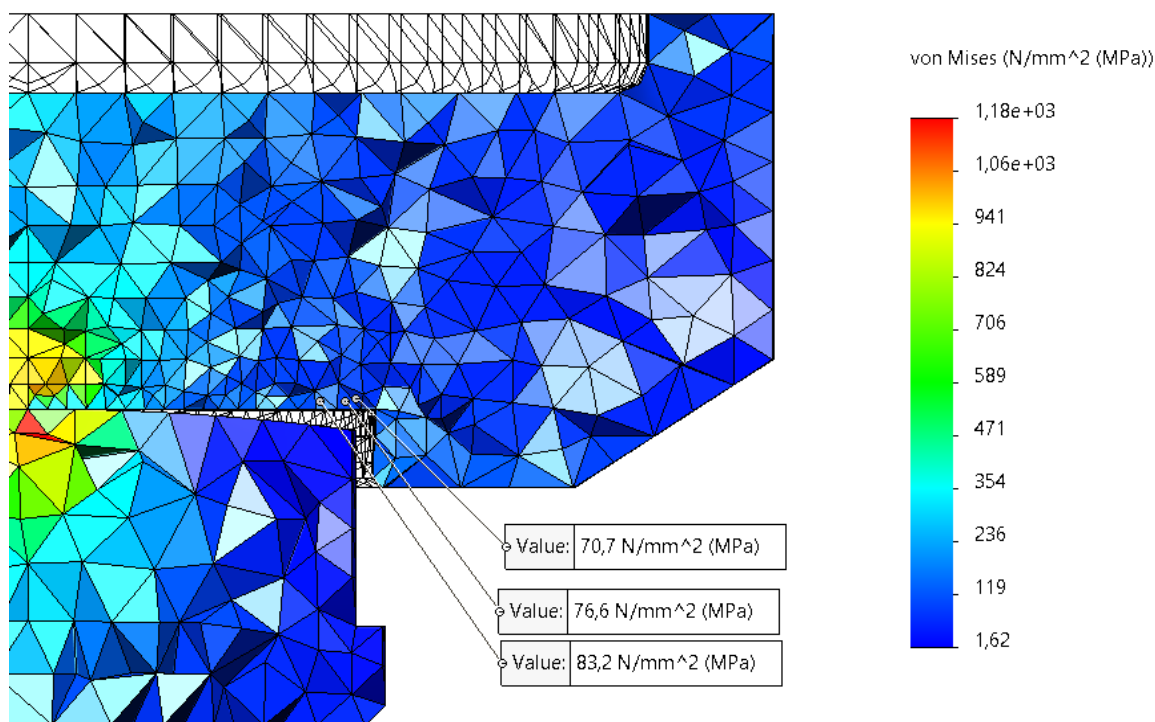


Рисунок 4.18 – Локальні значення напружень для опорної тарілки

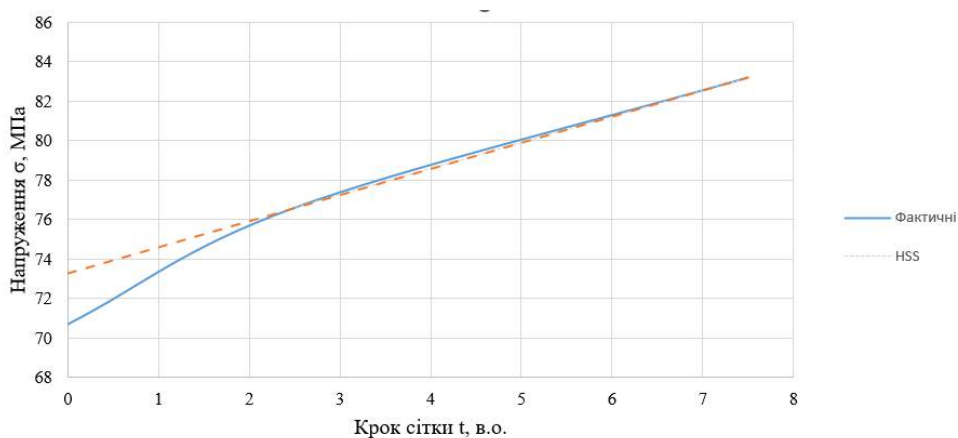


Рисунок 4.19 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень для опорної тарілки

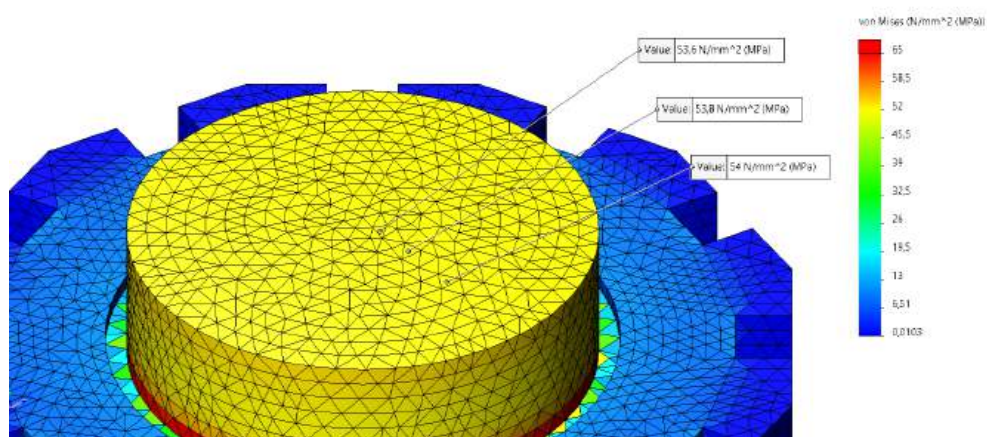


Рисунок 4.20 – Локальні значення напружень для сферичної поверхні голівки опорного болта

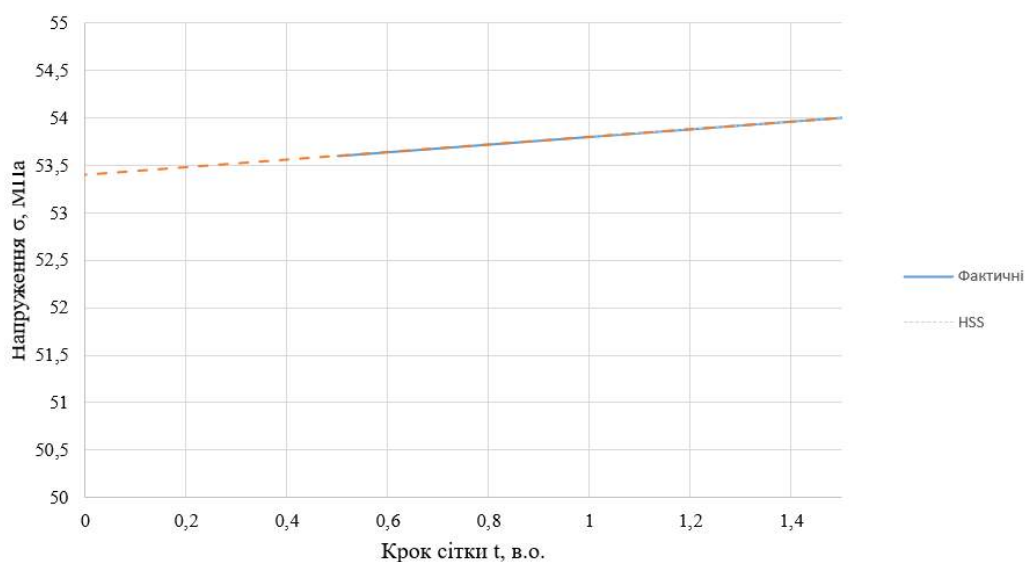


Рисунок 4.21 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень для сферичної поверхні голівки опорного болта

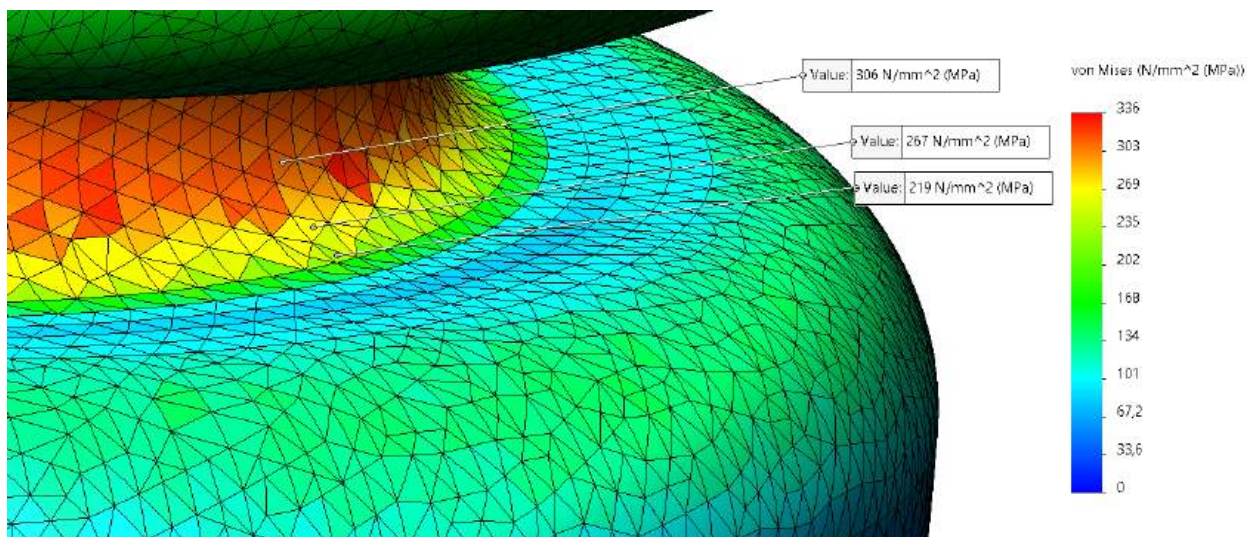


Рис. 4.22 – Локальні значення напружень для камери

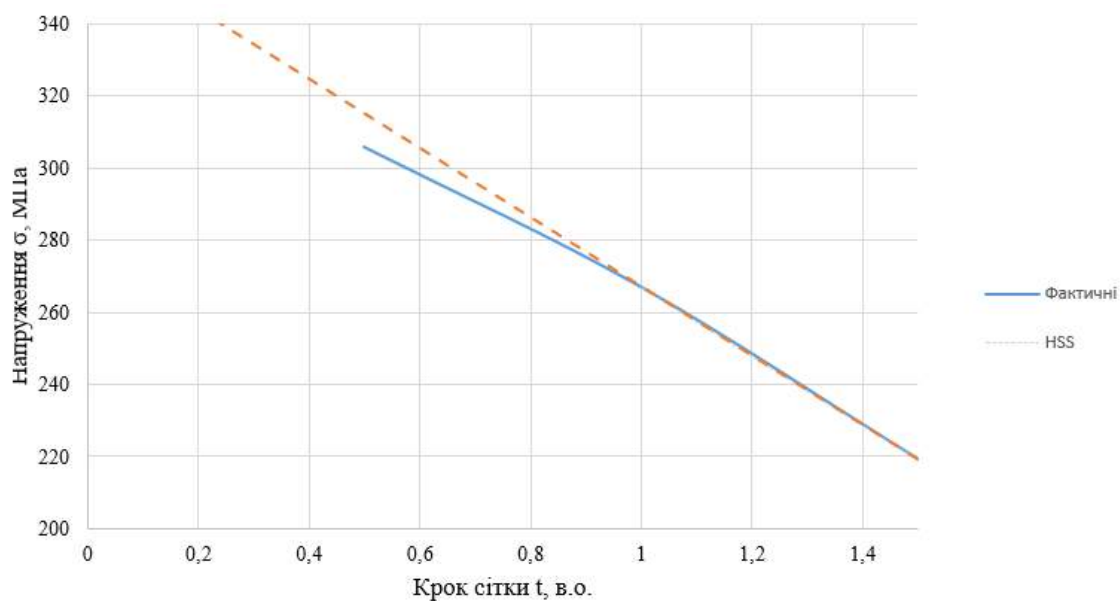


Рисунок 4.23 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень для камери

Розрахунки геометричних напружень, обчислених за допомогою розроблених методів тривимірного моделювання, та перевірку їх адаптованим HSS-підходом зведені в порівняльну таблицю 4.4.

Перевірка збіжності механічних напружень компонентів підп'ятника

Найменування компонентів підп'ятника	Напруження, МПа	
	Запропоновані методи 3D-моделювання	HSS-підхід
1. Опорна тарілка	70,7	73,3
2. Голівка опорного болта	53,6	53,4
3. Камера	336	336,1

Отримані результати свідчать про задовільну збіжність значень механічних напружень, визначених за результатами тривимірного моделювання та адаптованого HSS-підходу. Максимальне відхилення між порівнюваними значеннями становить 3,7 %, що перебуває в межах прийнятого інженерного критерію до 5 %. Це підтверджує достатню достовірність результатів МСЕ-розрахунку та можливість їх використання для подальшої оцінки напруженого стану компонентів підп'ятника.

4.3 Висновки до четвертого розділу

У даному розділі виконано перевірку достовірності результатів чисельного моделювання НДС компонентів підп'ятника. Для цього застосовано два взаємопов'язані підходи: перевірку сіткової збіжності результатів МСЕ-розрахунку та адаптований HSS-підхід, заснований на методі поверхневої екстраполяції напружень у зонах локальної концентрації.

Під час аналізу сіткової збіжності було виконано серію розрахунків із різними параметрами скінченно-елементної сітки. Для опорного болта та камери уточнення виконувалося шляхом зменшення загального розміру елементів у всій розрахунковій області. Для опорного болта було прийнято значення скінченного елемента сітки – 3 мм, а для камери – 4 мм. Для контакту "тарілка-болт", де спостерігався виражений локальний концентратор напружень, додатково застосовано локальне згущення сітки в критичній зоні. Порівняння контрольних

еквівалентних напружень для контакту "тарілка-болт" показало, що для розрахункової сітки розмір максимального елемента має становити 5 мм, мінімального елемента – 2 мм. При подальшому ущільненні сітки характер розподілу напружень в цих компонентах не змінюється, а відхилення контрольних значень перебуває в межах прийнятого інженерного критерію до 5 %.

Для оцінки достовірності локальних максимумів напружень використано адаптований HSS-підхід. На відміну від класичного застосування HSS для зварних з'єднань, у даній роботі його використано як метод поверхневої екстраполяції напружень у зонах концентрації на поверхні компонентів підп'ятника. Контрольні точки обиралися вздовж поверхні деталі у напрямку від локального концентратора напружень. Це дало змогу оцінити не одиничне пікове вузлове значення, а умовне локальне структурне напруження, менш чутливе до локального згущення сітки.

Порівняння еквівалентних напружень, отриманих за результатами 3D-моделювання та за адаптованим HSS-підходом, засвідчило їхню задовільну узгодженість. Для розглянутих компонентів підп'ятника максимальне відхилення становить 3,7 %, що не перевищує прийнятого допустимого рівня до 5 %. Зокрема, для опорної тарілки отримано значення 70,7 МПа за результатами тривимірного моделювання та 73,3 МПа за HSS-підходом; для голівки опорного болта – відповідно 53,6 МПа і 53,4 МПа; для камери – 336,0 МПа і 336,1 МПа.

У цьому розділі було розв'язано наступні завдання:

- виконано перевірку сіткової збіжності результатів MCE-розрахунку компонентів підп'ятника;
- встановлено, що подальше уточнення сітки не змінює характеру розподілу еквівалентних напружень у контрольних зонах;
- застосовано адаптований HSS-підхід для оцінювання локальних напружень у зонах концентрації;
- виконано порівняння напружень, отриманих за результатами 3D-моделювання та поверхневої екстраполяції;

– підтверджено задовільну узгодженість результатів для опорної тарілки, голівки опорного болта та камери;

– обґрунтовано можливість використання отриманих результатів МСЕ-розрахунку для подальшої оцінки міцності компонентів підп'ятника.

Отже, наведена верифікація результатів підтверджує достатню достовірність результатів тривимірного моделювання напружено-деформованого стану компонентів підп'ятника. Поєднання сіткової збіжності та адаптованого HSS-підходу дозволило зменшити вплив локальних чисельних піків на інтерпретацію результатів і підвищити обґрунтованість оцінки напруженого стану в зонах концентрації. Отримані результати можуть бути використані для подальшого аналізу міцності та працездатності елементів підп'ятника.

4.4 Література до четвертого розділу

1. Bärnkopf E, Kövesdi B, Dunai L. Investigation of Stress Concentration Zones in FEM-Based Design of Welded Plated Structures. Buildings. 2023; 13(4):1057. <https://doi.org/10.3390/buildings13041057> ;

2. Wolfgang Fr. Fatigue analysis of welded joints: state of development, Marine Structures. 2003; 16 (3), ISSN 0951-8339, PP. 185-200. [https://doi.org/10.1016/S0951-8339\(02\)00075-8](https://doi.org/10.1016/S0951-8339(02)00075-8) ;

3. Chirkov A. Змішане формулювання методу скінченних елементів у теорії пружності з градієнтом деформації. Reports of the National Academy of Sciences of Ukraine. 2025. Vol. 3. PP. 61-70. <https://doi.org/10.15407/dopovidi2025.03.0611> ;

4. What is Convergence in Finite Element Analysis? SimScale. SimScale. URL: <https://www.simscale.com/blog/convergence-finite-element-analysis/> ;

5. Sinclair G.B., Beisheim J.R., Sezer S. Practical Convergence-Divergence Checks for Stresses from FEA. Proceedings of the 2006 International ANSYS Users' Conference. Pittsburgh, Pennsylvania, 2006 ;

6. The Importance of Mesh Convergence. NAFEMS Knowledge Base. URL: <https://www.nafems.org/publications/knowledge-base/the-importance-of-mesh-convergence-part-1/> ;

7. Are there guideline about the mesh convergence for Structural Analysis? Ansys Innovation Space. ANSYS, Inc., 2018. URL: https://innovationspace.ansys.com/courses/wp-content/uploads/sites/5/2024/01/1_Tips-and-Tricks-for-Meshing.pdf ;

8. Hobbacher A.F. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. IIW document IIW-1823-07/XIII-2151-07. International Institute of Welding, 2008. URL: <https://svv.cz/files/IIW182307FatigueRecomm20121017.pdf> ;

9. Xu G., Qiao Z., Zhang W., Wu C., Zhang J. Finite-element method for the analysis of surface stress concentration factor and relative stress gradient for machined surfaces // Mechanical Sciences. 2023. Vol. 14. P. 451–463. 451–461, 2023. <https://doi.org/10.5194/ms-14-451-2023> ;

10. In a structural finite element model, why doesn't the calculated maximum stress always converge with mesh refinement? Ansys Innovation Space. URL: <https://innovationspace.ansys.com/knowledge/forums/topic/in-a-structural-finite-element-model-why-doesnt-the-calculated-maximum-stress-always-converge-with-mesh-refinement-is-it-caused-by-a-stress-singularity-if-so-how-do-i-minimize-the-singula/> .

ВИСНОВКИ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення та запропоновано вирішення наукового завдання, що полягає у створенні методики дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкції гідрогенератора-двигуна, зокрема підп'ятника на гідравлічних опорах, у тривимірній постановці із використанням методу скінченних елементів.

В ході виконання комплексних дисертаційних досліджень були отримані наступні нові наукові та практичні результати:

1. Виконано оцінку вібраційного стану ротора вертикального гідрогенератора-двигуна на основі особливостей технології збирання конструкції, сучасних інструментальних вимірювань та комп'ютерних технологій геометричного аналізу. На основі результатів аналізу запропоновано заходи для покращення вібраційного стану гідроагрегату, зокрема використання нового підп'ятника іншого типу.

2. Удосконалено існуючий інженерний метод обчислення напружено-деформованого стану в частині уточнення коефіцієнту концентрації напружень в опорних компонентах (болтах, тарілках) та введення нових елементів в пружні камери з їх чисельним моделюванням, обчисленням деформацій, викликаних робочими та критичними навантаженнями.

3. Розроблено конструкцію підп'ятника на гідравлічних опорах, що дозволяє зменшити вібрації існуючих конструкцій роторів гідрогенераторів-двигунів відповідно до вимог актуальних європейських стандартів ISO та ІЕС, що базується на конструкції з демпфуючими гофрованими компонентами пружної камери та спеціальній формі геометрії болта та тарілки.

4. Розроблено методику розрахунку напружено-деформованого стану у тривимірній постановці нової конструкції гідравлічного підп'ятника гідрогенератора-двигуна, що використовує геометрію без спрощень, враховує контактні граничні умови в болті та тарілці на основі попереднього

геометричного аналізу конструкції в частині упорних поверхонь та із вирішенням задачі змінення пружності оливи в конструкції. Для підтвердження надійності роботи підп'ятника протягом заданого терміну експлуатації виконано розрахунок втомної міцності елементів підп'ятника з наявними концентраторами напружень.

5. Проведено верифікацію отриманих результатів шляхом порівняння інженерних розрахунків із результатами тривимірного МСЕ-моделювання та оцінкою достовірності інтерпретації локальних максимумів напружень у зонах концентрації із застосуванням адаптованого HSS-підходу.

Головним практичним результатом дисертаційної роботи є створення нової конструкції однорядного підп'ятника гідрогенератора-двигуна на гідравлічних опорах, що обґрунтована розробленою методикою дослідження напружено-деформованого стану.

Надане на основі розробленої методики обґрунтування забезпечення надійної роботи запропонованої конструкції підп'ятника на гідравлічних опорах дозволяє покращити вібраційний стан гідроагрегату при його модернізації, а також подовжити термін експлуатації підп'ятника гідрогенератора-двигуна завдяки усуненню основних недоліків, що мала існуюча конструкція.

ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Статті у наукових фахових виданнях затверджених МОН України:

1. **Васильєв, О.О.** et al. Damage assessment and structural-technological repair solutions for aircraft composite panels. Open Information and Computer Integrated Technologies, [S.l.], n. 102, p. 64-74, feb. 2025. <https://doi.org/10.32620/oikit.2024.102.05> ;

2. А.М. Гуменний, О.І. Кривобок, А.В. Лоленко, О.М. Столярчук, **О.О. Васильєв**. Innovative approaches to launching light unmanned aerial vehicles with short and medium range in various conditions. Open Information and Computer Integrated Technologies, [S.l.], n. 102, p. 149-159, feb. 2025. <https://doi.org/10.32620/oikit.2024.102.09> ;

3. О.І. Кривобок, А.М. Гуменний, А.В. Лоленко, Є.О. Духняк, **О.О. Васильєв**, В.В. Алейніков. Analysis of ways to modernize the An-2 aircraft taking into account the EASA requirements for CS 23 level 4 and provide transportation of 10-19 passengers. Open Information and Computer Integrated Technologies, [S.l.], n. 99, p. 120-136, june 2024. <https://doi.org/10.32620/oikit.2023.99.11> .

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

4. Tretiak, O., Kravchenko, S., Mykhailychenko, O., Nazarenko, V., Smyk, S., **Vasyliiev, O.**, Arefieva, M., Tretiak, I., Serhiiienko, S., & Selevko, V. (2025). Devising a method for calculating the structure of efficient cooling systems for thrust bearings and guide bearings in hydrogenerators. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3(1 (135), 38–50. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.329021> ;

5. Yehorov, A., Kravchenko, S., Duniev, O., **Vasyliiev, O.**, Hromenko, D., Lukashevych, S., Buhaiov, O., Liakhov, K., Kovryga, A., & Obidin, D. (2026). Devising a method for assessing efficiency of the cooling system and determining the

thermal state of vertical synchronous hydrogenerators using three-dimensional CFD simulation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1(8 (139), 49–58. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2026.350505> ;

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. **Vasyliiev O.** Design of Thrust Bearings of Vertical Hydrogenerators, Features of Their Operating Conditions and Problems of Ensuring Reliable Operation. Science, Technology and Industry in the Digital Age: Collection of Scientific Papers with Proceedings of the 4th International Scientific and Practical Conference. International Scientific Unity. Hamburg, Germany. April 22-24, 2026. 345-348 p. <https://doi.org/10.70286/isu-22.04.2026> .

ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ



АКТ № 4 від 21.05 2026р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
"Створення нових конструкцій під'ятників гідрогенераторів вертикального типу з
гідравлічною демпферною системою"
здобувача кафедри 101
Олександра Олександровича Васильєва
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 КАЩЕНКА

у період з 18 травня 2026 року до 21 травня 2026 року розглянула матеріали наукових
досліджень Васильєва Олександра Олександровича

Комісія засвідчує:

1. Результати дисертаційного дослідження, яке особисто проведене Васильєвим Олександром Олександровичем, містять створену нову методику розрахунку напружено-деформованого стану гідравлічного під'ятника гідрогенератора-двигуна у тривимірній постановці із використанням методу скінченних елементів, яка відрізняється від релевантних методик урахуванням просторової роботи гідравлічної опорної системи з пружними гофрованими камерами, заповненими оливою, реальної геометрії конструкції без спрощень, контактних граничних умов між елементами вузла, різнонаправлених та різнофакторних силових впливів у характерних елементах конструкції з урахуванням зміни жорсткісних характеристик оливи в процесі навантаження.

Удосконалено існуючий інженерний метод обчислення напружено-деформованого стану в частині уточнення коефіцієнту концентрації в опорних компонентах (болтах, тарілках) та введення нових елементів в пружні камери з їх чисельним моделюванням, обчисленням деформацій, викликаних робочими та критичними навантаженнями.

Удосконалено алгоритм завдання граничних умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів гідрогенератора-двигуна в частині детального опису навантажень, діючих при експлуатації.

Розроблено методику розрахунку напружено-деформованого стану у тривимірній постановці нової конструкції гідравлічного підп'ятника гідрогенератора-двигуна, що використовує геометрію без спрощень, враховує контактні граничні умови в болті та тарілці на основі попереднього геометричного аналізу конструкції в частині упорних поверхонь та із вирішенням задачі змінення пружності оливи в конструкції

Виконано оцінку достовірності інтерпретації локальних максимумів напружень у зонах концентрації із застосуванням адаптованого HSS-підходу.

Розроблена та впроваджена методика розрахунку напружено-деформованого стану у тривимірній постановці нової конструкції гідравлічного підп'ятника дозволила обґрунтувати безпечну роботу на протязі заданого терміну експлуатації гідрогенератора-двигуна відповідно до вимог актуальних європейських стандартів ISO та IEC.

Розроблена в роботі методика розрахунку напружено-деформованого стану гідравлічного підп'ятника гідрогенератора-двигуна може бути використана при дослідженні електричних машин різного призначення та іншого енергетичного обладнання.

2. Результати наукових досліджень використані при розробці робочих програм та внесені у лекційні курси дисциплін «Випробування та сертифікація літальних апаратів» та «Гідравліка».

3. 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