

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

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Ареф'єва Марія Олександрівна

УДК 629.7: 539.3: 539.4

ДИСЕРТАЦІЯ
МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ
ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ ЧЕРЕЗ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ
ЕЛЕМЕНТІВ РОТОРА ТА ХРЕСТОВИНИ ЗА КРИТЕРІЄМ ВЛАСНИХ
ЧАСТОТ


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


М.О. Ареф'єва

Науковий керівник Третяк Олексій Володимирович, д. т. н., доцент

Харків – 2025

АНОТАЦІЯ

Арефьева М.О. Методи підвищення вібростійкості та надійності гідрогенераторів через вдосконалення конструкції елементів ротора та хрестовини за критерієм власних частот – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 134 – "Авіаційна та ракетно-космічна техніка" (13 Механічна інженерія). – Національний аерокосмічний університет "Харківський авіаційний інститут", Харків, 2025.

Дисертаційну роботу присвячено актуальному питанню підвищення вібростійкості та надійності гідрогенераторів шляхом удосконалення конструкції опорно-напрямних хрестовин, розроблення методів аналітичного та тривимірного розрахунку жорсткості хрестовин та визначення критичних частот ротора з врахуванням жорсткості опор валопроводу. Було обґрунтовано причинно-наслідковий зв'язок між конструкцією хрестовини, її різножорсткістю та виникненням резонансних явищ у валопроводі. Було виконано розрахунок власних частот і форм коливань валопроводу у тривимірній постановці з урахуванням податливості підшипників і розпірних домкратів. У частині вивчення та визначення механічних навантажень, що діють на ці вузли, було встановлено, що поєднання дії радіальних, осьових і тангенціальних складових на конструкцію мостової хрестовини за умов недостатньої жорсткості спричиняє збіг власної частоти з робочою частотою обертання та призводить до неприпустимих амплітуд коливань опорно-напрямного вузла. На основі результатів вібраційних випробувань і тривимірного дослідження жорсткості конструкції мостової хрестовини було запропоновано перехід до хрестовини променевого типу з підвищенням жорсткості опори та віддалення критичних частот, що знімає ризики виникнення резонансних явищ.

Метою дисертаційної роботи є розроблення методів та алгоритмів дослідження напружено-деформованого стану хрестовини гідрогенератора у тривимірній постановці з урахуванням технологічної, геометричної й оливоно - плівкової складових, у межах якої інтегруються аналітична оцінка

жорсткості основних елементів хрестовини та еквівалентна жорсткість підшипників і упорних домкратів як параметри граничних умов для визначення власних форм і критичних частоти ротора, з подальшим обґрунтуванням і впровадженням конструктивних рішень щодо підвищення жорсткості хрестовини, що забезпечують зниження вібрацій валопроводу та підвищення надійності агрегату.

Перший розділ дисертаційної роботи присвячено системному огляду конструкцій хрестовин гідрогенераторів (мостового та променевого типів), їхніх переваг та недоліків, а також спектра експлуатаційних навантажень (осьових, радіальних та тангенціальних), які формують вібраційний стан опорного вузла. Сформульовано критерії нерезонансної роботи, згідно існуючих нормативних вимог до допустимих рівнів вібрації, та вимоги до осьової й радіальної жорсткості опори у контексті забезпечення стійкого обертання ротора. Проведено аналіз сучасних підходів до оцінювання вібраційного стану та проектування опорно - напрямних хрестовин. У результаті було визначено проблемні питання щодо перспектив підвищення жорсткості конструкції хрестовин, зокрема: відсутність уніфікованої процедури тривимірної оцінки жорсткості з урахуванням реальної геометрії; неповна інтеграція еквівалентної жорсткості підшипників і упорних домкратів у числові моделі; а також потреба у чітких критеріях вибору між мостовою та променевою схемами для забезпечення нерезонансної роботи та підвищення надійності.

Другий розділ дисертаційної роботи присвячено розробленню аналітичної методики визначення жорсткісних характеристик центральної частини, лап і допоміжних елементів хрестовини з урахуванням жорсткості підшипників і стійкості упорних домкратів. Наведено розрахункові залежності для оцінки прогинів і напружень, а також умову динамічної віддаленості власних частот опори від збуджувальних гармонік.

Як об'єкт застосування методики розглянуто діючий гідрогенератор-двигун підвісного виконання. За результатами аналізу вібраційних випробувань валопроводу, проведених Projektów Energetycznych „ENERGOPROJEKT-

WARSZAWA” S.A., та аналітичних оцінок встановлено недостатню жорсткість мостової верхньої хрестовини (тонкі вертикальні ребра, відсутність радіальних упорів), що знижує критичну частоту валопроводу до рівня, близького до номінальної швидкості.

У третьому розділі представлені результати тривимірного числового моделювання, де жорсткості вузлів підшипників задано у складі граничних умов. Було змодельовано варіант модернізації опорної системи з переходом від мостової до променевої хрестовини з встановленням упорних домкратів, а також із виключенням маси обертових частин розгінного двигуна. Підвищення вібростійкості досягнуто за критерієм власних частот шляхом удосконалення опорно-напрямної хрестовини з параметричним урахуванням масово-жорсткісних характеристик валопроводу, без геометричної зміни ротора. Для вихідної конструкції визначено першу критичну частоту 9 Гц (≈ 540 об/хв), що практично збігається з робочою частотою 600 об/хв і пояснює резонансні амплітуди. Після модернізації підтверджено підвищення першої критичної частоти до 26 Гц, що забезпечує необхідний динамічний запас відділений від частоти робочих гармонік.

Четвертий розділ роботи присвячено аналізу результатів дослідження напружено-деформованого стану хрестовини гідрогенератора. Верифікацію отриманих результатів тривимірного моделювання було виконано методом Hot Spot Stress у постановці лінійної поверхневої екстраполяції. Для характерних зварних і конструктивних зон (полиці, ребра, опорний диск, основні балки) визначено геометричні (номінальні) напруження у контрольних точках і зіставлено їх із напруженнями, отриманими методом скінченних елементів. Достовірність забезпечено дослідженням збіжності на послідовності сіток: виконано систематичне згущення з керуванням мінімальним розміром елемента та локальним перерозподілом дискретизації у зонах концентрації напружень.

За результатами перевірки збіжності на послідовності розрахункових сіток і верифікації обчислених у тривимірній постановці механічних напружень методом Hot Spot Stress встановлено, що номінальні напруження у характерних сталевих

елементах модернізованої верхньої хрестовини (полиці, ребра, опорний диск, основні балки) не перевищують 30 МПа та є допустимими.

Для елементів хрестовини гідрогенератора, де критичними точками є зварні з'єднання, верифікація свідчить про достатню збіжність та відсутність точок сингулярності в місцях переходу основний метал – зварне з'єднання.

Результатом проведених досліджень стали розроблені ефективні методи дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкцій хрестовин генераторів великої потужності при номінальному режимі роботи та в режимі короткого замикання.

Використання представлених у роботі результатів дозволить забезпечити надійну роботу таких електростанцій України, як Дністровська ГАЕС СВО2 - 1255/255-40 потужністю 324 МВт в генераторному режимі та 416 МВт у режимі двигуна, Київська ГАЕС СВО 733/130-36М потужністю 33,4 МВт у режимі генератора та 40 МВт у режимі двигуна, Середньодніпровська ГЕС ГСВ 1230/140 - 48 потужністю 117 МВт, Дніпро ГЕС-2 СВ1 1230/140-56М потужністю 119 МВт. Всі вищезазначені електростанції забезпечують Україну електричною енергією, завдяки яким забезпечується робота лікарень, виробництв та всіх інших галузей економіки.

Представлена дисертаційна робота надає науково обґрунтовані методи аналітичного та тривимірного визначення жорсткісних характеристик і напружено-деформованого стану опорних хрестовин гідрогенераторів. Отримані результати кількісно описують вплив основних конструктивних параметрів хрестовини на динаміку валопроводу та слугують підґрунтям для оцінки надійності діючих агрегатів, забезпечуючи нерезонансну роботу валопроводу й зниження вібрацій опорного вузла.

Результати дисертаційної роботи використано на ТОВ "Харківський електромашинобудівний завод" (м. Харків) при проектуванні нових та реконструкції існуючих двигунів та генераторів великої потужності. Окрім цього, результати роботи впроваджено у науково-методичних процесах кафедри аерогідродинаміки Національного аерокосмічного університету "Харківський авіаційний інститут".

Наступним кроком дослідження стане розширення тривимірних моделей до зв'язаних динаміко-теплових постановок з урахуванням нелінійних контактів у вузлах хрестовини та змінної жорсткості підшипників. Розвиток дослідження у цьому напрямку дозволить підвищити точність прогнозу нерезонансної роботи в реальних режимах та знизити ризики резонансних коливань.

Наукова новизна роботи:

1. Вперше створено новий метод розрахунку напружено-деформованого стану хрестовини гідрогенератора, що, на відміну від існуючих, дає змогу врахувати сили від дії короткого замикання, нерівномірність масової складової гідрогенератора з покроковим уточненням силових факторів, що відповідають критичним режимам навантажень.

2. Удосконалено існуючі інженерні методи розрахунку власних частот роторів гідрогенераторів у частині точного задання геометрії елементів конструкції та врахування еквівалентної податливості опор і упорних домкратів в тривимірній постановці з заданням теплових граничних умов I роду; отримано просторові картини вигинів конструкції у трьох площинах.

3. Набув подальшого розвитку метод розрахунку податливості опорних та упорних вузлів гідрогенератора, що, на відміну від існуючих, дає змогу в тривимірній постановці оцінити внесок технологічної, геометричної та оливно-плівкової складових.

Наукова та практична значущість результатів:

1. Запропоновано нову конструкцію модернізованої хрестовини, що відрізняється від існуючої додатковими силовими поясами, які забезпечують необхідну жорсткість конструкції для гідрогенераторів великої потужності, необхідний запас міцності та вібростійкості згідно існуючих нормативних документів.

2. Розроблені методи дозволяють проєктувати хрестовини з оптимальними масо-габаритними показниками, з необхідною жорсткістю конструкції, що включають в конструкцію розпірні елементи – домкрати, для демпфування дії від моменту короткого замикання полюсів.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку міцності можуть бути використані при дослідженні напружено-деформованого стану енергетичного обладнання літаків, гелікоптерів та аеродромів.

Отримані наукові результати можуть бути використані науково-дослідними та проектними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями енергетичної галузі, вищими навчальними закладами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень і експлуатації енергетичного обладнання.

Ключові слова: гідрогенератор; опорно-напрямна хрестовина; жорсткість опори; напружено-деформований стан; критичні частоти ротора; власні форми коливань; податливість опор; тривимірне моделювання; метод скінченних елементів; вібрації валопроводу.

Список публікацій здобувача

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

1. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., **Arefieva, M.**, Nazarenko, V. (2022). The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation*, 10(9), 152. (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation10090152>;
2. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., Sokolova, V., **Arefieva, M.**, Tretiak, I., Hromenko, D., Nazarenko, V. (2022). Modeling of the Stress–Strain of the Suspensions of the Stators of High-Power Turbogenerators. *Computation*, 10(11), 191. (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation10110191>;
3. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., **Arefieva, M.**, Selevko, V., Brega, D., Maiorova, K., & Tretiak, I. (2023). Stress-Strained State of the Thrust Bearing Disc of Hydrogenerator-Motor. *Computation*, 11(3), 60. (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation11030060>;
4. Tretiak, O., Serhiienko, S., Zhukov, A., Gakal, P., Don Y., **Arefieva, M.**, Tretiak, I., Kravchenko, S., Bohozhavets, O. Peculiarities of the Design of Housing Parts of Large Direct Current Machines, *SAE Int. J. Mater. Manf.* 17(1):59-72, 2024, (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.4271/05-17-01-0005>;

5. Tretiak, O., Kovryga, A., Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., **Arefieva, M.**, Penkovska, N., Madonych, A. (2024). 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*, 6(7 (132)), 53–64. (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>;

6. Tretiak, O., **Arefieva, M.**, Makarov, P., Serhiienko, S., Zhukov, A., Shulga I., Penkovska, N., Kravchenko, S., Kovryga, A. Study of Different Types of Ventilation and Cooling Systems of Bulb Hydrogenerators in a Three-Dimensional Setting, *SAE Int. J. Mater. Manf.* 18(3):2025. (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.4271/05-18-03-0020>;

7. 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>.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Gakal P., Tretiak I., **Arefieva M.**, Nazarenko V. Thermal State Determination of the Heat Exchanger in the Three-Dimensional Setting, *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. V. 1008. Lecture Notes in Networks and Systems*. PP. 327–336. https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_28.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

9. Третяк О. В., **Ареф'єва М. О.**, Кобзар І. В., Репетенко М. В., Сергієнко С. А., Жуков А. Ю., Пеньковська Н. С., Селевко В. Б., Назаренко В. В. Методи та концепції розрахунку турбо- та гідрогенераторів у тривимірній постанові: монографія - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 138 с. **ISBN 978-617-619-284-8**;

10. Третяк О.В., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., Кравченко С.С., Шульга І.М., **Ареф'єва М.О.**, Третяк І.І. Патент на корисну модель № 158317 Україна, МПК Н02К9/04 Н02К9/08. "Система охолодження гідрогенератора капсульного типу", номер заявки u202401526, опубліковано 22 січня 2025, <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1837882/>.

ABSTRACT

Arefieva M. Methods of increasing the vibration resistance strength and reliability of hydrogenerators due to the improvement of the design of the elements of the rotor and the crosses according to the criterion of own frequencies – 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, 2025.

The dissertation is devoted to the actual issue of increasing the vibration resistance and reliability of hydrogenerators by improving the design of support-guide cross-arm (cross-piece), the development of methods of analytical and three-dimensional calculation of the stiffness of the guide cross-arm (cross-piece) and determining the critical frequencies of the rotor taking into account the stiffness of the shaft line. The causal relationship between the support-guide cross-arm design, its non-uniform stiffness, and the emergence of resonant phenomena in the shaft line was substantiated. The calculation of its own frequencies and mode shapes of the shaft line was performed in a three-dimensional setting, taking into account the compliance of bearings and spacing jacks. In terms of studying and determining mechanical loads operating on these units, it has been found that the combination of radial, axial and tangential components on the design of the bridge-type cross-arm (cross-piece) under conditions of insufficient rigidity causes the coincidence of its own frequency with the rated rotational speed and leads to the unacceptable amplitudes of the oscillation of the support-direct unit. Based on the results of vibration tests and a three-dimensional study of the stiffness of the design of the bridge-type cross-arm (cross-piece), a transition to the beam-type cross-arm (cross-piece) with an increase in the rigidity of the support and the distance of critical frequencies, which relieves the risks of resonant phenomena.

The goal of the thesis is the development of methods and algorithms for the study of a stress-strain state of the support-guide cross-arm (cross-piece) of a large-power hydrogenerator in a three-dimensional formulation that accounts for technological,

geometric, and oil-film contributions. Within this framework, analytical assessments of the stiffness of the cross-arm's main elements and the equivalent stiffness of the bearings and thrust jacks are integrated as boundary-condition parameters for determining the rotor's eigenmodes and critical speeds. The results are then used to justify and implement design solutions that increase the cross-arm stiffness, thereby reducing shaft-line vibrations and improving the unit's reliability.

The first section of the dissertation is devoted to the system review of the designs of the cross-arm (cross-pieces) of hydrogenerators (bridge and beam types), their advantages and disadvantages, as well as the spectrum of operational loads (axial, radial and tangential.) that form a vibration state of the reference unit. The criteria of non-resonance work are formulated, according to existing normative requirements for permissible levels of vibration, and the requirements for the axial and radial rigidity of the support in the context of providing a stable rotation of the rotor. An analysis of contemporary approaches to assessing the vibration state and to designing support–guide cross-arms (cross-pieces) was conducted. The analysis identified several issues for advancing cross-arm stiffness, namely: the absence of a unified three-dimensional stiffness assessment procedure that accounts for the actual geometry; incomplete integration of the equivalent stiffness of bearings and thrust jacks into numerical models; and the need for clear criteria for selecting between bridge-type and radial layouts to ensure non-resonant operation and improved reliability.

The second section of the dissertation is devoted to the development of an analytical methodology for determining of the stiffness characteristics of the central part, lugs and auxiliary elements of the cross-arm, taking into account the rigidity of bearings and stability of the supporting jacks. The calculated dependencies are given for the assessment of deflections and stresses, as well as the condition of the dynamic distance of its own frequencies of the support from excitatory harmonics.

As an object of application of the methodology, an active hydrogenerator-motor of the suspension execution is considered. According to the results of the shaft-line vibration tests performed by Projektów Energetycznych „ENERGOPROJEKT-WARSZAWA” S.A., and analytical evaluations, insufficient rigidity of the bridge upper cross-arm (cross-

piece) (thin vertical ribs, lack of radial stops), which reduces the critical frequency of the shaft line to the level close to the rated speed.

In the third section, the results of a three-dimensional numerical modeling are submitted, where the rigidity of the bearings unit is given in the limiting conditions. A variant of modernization of the support system was modeled, involving the transition from the bridge-type to the beam-type cross-arm with the installation of thrust jacks, as well as the exclusion of the mass of the rotating parts of the starting motor. Vibration resistance was improved according to the natural-frequency criterion by upgrading the support–guide cross-arm (cross-piece) with parametric accounting of the shaft-line mass–stiffness characteristics, without any geometric modification of the rotor. For the initial design, the first critical frequency of 9 Hz (rotational speed of ≈ 540 rpm) is determined, which practically coincides with a operating speed of 600 rpm and explains resonant amplitudes. After modernization, an increase in the first critical frequency up to 26 Hz was confirmed, which provides the necessary dynamic margin, separated from the frequencies of the operating harmonics.

The fourth section of the work is devoted to the analysis of the results of the study of the stress-strain state of the cross-arm of the hydrogenerator. The verification of the results of three-dimensional modeling was performed by the Hot Spot Stress method in the production of linear surface extrapolation. For characteristic welded and constructive zones (shelves, ribs, reference discs, main beams) are determined geometric (nominal) stresses in control points and compared them with stresses obtained by finite elements obtained. Reliability was ensured by a convergence study on a sequence of meshes: systematic refinement was carried out with control of the minimum element size and local redistribution of discretization in the stress concentration zones.

According to the results of the convergence test on the sequence of calculated meshes and verification of the three-dimensional processing of mechanical stresses by the Hot Spot Stress method, it has been established that nominal stresses in the characteristic steel elements of the modernized upper cross-arm (shelves, ribs, reference disk, main beams) do not exceed 30 MPa and are permissible.

For the elements of the cross-arm of the hydrogenerator, where the critical points are the welded joints, the verification shows sufficient convergence and the absence of singularity points at the transition points between the base metal and the welded joint.

The investigations resulted in the development of effective methods for investigating the stress-strain state of the structural elements of the support-guide cross-arm (cross-piece) of hydrogenerators under rated operating mode and short-circuit mode. The use of the results submitted in the work will provide a reliable operation of such power plants in Ukraine as Dniester GAPs SCES2-1255 / 255-40 rated of 324 MW in generator mode and 416 MW in motor mode, Kyiv GAPs 733 / 130-36 m with a power of 33.4 MW in a generator mode and 40 MW in motor mode, Serednedniprovska HPP GSV 1230 / 140-48 with a capacity of 117 MW, Dnipro GPS-2 SV1 1230 / 140-56m with a rated of 119 MW. All of the above-mentioned power plants provide Ukraine with electric power, through which the work of hospitals, industries and all other branches of the economy are provided.

The dissertation provides scientifically substantiated methods of analytical and three-dimensional determination of rigid characteristics and stress-strain state of the reference support-guide cross-arm (cross-piece) of hydrogenerators. The obtained results quantify the influence of the main constructive parameters of the cross-arm (cross-pieces) on the shaft line dynamics and serve the basis for assessing the reliability of existing aggregates, providing non-resonance shaft and reduction of vibrations of the reference unit.

The results of the dissertation work are used for LLC "Kharkiv Electric Machine-Building Plant" (Kharkiv) when drafting new and reconstruction of existing motors and high-power generators. In addition, the results of the work were introduced in the scientific and methodological processes of the Department of Aerohydrodynamic of National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute".

The next step of the study will be the expansion of three-dimensional models to linked dynamics-thermal productions, taking into account nonlinear contacts in the units of the cross-arm (cross-pieces) and the variable rigidity of bearings. The development of

research in this direction will increase the accuracy of the forecast of non-resonance work in real modes and reduce the risks of resonant oscillations.

Scientific novelty of the work:

1. For the first time, a new method has been developed for calculating the stress–strain state of the hydrogenerator support–guide cross-arm (cross-piece) which, unlike existing approaches, accounts for short-circuit forces and the non-uniform mass component of the hydrogenerator, with stepwise refinement of load factors corresponding to critical operating regimes.

2. Existing engineering methods for calculating the eigenfrequencies of hydrogenerator rotors have been improved in terms of the exact specification of structural geometry and the inclusion of the equivalent compliance of supports and thrust jacks in a three-dimensional formulation with prescribed first-kind (Dirichlet) thermal boundary conditions; spatial bending patterns (mode shapes) have been obtained in three planes.

3. The method for calculating the compliance of bearing and thrust units of the hydrogenerator has been further developed, enabling—unlike existing methods—a three-dimensional assessment of the respective contributions of the technological, geometric, and lubricating film components.

Scientific and practical significance of the results:

1. The new design of the modernized cross-arm (cross-piece), which differs from the existing additional power zones, which provide the necessary rigidity of the design for high-power Hydrogenerators, the necessary supply of strength and vibration resistance according to existing normative documents.

2. Developed methods allow to develop support-guide cross-arm (cross-piece) with optimal mass-dimensions characteristics, with the necessary rigidity of the design, which includes the design of the spacing elements namely jacks, for damping actions from the moment of short-circuit poles.

The methods of three-dimensional strength calculation can be developed in the study of the stress-strain state of power equipment of aircraft, helicopters and airfields.

The resulting scientific results can be used research and proactive organizations, design bureaus, energy industry organizations, higher education institutions and other organizations specializing in research and operation of power equipment.

Key words: hydrogenerator; the support-guide cross-arm (cross-piece); stiffness of the support; stress-strain state; critical rotor frequencies; own forms of oscillations; the flexibility of the supports; three-dimensional simulation; method of finite elements; the vibrations of the shaft line.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ	18
ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ХРЕСТОВИН ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ВІБРОСТІЙКІСТЬ І НАДІЙНІСТЬ	28
1.1 Класифікація конструкцій хрестовини гідрогенератора.....	28
1.2 Основні навантаження, які сприймають хрестовини	34
1.3 Сучасні підходи до оцінки вібрації та перспективи підвищення жорсткості конструкції хрестовин.....	36
1.4 Висновки до першого розділу	39
1.5 Література до першого розділу.....	40
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА ОЦІНКИ ЖОРСТКОСТІ та міцності ЕЛЕМЕНТІВ ХРЕСТОВИНИ.....	44
2.1 Аналітичний розрахунок жорсткості та міцності опорно-напрямної хрестовини.....	44
2.1.1 Визначення основних конструктивних розмірів опорно-напрямної хрестовини.	44
2.1.2 Аналітичний розрахунок жорсткості центральної частини хрестовини.	47
2.1.3 Аналітичний розрахунок жорсткості лапи хрестовини.....	49
2.3 Аналітичний розрахунок жорсткості опорного та напрямних підшипників	54
2.4 Аналітичний розрахунок упорного домкрату.....	55
2.4.1 Механічний розрахунок болта упорного домкрату.....	56
2.4.2 Механічний розрахунок міцності зварювальних швів.....	57
2.5 Огляд досліджуємої хрестовини.....	59
2.6 Висновки до другого розділу.....	64
2.7 Література до другого розділу	65
РОЗДІЛ 3 ЧИСЕЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ХРЕСТОВИН.....	67

3.1 Чисельне дослідження критичних частот обертання гідрогенератора-двигуна з існуючою мостовою конструкцією верхньої хрестовини	67
3.1.1 Відображення граничних та початкових умов для проведення розрахунку у тривимірній постановці	67
3.1.2 Аналіз критичних частоти обертання гідрогенератора-двигуна та порівняння їх з обертовими частотами в частині забезпечення надійної роботи на нормальних режимах	73
3.1.3 Спектральна оцінка вібрацій методом розкладання у ряд Фур'є.....	76
3.2 Чисельне дослідження критичних частот обертання гідрогенератора-двигуна з модернізованою променевою конструкцією верхньої хрестовини	78
3.2.1 Відображення граничних та початкових умов для проведення розрахунку у тривимірній постановці	78
3.2.2 Дослідження модернізованої конструкції в частині критичних частот обертання гідрогенератора-двигуна	88
3.3 Висновки до третього розділу.....	90
3.4 Література до третього розділу	92
РОЗДІЛ 4 Верифікація Результатів дослідження	94
4.1 Аналіз результатів дослідження НДС елементів конструкції модернізованої хрестовини гідрогенератора HSS-методом.....	94
4.1.1 Методика оцінки збіжності визначених механічних напружень в елементах зварних з'єднань та в елементах конструкцій HSS-методом.....	94
4.1.2 Перевірка збіжності отриманих методами тривимірного моделювання механічних напружень в модернізованій верхній хрестовині HSS-методом..	96
4.1.3 Уточнені запаси міцності елементів конструкцій хрестовини гідрогенератора.....	104
4.2 Аналіз результатів дослідження НДС елементів конструкції модернізованої хрестовини гідрогенератора методом збіжності розрахункової сітки	105
4.3 Висновки до четвертого розділу.....	109

4.4 Література до четвертого розділу	110
ВИСНОВКИ.....	112
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	114
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	116
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	117

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення та символи

- P – навантаження, Н
- C – жорсткість елемента/опори, $\text{Н}\cdot\text{м}^{-1}$
- f – вигин / прогин, см
- R – радіус, м
- H – висота, м
- I – момент інерції, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$
- F – площа перерізу елемента, м^2
- M – крутильний момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$
- σ – механічні напруження, Па
- y – відстань до центра мас, м
- l – характерна довжина елемента, м
- E – модуль Юнга, Па
- γ – кут зсуву центральної частини хрестовини, в.о.
- x – число лап хрестовини, в.о.
- δ – товщина стінки, мм
- K – катет зварного шва, мм
- G – модуль зсуву, Па
- λ – податливість опор, м/Н
- ω – частота власних коливань, Гц
- n – частота обертання, об/хв
- z – кількість лопатей турбіни
- b – висота сегменту, м
- N – число сегментів підшипника
- μ – динамічна в'язкість оливи, $\text{Па}\cdot\text{с}$
- v – лінійна швидкість, м/с
- A – амплітуда коливань, м (мкм)

Індекси

- G_n – сумарна вага підп'ятника, підшипника та оливоохолоджувачів, Н
- G_y – вага центральної частини хрестовини, Н

G_n – сумарна вага всіх лап хрестовини, Н
 f_1 – частота обертання лопатей турбіни, Гц
 f_2 – частота сегментів підп'ятників, Гц
 z_1 – число сегментів підп'ятників
 b_1 – радіальний зазор в підшипнику
 $l_{p.v.n.}$ – відстань між віссю ротора і віссю верхнього напрямного підшипника, м
 $l_{p.n.n.}$ – відстань між віссю ротора і віссю нижнього напрямного підшипника, м
 Q_n – навантаження при подвійному короткому замиканні, Н
 Q_1 – навантаження на одну лапу хрестовини при подвійному короткому замиканні, Н
 $d_{\sigma min}$ – мінімальний діаметр упорного болта домкрату, м
 D_{σ} – діаметр сфери головки болта підшипника, м
 τ_{σ} – дотичне контактне напруження в головці опорного болта підшипника, Па
 a_p – довжина ребра, м
 $d_{вт.з.}$ – зовнішній діаметр втулки, м
 $h_{вт.р.}$ – товщина ребра втулки, м
 $\tau_{ш}$ – напруження в зварних швах, Па
 $d_{вт.вн.}$ – зовнішній діаметр втулки, м
 S_N – повна потужність гідрогенератора-двигуна, МВ·А
 P_N – активна потужність гідрогенератора-двигуна, МВт
 U_{rated} – номінальна напруга, В
 I_N – фазний струм, А

Скорочення

НДС – напружено-деформований стан

МСЕ – метод скінчених елементів

HSS – Hot Spot Stress

LSE – Linear Surface Extrapolation

CFD – Computational Fluid Dynamics

ГАЕС – гідроакумулююча електростанція

ВСТУП

Актуальність досліджень. Вібростійкість гідрогенераторів визначається не лише енергетичними показниками, а насамперед динамічною надійністю опорної системи ротора. Ключовою ланкою цієї системи є опорно-напрямна хрестовина, через яку навантаження від ротора передаються на фундамент і яка забезпечує просторову жорсткість, обмежуючи пружні переміщення та деформації валопроводу. Для агрегатів із мостовими хрестовинами практичний досвід і моделювання показують причинно-наслідковий зв'язок між конструктивною різножорсткістю опори та проявами резонансу: коли перша власна частота валопроводу наближається до робочої частоти обертання, амплітуди коливань опорно-напрямого вузла різко зростають. Така ситуація погіршує умови роботи підшипників, прискорює розвиток пошкоджень у зварних і з'єднувальних зонах хрестовини та знижує загальний рівень вібростійкості агрегату.

Проблема ускладнюється тим, що жорсткість опори визначається не тільки геометрією елементів хрестовини, а й податливістю підшипникових вузлів і упорних домкратів, а також особливостями складання опорних вузлів й технологічними зазорами. Інженерні підходи не дозволяють відтворити просторовий розподіл жорсткості та полів напружень у відповідальних ділянках, а отже – обмежені в аналізі критичних частот і форм коливань реальної конструкції. Саме тому виникає потреба в розробленні методів підвищення вібростійкості та надійності гідрогенераторів, які дозволяють проводити попередню аналітичну оцінку жорсткості елементів хрестовини, детальне тривимірне моделювання валопроводу та подальше вдосконалення конструкції елементів ротора та хрестовини.

Мета і завдання дослідження. Розробка методів та алгоритмів дослідження напружено-деформованого стану (НДС) опорно-напрямної хрестовини гідрогенератора великої потужності у тривимірній постановці з урахуванням технологічної, геометричної й оливно-плівкової складових, у межах якої інтегруються аналітична оцінка жорсткості основних елементів хрестовини та еквівалентна жорсткість підшипників і упорних домкратів як параметри граничних

умов для визначення власних форм і критичних частоти ротора, з подальшим обґрунтуванням і впровадженням конструктивних рішень щодо підвищення жорсткості хрестовини, що забезпечують зниження вібрацій валопроводу та підвищення надійності агрегату.

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

- провести аналіз особливостей конструкцій хрестовин та діючих на них навантажень гідрогенераторів;

- провести аналіз недосконалості різних конструкційних типів хрестовин, особливо хрестовин мостового типу в частині не відповідності нормам міцності та жорсткості згідно існуючих нормативних документів;

- розвинути існуючі інженерні методи розрахунку власних частот роторів гідрогенераторів в частині точного задання геометрії елементів конструкції, врахування фактичної податливості опор та упорних домкратів за умов їх переднатягу і теплових граничних умов першого роду в тривимірній постановці;

- розробити новий метод розрахунку НДС хрестовини гідрогенератора, що відрізняється від існуючих врахуванням сил від дії короткого замикання та нерівномірності масової складової гідроагрегату з покроковим уточненням силових факторів, що відповідають критичним режимам навантажень;

- вдосконалити метод розрахунку податливості опорних та упорних вузлів гідрогенератора, що, на відмінну від існуючих, дають змогу в тривимірній постановці оцінити внесок технологічної, геометричної та оливно-плівкової складових;

- розробити нову конструкцію модернізованої хрестовини, що відрізняється від існуючої додатковими силовими поясами, що забезпечують необхідну жорсткість конструкції для гідрогенераторів великої потужності та необхідний запас міцності та вібростійкості згідно існуючих нормативних документів;

- підтвердити достовірність отриманих за допомогою розроблених методів результатів HSS-методом та методом збіжності розрахункової сітки.

Об'єкт дослідження – процеси деформування хрестовин та ротора гідрогенераторів великої потужності при роботі на номінальних та критичних режимах.

Предмет дослідження – напружено-деформований стан хрестовин та ротора гідрогенераторів великої потужності.

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

1. Класичні методи і моделі теорій пружності та механіки суцільних середовищ для формування рівнянь стану.

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

3. Числові дослідження, що здійснювалися у середовищі програмного комплексу SolidWorks з модулем Simulation, в якому створювалися тривимірні комп'ютерні моделі та проводилися розрахунки.

Достовірність отриманих результатів підтверджена за рахунок співвіднесення значень напружень в критичних точках хрестовини методом Hot Spot Stress (HSS) та дискретизація розрахункової сітки.

Отримані результати математичного тривимірного моделювання НДС вузлів і деталей конструкцій генераторів великої потужності задовільно погоджуються з даними експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вперше створено новий метод розрахунку напружено-деформованого стану хрестовини гідрогенератора, що, на відміну від існуючих, дає змогу врахувати сили від дії короткого замикання, нерівномірність масової складової гідрогенератора з покроковим уточненням силових факторів, що відповідають критичним режимам навантажень.

2. Удосконалено існуючі інженерні методи розрахунку власних частот роторів гідрогенераторів у частині точного задання геометрії елементів конструкції та врахування еквівалентної податливості опор і упорних домкратів в тривимірній

постановці з заданням теплових граничних умов I роду; отримано просторові картини вигинів конструкції у трьох площинах.

3. Набув подальшого розвитку метод розрахунку податливості опорних та упорних вузлів гідрогенератора, що, на відміну від існуючих, дає змогу в тривимірній постановці оцінити внесок технологічної, геометричної та оливно-плівкової складових.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Запропоновано варіант модернізації хрестовини, що відрізняється від існуючої додатковими силовими поясами, які забезпечують необхідну жорсткість конструкції для гідрогенераторів великої потужності, необхідний запас міцності та вібростійкості згідно існуючих нормативних документів.

2. Розроблені методи дозволяють проектувати хрестовини з оптимальними масо-габаритними показниками та заданою жорсткістю, зокрема із застосуванням розпірних елементів (домкратів) для зменшення впливу моментів короткого замикання.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку міцності можуть бути використані при дослідженні напружено-деформованого стану енергетичного обладнання літаків, гелікоптерів та аеродромів.

Отримані наукові результати можуть бути використані науково-дослідними та проектними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями енергетичної галузі, вищими навчальними закладами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень і експлуатації енергетичного обладнання.

Впровадження результатів роботи. Розроблені автором наукові положення реалізовані:

- на ТОВ "Харківський електро-машинобудівний завод" (м. Харків) при проектуванні нових та реконструкції існуючих існуючих двигунів та генераторів великої потужності;

- в науково-методичних процесах кафедри аерогідродинаміки Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського "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.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана в Національному аерокосмічному університеті "Харківський авіаційний інститут".

Робота проводилася відповідно до "Енергетичної стратегії України на період до 2035 р.", що схвалена розпорядженням розпорядження Кабінету Міністрів України № 605-р. від 18.08.2017 р., та "Енергетичної стратегії України на період до 2050 р.", що схвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України №373-р від 21 квітня 2023 р.

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на: науково-практичній конференції "Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023", (Україна, м Харків, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2023 р.). На основі результатів дослідження отримано патент на корисну модель № 158317 "Система охолодження гідрогенератора капсульного типу" (номер заявки u202401526, опубліковано 22 січня 2025).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено у 7 статтях, що реферуються в базі даних Scopus [1-7]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковані в одних тезах науково-технічної конференції [8], в одній монографії [9] та в одному патенті [10].

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] – створення методу тривимірного моделювання упорного підшипника гідрогенератора; розроблено граничні умови для визначення силових факторів при тривимірному аналізі НДС конструкції;

[2] – моделювання НДС підвісів статорів турбогенераторів великої потужності; оцінка впливу жорсткісних характеристик на вібраційний стан вузла агрегату;

[3] – дослідження НДС диска упорного підшипника з дефектами на дзеркальній поверхні гідрогенератора-двигуна у тривимірній постановці; розроблено постановку задачі та граничні умови для визначення силових факторів з урахуванням коефіцієнта тертя оливної плівки; оцінка впливу дефектів на дзеркальній поверхні диска на вібраційний стан генератора;

[4] – аналіз конструктивних особливостей корпусних частин великих електричних машин постійного струму; виконано тривимірне моделювання НДС станини під час технологічних операцій; оцінка міцності зварних з'єднань та дослідження впливу геометрії вузла на розподіл механічних напружень;

[5] – оцінка впливу жорсткості опорних вузлів на резонансні явища та вібраційний стан гідроагрегату; визначення умов збігу власних та робочих частот агрегату;

[6] – дослідження різних схем вентиляції та охолодження капсульних гідрогенераторів у тривимірній постановці; вибір ефективної схеми охолодження за теплогідравлічними критеріями;

[7] – розроблення методу розрахунку структури ефективних систем охолодження упорних і напрямних підшипників; алгоритм підбору параметрів контуру з урахуванням теплових і гідравлічних втрат;

[8] – визначення теплового стану теплообмінника в тривимірній постановці; проведено чисельні експерименти з тепловіддачі та оцінка температурних перепадів.

[9] – систематизація методів і концепцій тривимірного розрахунку турбо- та гідрогенераторів; узагальнення підходів до НДС, граничних умов, охолодження та вібраційної надійності;

[10] – аналіз системи охолодження гідрогенератора капсульного типу для зниження перегріву підшипникових вузлів і підвищення надійності опор.

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 118 сторінок, з них 87 сторінках основного тексту, 64 рисунка по тексту, 8 таблиць по тексту, списків використаних джерел до кожного розділу, сумарно викладених на 8 сторінках.

Література до вступу:

1. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., **Arefieva, M.**, Nazarenko, V. (2022). The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation*, 10(9), 152. (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation10090152>;
2. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., Sokolova, V., **Arefieva, M.**, Tretiak, I., Hromenko, D., Nazarenko, V. (2022). Modeling of the Stress–Strain of the Suspensions of the Stators of High-Power Turbogenerators. *Computation*, 10(11), 191. (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation10110191>;
3. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., **Arefieva, M.**, Selevko, V., Brega, D., Maiorova, K., & Tretiak, I. (2023). Stress-Strained State of the Thrust Bearing Disc of Hydrogenerator-Motor. *Computation*, 11(3), 60. (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation11030060>;
4. Tretiak, O., Serhiienko, S., Zhukov, A., Gakal, P., Don Y., **Arefieva, M.**, Tretiak, I., Kravchenko, S., Bohozhavets, O. Peculiarities of the Design of Housing Parts of Large Direct Current Machines, *SAE Int. J. Mater. Manf.* 17(1):59-72, 2024, (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.4271/05-17-01-0005>;
5. Tretiak, O., Kovryga, A., Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., **Arefieva, M.**, Penkovska, N., Madonych, A. (2024). 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*, 6(7 (132)), 53–64. (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>;

6. Tretiak, O., **Arefieva, M.**, Makarov, P., Serhiienko, S., Zhukov, A., Shulga I., Penkovska, N., Kravchenko, S., Kovryga, A. Study of Different Types of Ventilation and Cooling Systems of Bulb Hydrogenerators in a Three-Dimensional Setting, SAE Int. J. Mater. Manf. 18(3):2025. (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.4271/05-18-03-0020>;

7. 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>;

8. Gakal P., Tretiak I., **Arefieva M.**, Nazarenko V. Thermal State Determination of the Heat Exchanger in the Three-Dimensional Setting, Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. V. 1008. Lecture Notes in Networks and Systems. PP. 327–336. https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_28;

9. Третяк О. В., **Ареф'єва М. О.**, Кобзар І. В., Репетенко М. В., Сергієнко С. А., Жуков А. Ю., Пен'ковська 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**;

10. Третяк О.В., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., Кравченко С.С., Шульга І.М., **Ареф'єва М.О.**, Третяк І.І. Патент на корисну модель № 158317 Україна, МПК H02K9/04 H02K9/08. "Система охолодження гідрогенератора капсульного типу", номер заявки u202401526, опубліковано 22 січня 2025, <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1837882/>.

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ХРЕСТОВИН ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ВІБРОСТІЙКІСТЬ І НАДІЙНІСТЬ

У вертикальних гідрогенераторах хрестовини є ключовими опорними вузлами, які призначені для фіксації напрямних та опорних підшипників, сприйняття та розподілу осьових, радіальних і тангенціальних навантажень. Конструкція, кількість та функціональне призначення хрестовин безпосередньо залежить від компоновочної схеми гідрогенератора.

1.1 Класифікація конструкцій хрестовини гідрогенератора

Залежно від виду основного навантаження на хрестовину, її поділяють на опорні, напрямні та опорно-направні [1]. При розміщенні на хрестовині тільки напрямного підшипника, то навантаження, які сприймає хрестовина, відбуваються тільки в радіальному напрямку, а хрестовина називається напрямною. При розміщенні на хрестовині опорного підшипника (підп'ятника), хрестовина сприймає осьові та тангенціальні навантаження та має назву опорна. Якщо на хрестовині встановлені обидва типи підшипників – вона виконує функцію опорно-направної.

В залежності від компоновки та типу гідрогенератора можливі різні варіанти розміщення напрямного та опорного підшипників вздовж валопроводу. Найчастіше використовуються двоопорні та триопорні компонування гідроагрегата.

Зазвичай для триопорного компонування конструкція генератора включає верхню та нижню хрестовини, два напрямні підшипники та один опорний. У генераторі підвісного типу на верхній хрестовині розташовані підп'ятник і верхній підшипник і, отже, вона є опорно-направною (рис.1.1, а). Нижній підшипник встановлюється на нижній хрестовині, яка є лише напрямною. У гідрогенераторах парасолькового типу у верхній хрестовині встановлюється лише верхній підшипник, і вона є напрямною, а підп'ятник і нижній підшипник розташовуються на нижній опорно-направній хрестовині (рис.1.1, б).

При двоопорному компонованні гідрогенератора конструкція включає лише верхню хрестовину, один напрямний та один опорний підшипники. Підвісний тип генератора має тільки верхню опорно-напряму хрестовину (рис.1.1, в), а генератор парасолькового типу має тільки верхню напрямну хрестовину з напрямним підшипником, а під'ятник спирається на кришку турбіни(рис.1.1, г). Функції опорної хрестовини у такій схемі повністю несе кришка турбіни [2].

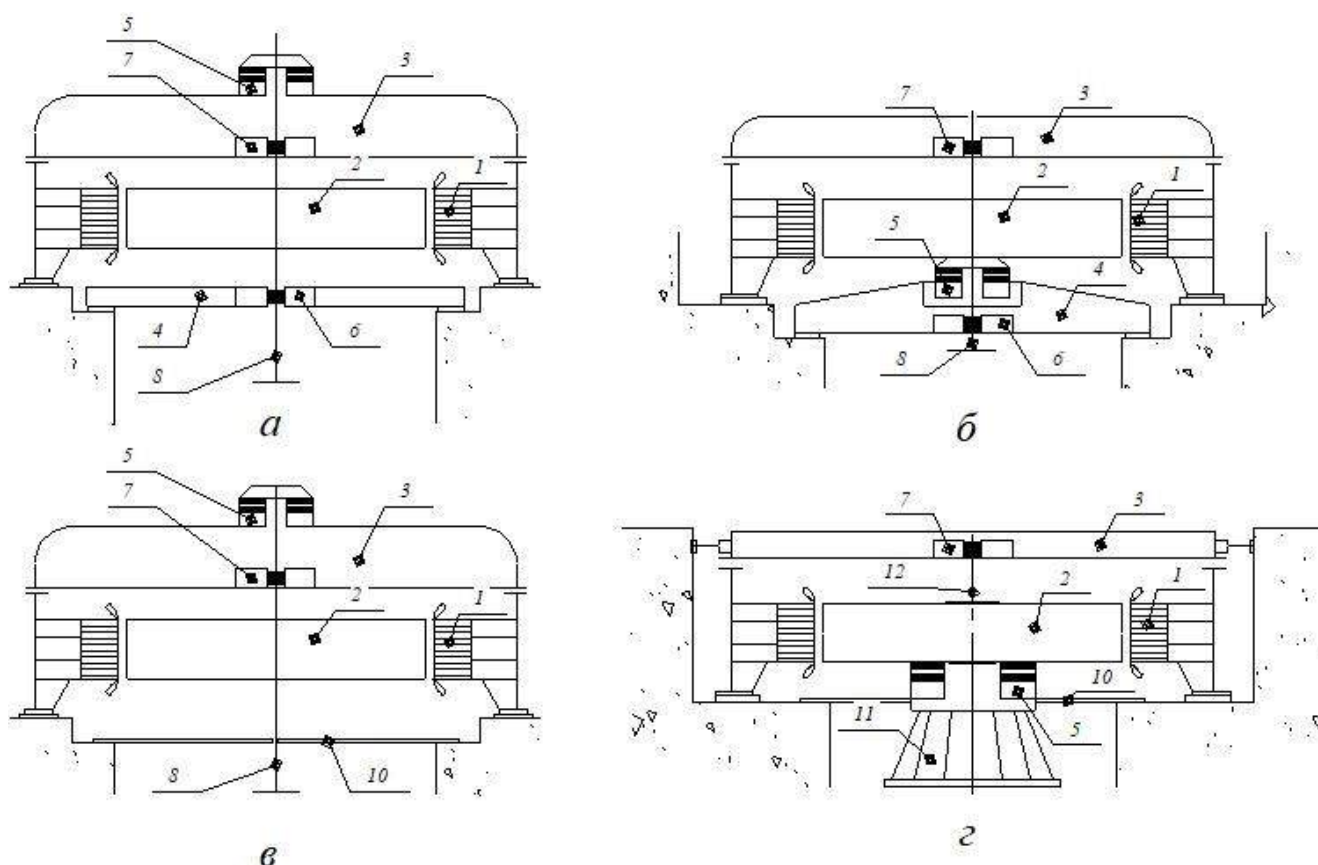


Рисунок 1.1 – Компоновочні схеми гідрогенераторів (а – триопорний генератор підвісного типу, б – триопорний генератор парасолькового типу, в – двоопорний генератор підвісного типу, г – двоопорний генератор парасолькового типу, 1 – статор, 2 – ротор, 3 – верхня хрестовина, 4 – нижня хрестовина, 5 – під'ятник, 6 – нижній напрямний підшипник, 7 – верхній напрямний підшипник, 8 – вал генератора, 9 – вал агрегату, 10 – перекриття шахти турбіни, 11 – опора під'ятника, 12 – надставка валу)

Число напрямних підшипників, а отже і компоновочна схема, визначається допустимими прогинами валу при появі магнітного дисбалансу (нерівномірного магнітного тяжіння) і критичною частотою обертання, яка повинна бути не менше ніж на 10 - 20% вище угонної частоти обертання.

Сучасні середні та великі гідрогенератори підвісного та парасолькового типів виконуються переважно з двома напрямними підшипниками: верхній – над ротором генератора та нижній – у робочого колеса турбіни. Під'ятник у генераторах парасолькового типу встановлюється на кришку турбіни безпосередньо або через спеціальну опору, а у підвісних – на верхню хрестовину [3, 4]. В окремих випадках, особливо у гідрогенераторів-двигунів, на верхній хрестовині може бути встановлений розгінний двигун, який використовується для пуску агрегату в насосний режим. Цей додатковий елемент додає масу та інерцію до системи, що необхідно враховувати при динамічному аналізі.

Хрестовини повинні бути достатньо жорсткими та міцними для сприйняття основних навантажень. В залежності від габаритів та маси генератора застосовуються два основні конструктивні типи хрестовин: мостові та променеві. Перші гідрогенератори середини ХХ століття мали хрестовини, відлиті як монолітні чавунні деталі. Ливарні технології того часу дозволяли отримувати масивні деталі, але чавунна хрестовина була дуже громіздкою, важкою і схильною до появи внутрішніх дефектів (повітряні порожнини, тріщини) при охолодженні великих відливок. З розвитком зварювальних технологій цільнолиті хрестовини були майже витіснені зварними сталевими конструкціями.

Для відносно невеликих гідрогенераторів (з діаметром ротора до ~4-5 м, і відносно помірним осьовим навантаженням до ~700 тонн) застосовують хрестовини мостового типу (рис.1.2).

Хрестовина цього типу характеризується наявністю чотирьох основних несучих лап, які зазвичай виконуються із двох повздовжніх зварних балок двотаврового перерізу. Для збільшення стійкості перерізу на згин та зменшення деформації при зварюванні, до полиць та стінок, на рівномірній відстані, приварюються вертикальні ребра. Ці лапи розташовані таким чином, що

утворюють структуру, подібну до моста, що підтримує центральну частину з оливною ванною, у якій залежно від конструктивного виконання може встановлюватися підп'ятник, направляючий підшипник або їх комбінація. Для додаткового підвищення жорсткості та міцності, що необхідні при сприйнятті навантаження від підп'ятника, знизу дна оливної ванни приварюються додаткові поперечні та повздовжні ребра жорсткості.

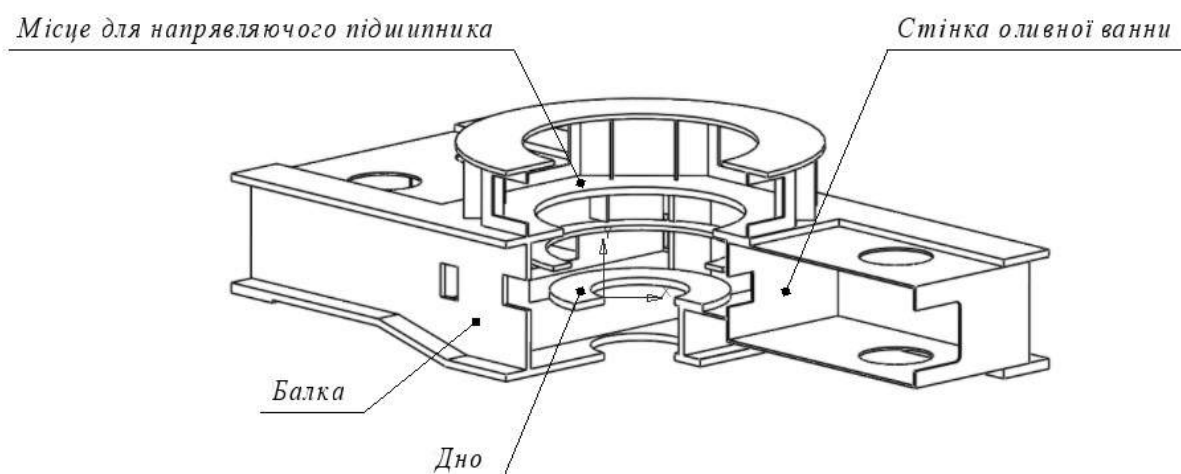


Рисунок 1.2 – Хрестовина мостового типу

Як правило, мостові хрестовини виконуються нероз'ємними, що спрощує їх транспортування та монтаж на станції. Якщо ротор за діаметром більший за рекомендований діапазон, в дану конструкцію можуть додатково вводитися допоміжні поперечні балки для підвищення жорсткості конструкції. Одним різновидом таких конструкцій є хрестоподібні хрестовини, які можна розглядати як модифікацію мостових, оскільки вони також мають нероз'ємну зварну будову.

Незважаючи на свою поширеність та відносну легкість у виробництві, мостові хрестовини мають суттєвий конструктивний недолік, який безпосередньо впливає на динамічні характеристики гідроагрегату. Використання лише чотирьох опорних лап призводить до значного дисбалансу жорсткості в радіальних напрямках [5]. Це означає, що опір деформаціям в хрестовині буде різним у різних площинах, що проходять через вісь обертання. Такий дисбаланс жорсткості є джерелом анізотропії вібрацій, що ускладнює контроль вібраційних

характеристик, може посилювати динамічні навантаження на валопровід та інші критично важливі елементи агрегату.

У гідрогенераторах середньої та великої потужності (з діаметром ротора більше 5 м та масою ротора від 1600 тонн) використовуються хрестовини променевого типу. Променева хрестовина складається з центральної втулки (маточини), навколо якої рівномірно по колу розташовано кілька радіальних «лап» – довгих балкових спиць (рис.1.3). Центральна частина зазвичай виконується у вигляді цільнозварного барабана, а лапи приєднуються до неї через стикові плити та шпильки, що забезпечує можливість їх демонтажу. Вертикальні навантаження додатково сприймаються циліндричними штифтами, які передають перерізуючі сили у вузлі з'єднання. У генераторах великої потужності нижня частина лапи може з'єднуватися з нижнім диском центральної частини шпильками, які працюють на зріз, що підвищує надійність вузла при значних навантаженнях.

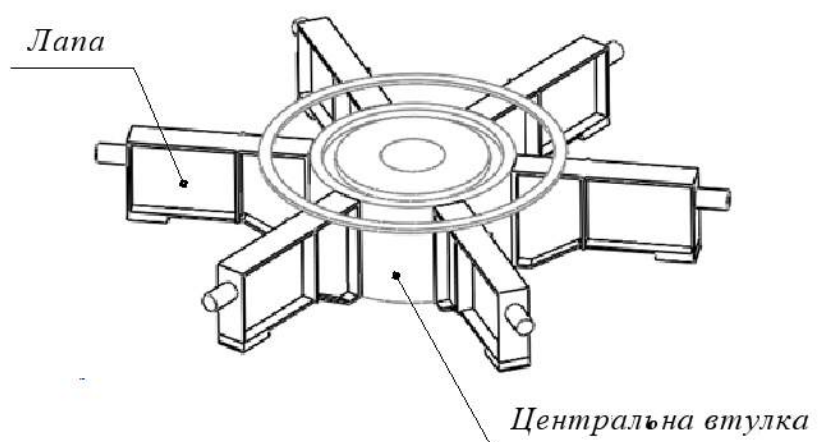


Рисунок 1.3 – Хрестовина променевого типу

Ця конструктивна особливість забезпечує високу жорсткість конструкції, за рахунок ефективнішого розподілу навантажень по периметру опорного вузла. Кількість променевих лап залежить від діаметра ротора і конструктивних вимог до агрегату. Зазвичай число лап варіюється від 6-8 у генераторах середньої потужності та до 12-16 у більш потужних генераторах. Лапи хрестовини спираються на фланець статора і кріпляться за допомогою болтового з'єднання.

У генераторах великої потужності, лапи опорної хрестовини можуть додатково упиратися в фундамент в радіальному напрямку через упорні домкрати, для забезпечення сприйняття зусиль від механічного та магнітного дисбалансу (рис.1.4).

Променева конструкція забезпечує більш рівномірний розподіл навантажень по колу ротора та має вищу жорсткість конструкції. Саме тому в сучасних середніх та великих гідрогенераторах переважають променеві хрестовини – вони краще відповідають вимогам міцності та вібростійкості для великих електричних машин.

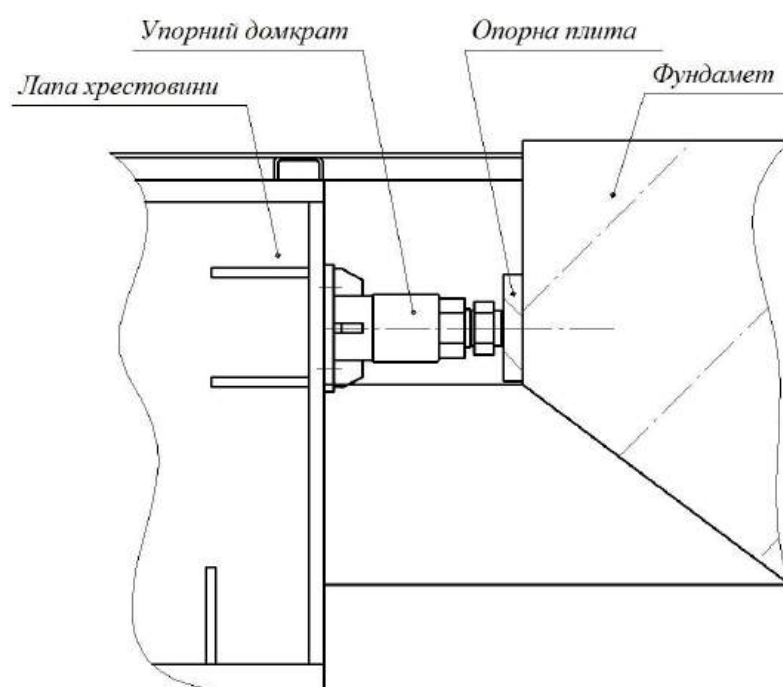


Рисунок 1.4 – Хрестовина променевого типу

Збільшення кількості радіально розташованих лап у променевій хрестовині безпосередньо впливає на стабільність ротора та його вібраційний стан, оскільки рівномірна та висока жорсткість опори ефективніше протидіє несиметричним динамічним навантаженням, таким як одностороннє магнітне тяжіння, що може виникати через нерівномірний повітряний зазор між ротором та статором. Таким чином, променева хрестовина створює більш стабільні умови для обертання валу [6], а діаметр ротора і величина навантаження, що припадає на одну лапу, є визначальними факторами при виборі виду опорної хрестовини.

1.2 Основні навантаження, які сприймають хрестовини

У процесі експлуатації гідрогенераторів хрестовини сприймають комплекс статичних та динамічних навантажень. До них належать осьові, радіальні та тангенціальні складові, що діють на конструкцію одночасно або в різних поєднаннях. Їх величина та комбінація (співдія) залежать від маси та швидкості обертання ротора, гідравлічного упору турбіни (осьового гідравлічного зусилля), магнітних та механічних дисбалансів, а також від реактивних моментів, що виникають у робочих та аварійних режимах. Врахування цих сил у проектуванні та розрахунках жорсткості є ключовим для забезпечення надійності опорної конструкції та стабільної роботи гідроагрегату. Для ілюстрації основних типів навантажень, що сприймає хрестовина, на рис. 1.5 наведена узагальнена схема із зазначенням напрямків дії сил.

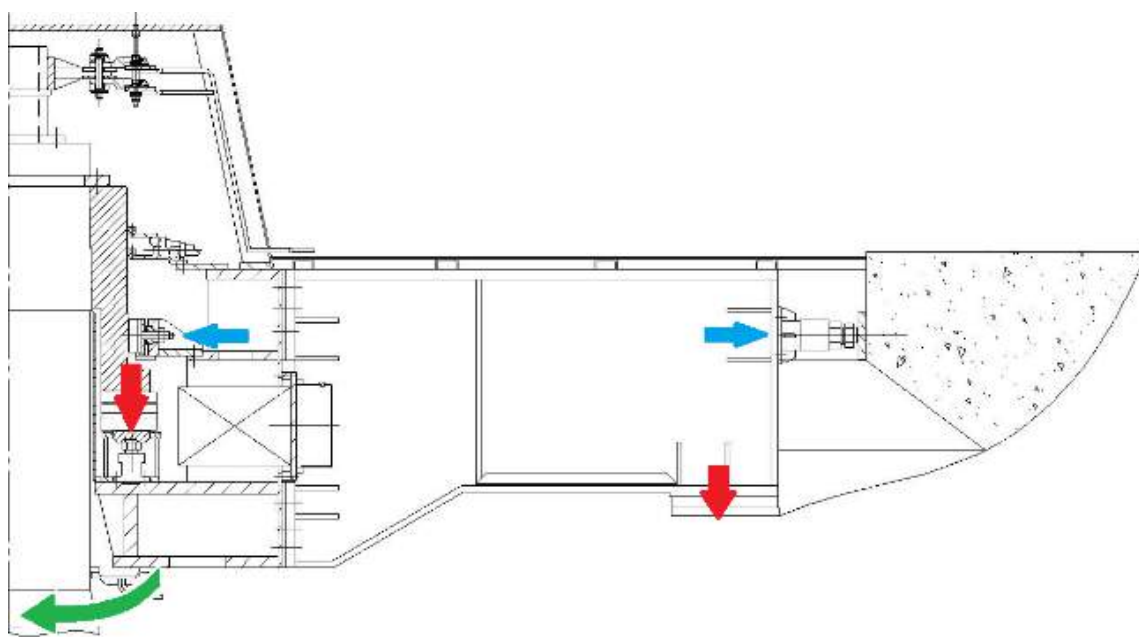


Рисунок 1.5 – Основні зусилля, що діють на хрестовину (червоні стрілки – осьові зусилля: від маси ротора та обертових частин, осьове гідравлічне зусилля; сині стрілки – радіальні зусилля: магнітне тяжіння, механічні вібрації; зелена стрілка – тангенціальні зусилля: від крутного моменту)

Осьові навантаження на хрестовину формуються насамперед статичною дією маси обертових частин генератора та турбіни. Сумарна вага ротора, валопроводу,

робочого колеса та з'єднувальних елементів передається на підп'ятник, розташований у центральній частині хрестовини. Додатковим фактором є осьове гідравлічне зусилля турбіни, яке виникає внаслідок гідродинамічного тиску потоку на проточну частину. Його величина і напрямок змінюються залежно від режиму роботи, а в окремих випадках це навантаження здатне значно перевищувати статичну складову, що вимагає врахування у міцнісних розрахунках [7, 8]. Для генераторів-двигунів гідроакumuлюючих станцій до осьового навантаження додається вага розгінного двигуна, яка створює постійне додаткове зусилля, що також сприймається конструкцією хрестовини.

Радіальні навантаження зумовлюються одностороннім магнітним тяжінням ротора. Ексцентриситет повітряного зазору між ротором і статором спричиняє нерівномірне магнітне притягання, яке створює значні поперечні сили на напрямних підшипниках і передається через опорний вузол на хрестовину. Дослідження [8] доводять, що навіть незначні відхилення у centruванні можуть призвести до відчутного зростання радіальних навантажень і збудження низькочастотних коливань. Ще одним джерелом є дисбаланс обертових частин, коли залишкова неврівноваженість ротора і турбіни породжує відцентрові сили, що обертаються разом із ротором і створюють змінні радіальні навантаження на підшипники та лапи хрестовини. За даними [9], навіть при дотриманні виробничих допусків дисбаланс може бути джерелом коливань у робочому діапазоні частот.

Тангенціальні навантаження на хрестовину виникають унаслідок передачі крутного моменту. Під час пуску агрегату розгінний двигун передає момент на вал, і частина цього зусилля сприймається через опорну систему хрестовиною. У випадках, коли розгінний момент наближається або перевищує номінальний турбінний, конструкція повинна зберігати необхідну жорсткість, щоб уникнути залишкових деформацій [7]. У робочому режимі реактивний момент від роботи турбіни передається через корпус статора і кріплення на фундамент, причому певна частка зусиль сприймається конструкцією верхньої хрестовини. В аварійних режимах, зокрема при коротких замиканнях, імпульсні електромагнітні моменти можуть перевищувати номінальні значення у декілька разів [7, 9].

З огляду на осьові, радіальні та тангенціальні навантаження опорна хрестовина має забезпечувати достатню просторову жорсткість, обмежуючи пружні переміщення та деформації опорного вузла. Розрахунки методом скінчених елементів (МСЕ) [7] показують, що недостатня жорсткість хрестовини призводить до зростання амплітуди коливань і підвищення ризику резонансних явищ.

Сукупна дія осьових, радіальних і тангенціальних навантажень формує складний вібраційний стан опорної конструкції. Нерівномірність розподілу жорсткості в різних напрямках призводить до появи анізотропії коливань, а збіг частот з власними частотами та відповідними формами коливань хрестовини може зумовити резонансні явища. Це підвищує амплітуди коливань, створює додаткові динамічні навантаження на підшипники і валопровід та знижує довговічність агрегату.

1.3 Сучасні підходи до оцінки вібрації та перспективи підвищення жорсткості конструкції хрестовин

Хрестовина як опорний вузол сприймає всі основні статичні й динамічні навантаження, тому саме її жорсткість значною мірою визначає стійкість роботи ротора та загальний вібраційний стан агрегату. У випадках, коли жорсткість опори виявляється недостатньою, амплітуди коливань зростають, виникає ризик резонансних явищ, підвищується навантаження на підшипники та інші критичні вузли. Це скорочує ресурс роботи та може призводити до аварійних ситуацій. Тому розробка та вдосконалення методів оцінки вібрацій, а також шляхів підвищення жорсткості конструкції хрестовини є ключовим завданням у генераторобудуванні.

Перші роботи зосереджувалися на масивних конструкціях, у яких збільшена маса корпусу дозволяла віднести власні частоти вище робочого діапазону [10, 11]. Таке рішення забезпечувало відносну стабільність, проте мало суттєві недоліки: збільшення масо-габаритних показників, ускладнення монтажу та подальшої експлуатації.

Подальші дослідження були спрямовані розробку спрощених аналітичних методологій. Зокрема, у роботі [12] було розглянуто методи визначення вібрацій

і міцності у двовимірній постановці. Ці методи дозволяють враховувати розподіл маси та жорсткості в площині, оцінювати НДС і основні гармоніки коливань. Хоча отримані результати є цінними для базових оцінок НДС конструкції, вони не враховують складної просторової геометрії опорних вузлів і не дозволяють адекватно прогнозувати поведінку конструкцій при дії комбінованих навантажень, що призводило до значних розбіжностей між розрахунковими й експериментальними даними. Це підтверджують і результати [13], де відзначено, що похибки спрощених моделей створюють ризик роботи агрегату на лінії критичних режимів.

Найбільшого поширення у сучасних дослідженнях набув МСЕ, який забезпечує можливість моделювання просторового НДС з урахуванням складної геометрії вузлів та нелінійних властивостей матеріалів [14]. Разом із тим застосування МСЕ має низку обмежень. Використання однотипної сітки для вузлів складної конфігурації знижує точність результатів (до 5 % і більше від межі плинності). Для підвищення достовірності доводиться застосовувати адаптивні сітки та багаторівневі моделі, що суттєво збільшує обчислювальні витрати. Додаткові труднощі пов'язані з постановкою граничних умов, які мають відображати реальні експлуатаційні фактори: температурні деформації, монтажні напруження та контактні взаємодії з фундаментом. У роботі [15] розглянуті модифіковані МСЕ-моделі з урахуванням технологічних напружень, однак їх повне використання у розрахунках складних вузлів гідрогенераторів досі залишається проблематичним. Незважаючи на ці обмеження, МСЕ є основним інструментом для аналізу НДС, вивчення динаміки, задач теплообміну та аеродинаміки у машинобудуванні.

Подальші дослідження з динаміки турбомашин та авіаційних двигунів [16 - 18] підтвердили ефективність МСЕ у прогнозуванні вібраційних характеристик. Але ці методики не завжди можуть бути безпосередньо перенесені на гідрогенератори через принципові відмінності в умовах роботи. На відміну від турбомашин високої швидкості, гідрогенератори працюють на низьких обертах, мають більший діаметр ротора, велику кількість опор і суттєво інші співвідношення

маси й жорсткості. Це ускладнює врахування таких факторів, як різножорсткість конструкції, зміну модуля пружності у великих геометричних масштабах та врахування теплових напружень.

Нині можна виділити кілька основних напрямів у вивченні вібрацій гідроагрегатів. Перший – це безпосередні вимірювання на діючих машинах. Використання сучасних сенсорів дозволяє фіксувати вібрацію на корпусах, валах та опорах, й виявляти відхилення ще до появи пошкоджень [19]. Другий напрям – дослідження гідродинамічних процесів у проточній частині турбін. Змінна складова осьового та радіального навантаження, яка виникає при русі води крізь робоче колесо, безпосередньо впливає на вібраційний стан агрегату [20].

Третій напрям пов'язаний із вивченням впливу ексцентриситету ротора та похибок виготовлення. Навіть невелике відхилення від співвісності викликає одностороннє магнітне тяжіння, яке генерує додаткові радіальні навантаження та посилює коливання [21]. Четвертий – дослідження гідродинамічних процесів у підшипниках ковзання. Їхня робота формує додаткову змінну жорсткість опор і безпосередньо впливає на стабільність обертання ротора [22].

Допустимі рівні вібрації на нерухомих елементах гідрогенераторів (опори, корпуси підшипників) регламентуються за ДСТУ ISO 10816-5:2010 [23], який поширюється на гідрогенератори потужністю понад 1 МВт і з частотою обертання 60–1800 об/хв. У цих умовах вібрація на нерухомих частинах не повинна перевищувати 40–50 мкм. ДСТУ ISO 7919-5:2014 [24] встановлює критерії оцінки вібрацій безпосередньо на валах роторів, що дозволяє врахувати динамічну поведінку ротора в робочих і перехідних режимах. Додатково, ДСТУ EN 60034 - 14:2016 [25] регламентує допустимі рівні корпусної вібрації для електричних машин.

Щодо жорсткості опорних вузлів, сучасні вимоги передбачають, що вертикальна осьова жорсткість хрестовини має бути не менше 350–450 т/мм при навантаженнях до 1500 тонн [26]. При цьому прогин від ваги обертових частин і реактивних гідравлічних зусиль не повинен перевищувати 5–6 мм. Також необхідно

забезпечувати достатню віддаленість власних частот хрестовини від робочих гармонік, щоб уникати резонансних явищ.

1.4 Висновки до першого розділу

У першому розділі було проведено системний аналіз конструкцій хрестовин гідрогенераторів та їх вплив на вібраційний стан і надійність агрегату. Встановлено, що хрестовини є ключовими опорними вузлами, які сприймають і передають основні осьові, радіальні та тангенціальні навантаження від ротора і турбіни на фундамент. Від їхньої жорсткості та конструктивного виконання безпосередньо залежить довговічність підшипникових вузлів і стабільність обертання ротора.

Показано, що в сучасній практиці застосовуються два основні конструктивні типи хрестовин: мостові та променеві. Мостові конструкції є доцільними для машин із діаметром ротора до 4–5 м та осьовим навантаженням до 700 т, проте вони характеризуються анізотропією жорсткості через використання лише чотирьох опорних лап. Це ускладнює контроль вібраційних характеристик і підвищує ризик резонансних явищ. Променеві хрестовини, навпаки, забезпечують рівномірний розподіл жорсткості по колу за рахунок збільшеної кількості лап, що сприяє зниженню вібрацій і підвищенню надійності агрегату.

Визначено, що основні навантаження, які діють на хрестовини, включають:

- осьові (вага ротора, осьове гідравлічне зусилля, додаткові маси допоміжних пристроїв);
- радіальні (магнітне тяжіння, дисбаланс обертових частин, похибки центрування);
- тангенціальні (крутний момент у пускових, робочих та аварійних режимах).

Встановлено, що одночасна дія осьових, радіальних і тангенціальних навантажень формує складний вібраційний стан конструкції при якому невідповідність жорсткості може призводити до анізотропії коливань, зростання амплітуди вібрацій і передчасного зношення вузлів.

Розглянуто сучасні методи аналізу динаміки гідрогенераторів. Показано, що МСЕ є основним інструментом для моделювання просторових напружено-

деформованих станів і вібраційних характеристик, проте він вимагає значних обчислювальних ресурсів та ретельного задання граничних умов. Альтернативні аналітичні методики придатні лише для попередніх оцінок.

Встановлено нормативні вимоги щодо допустимих рівнів вібрації, регламентовані ДСТУ ISO 10816-5:2010 [23], ДСТУ ISO 7919-5:2014 [24] та ДСТУ EN 60034-14:2016 [25]. Згідно з ними, для гідрогенераторів потужністю понад 1 МВт та швидкістю обертання 60–1800 об/хв вібрація на нерухомих елементах не повинна перевищувати 40–50 мкм. Також визначено, що вертикальна осьова жорсткість хрестовини має бути не нижче 350–450 т/мм при навантаженнях до 1500 т, а прогин під дією ваги обертових частин і гідравлічних зусиль не повинен перевищувати 5–6 мм.

Таким чином, у першому розділі були встановлені ключові конструктивні особливості хрестовин різних типів, виявлені їхні переваги та недоліки, а також визначені основні навантаження і нормативні вимоги, які необхідно враховувати при проектуванні та оцінці вібраційної надійності гідрогенераторів.

Отримані результати є підґрунтям для розробки методів розрахунку жорсткості та власних частот опорних вузлів, що дозволяють підвищити вібростійкість гідроагрегатів шляхом удосконалення конструкції хрестовин.

1.5 Література до першого розділу

1. Mottershead G., Bomben S., Kerszenbaum I., Klempner G. Handbook of Large Hydro Generators: Operation and Maintenance. Hoboken (NJ): Wiley-IEEE Press; 2020. 672 p.

2. Bureau of Reclamation. Alignment of Vertical Shaft Hydrounits. Denver (CO): U.S. Department of the Interior; 2015. 102 p.

https://www.usbr.gov/power/data/fist/fist2_1/fist2-1_9.16.pdf.

3. Енергетика: історія, сучасність і майбутнє: в 5 кн. Кн. 3: Розвиток теплоенергетики та гідроенергетики / Є. Т. Базеєв, Б. Д. Білека, Є. П. Васильєв, Г. Б. Варламов, І. А. Вольчин ; наук. ред. В. М. Клименко, Ю. О. Ландау, І. Я. Сігал. Київ, 2013. 399 с. ISBN 978-966-8163-15-9.

4. 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, №9, 152. <https://doi.org/10.3390/computation10090152>.
5. 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>.
6. 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>.
7. Xia M., Li Y. Analysis of Hydroelectric Unit's Upper Bracket Based on Test and FEM. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 721. PP. 131-134. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.721.131>.
8. 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>.
9. 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>.
10. Lei Y., Lin J., He Z., Zuo M. A review on empirical mode decomposition in fault diagnosis of rotating machinery. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2013. Vol. 35, № 1–2. PP. 108-126, ISSN 0888-3270. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2012.09.015>.
11. Melfi M., Umans, S. DC Machines. García, J. (ed.), *Encyclopedia of Electrical and Electronic Power Engineering*. Elsevier. 2023. PP. 264-279. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-821204-2.00005-2>.

12. Werner U. Active vibration control for rotating machines with current-controlled electrodynamic actuators and velocity feedback of the machine feet based on a generalized mathematical formulation. *Control Theory and Technology*. 2024. Vol. 23. PP. 1-27. <https://doi.org/10.1007/s11768-024-00230-w>.

13. 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>.

14. Gerling D. DC-Machines. Lynn, P.A. (ed.). *Electrical Machines: Mathematical Engineering*. Vol. 4. Berlin, Heidelberg: Springer, 2015. PP. 37-88. https://doi.org/10.1007/978-3-642-17584-8_2.

15. Mollet Y., Barbierato G., Gyselinck J., Finite-Element and Magnetic-Equivalent-Circuit Modelling of Brushed Wound-Field DC Machines with Cross-Saturation. In 2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM), Lausanne, Switzerland. 2016, PP. 350-356. <http://dx.doi.org/10.1109/ICELMACH.2016.7732550>.

16. Zhang H., Wang L., Wang A. Vibration response analysis of gas generator rotor system with squeeze film damper based on dynamic similarity. *Results in Engineering*. 2023. Vol. 20, 101618, ISSN 2590-1230. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101618>.

17. 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>.

18. Subbiah R., Littleton J. *Rotor and Structural Dynamics of Turbomachinery*. Springer Cham. 2018. ISBN 978-3-319-73296-1. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-73296-1>.

19. 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>.

20. Ohashi H. Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery. 1st ed. Taylor and Francis, 2016. 392 p. <https://www.perlego.com/book/1632710/vibration-and-oscillation-of-hydraulic-machinery-pdf>.

21. 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>.

22. 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>.

23. ДСТУ ISO 10816-5:2010. Вібрація. Оцінення вібрації машин за результатами вимірювання вібрації необертюваних частин. Частина 5. Машинні агрегати для гідроелектростанцій і насосних станцій (ISO 10816-5:2000, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2011. 42 с.

24. 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.

25. 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.

26. Макаров П. М. Створення методів та технологій відновлення конструкції енергетичного обладнання авіаційної техніки : дис. ... д-ра філософії : 134 – Авіаційна та ракетно-космічна техніка / Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут». Харків, 2024. 151 с.

РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА ОЦІНКИ ЖОРСТКОСТІ ТА МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ХРЕСТОВИНИ

2.1 Аналітичний розрахунок жорсткості та міцності опорно-напрямної хрестовини

У першому розділі було показано, що конструкція хрестовини та її жорсткість визначають вібраційний стан агрегату і мають безпосередній вплив на довговічність підшипників та ротора. Відомо, що зниження жорсткості опорних елементів та вузлів призводить до підвищення амплітуди вібрацій і прискореного зношування підшипників. Водночас існуючі нормативні документи, а саме ДСТУ ISO 10816-5:2010 [1], ДСТУ ISO 7919-5:2014 [2] та ДСТУ EN 60034 - 14:2016 [3] регламентують граничні значення допустимих прогинів та частотних характеристик, що унеможлиблює роботу в резонансних режимах.

Метою цього розділу є виклад аналітичної методики розрахунку жорсткості та міцності основних елементів хрестовини. Подана методика базується на класичних моделях пружних систем з урахуванням особливостей роботи лап і центральної частини як балкових елементів змінного перерізу, жорсткості підшипників і упорних домкратів. Отримані залежності дозволяють кількісно визначити прогини та напруження, а також задати граничні умови для подальшого числового моделювання.

2.1.1 Визначення основних конструктивних розмірів опорно-напрямної хрестовини.

Для визначення площі перерізу конструктивних елементів необхідні наступні вихідні параметри: навантаження на підп'ятник P , сумарна вага підп'ятника, підшипника та оливоохолоджувачів, які розміщені на хрестовині G_n , вага центральної частини хрестовини $G_{\text{ц}}$, сумарна вага всіх лап хрестовини $G_{\text{л}}$.

Загальне навантаження що припадає на хрестовину знаходиться за виразом:

$$P_x = P + G_n + G_{\text{ц}} + G_{\text{л}}. \quad (2.1)$$

Згідно графіка 2.1 визначається допустимий вигин хрестовини в залежності від навантаження.

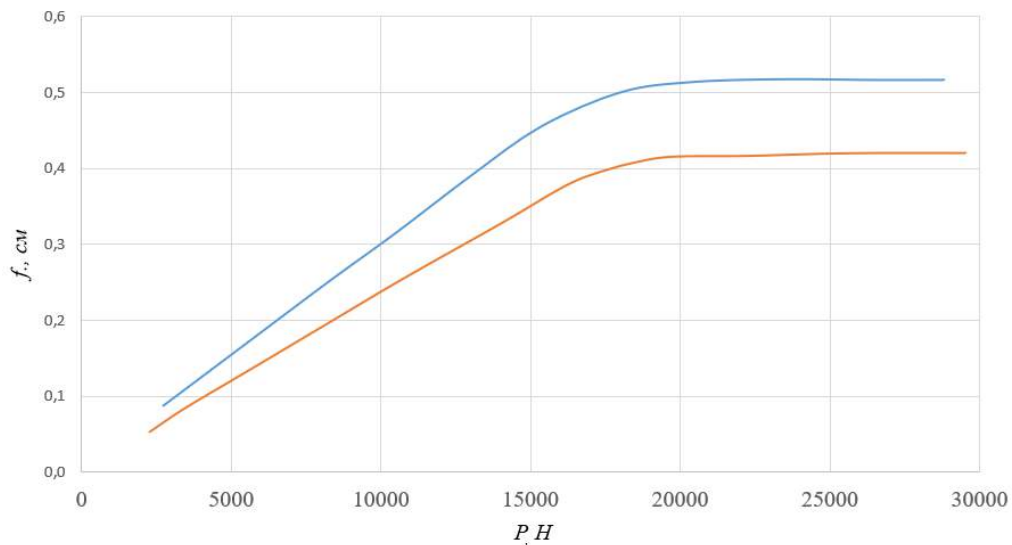


Рисунок 2.1 – Залежність допустимого вигину хрестовини від навантаження на хрестовину

Тоді необхідна жорсткість хрестовини визначається як:

$$C_x = \frac{P_x}{f}. \quad (2.2)$$

Згідно рис. 2.2 визначається діаметр по опорі лапи D_0 , висота центральної частини хрестовини h та висота лапи h_0 .

Тоді необхідні мінімальні площі перерізу для:

– центральної частини хрестовини:

$$F_y = K_1 \cdot C_x \cdot 10^{-6} \cdot D_0. \quad (2.3)$$

– радіальних ребер центральної частини:

$$F_c = K_2 \cdot C_x \cdot 10^{-6} \cdot D_0 \quad (2.4)$$

- полок (ребер) всіх лап (в перерізі біля центральної частини, при постійній висоті h):

$$F_n = K_3 \cdot C_x \cdot 10^{-6} \cdot D_0 \quad (2.5)$$

- вертикальних стінок лап (в перерізі біля центральної частини, при постійній висоті h_0):

$$F_p = K_4 \cdot C_x \cdot 10^{-6} \cdot D_0 \quad (2.6)$$

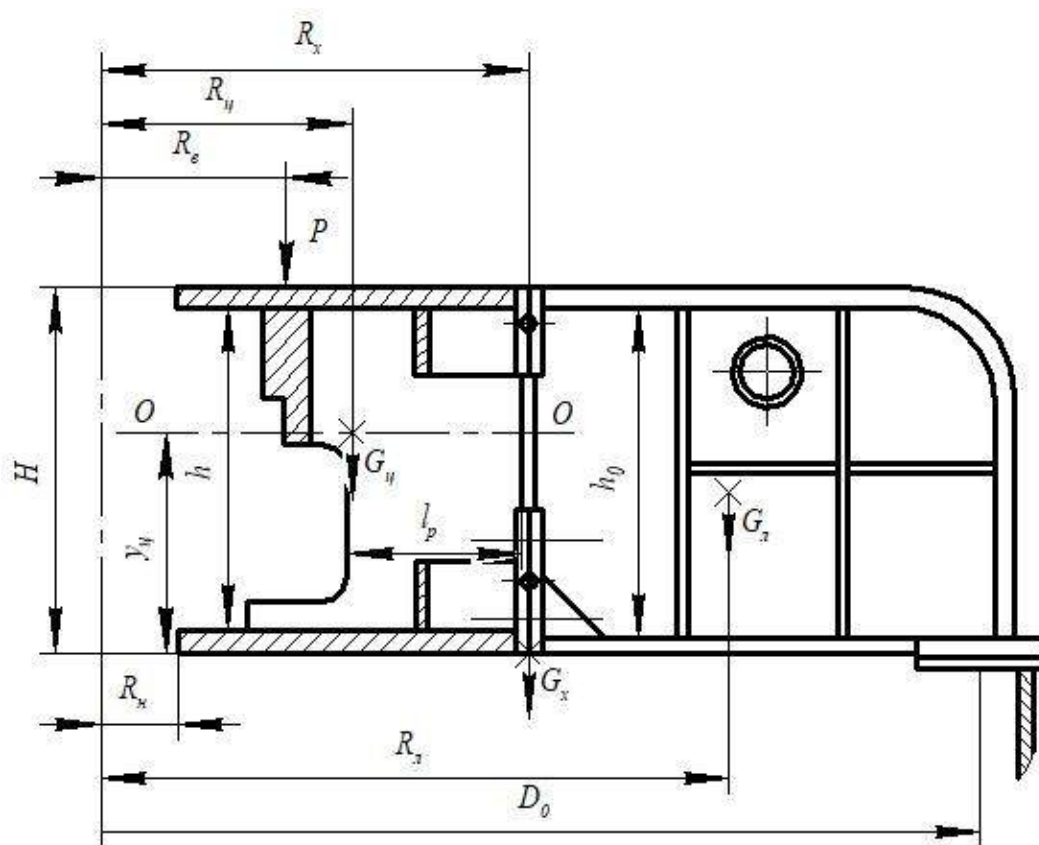


Рисунок 2.2 – Ескіз для визначення основних розмірів лапи хрестовини

Коефіцієнти K_1 , K_2 та K_3 , K_4 визначаються згідно рис. 2.3 та 2.4 відповідно.

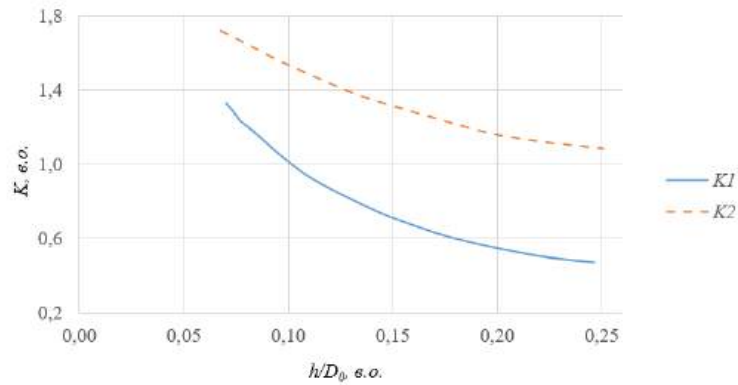


Рисунок 2.3 – Коефіцієнти K_1 , K_2 для визначення площі перерізу центральної частини хрестовини та її радіальних ребер

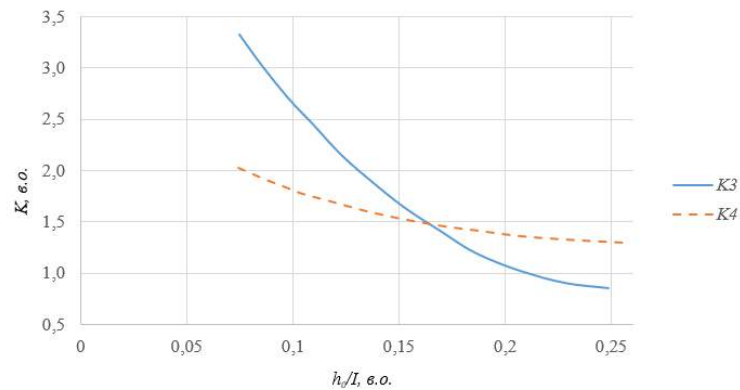


Рисунок 2.4 – Коефіцієнти K_3 , K_4 для визначення площі перерізу полок та вертикальних стінок лап

Вибір матеріалу для виготовлення елементів хрестовини, повинен забезпечувати розрахункові значення перерізів, з врахуванням сортименту, подальшого зварювання та механічної обробки.

2.1.2 Аналітичний розрахунок жорсткості центральної частини хрестовини.

Для аналітичного розрахунку жорсткості центральної частини опорної хрестовини необхідні наступні вихідні параметри (рис. 2.2): плече (радіус) прикладання зусилля по опорному болту підп'ятника R_n , радіус по центру ваги лапи R_l , радіус по опорі лапи $R_0 = \frac{D_0}{2}$, внутрішній радіус верхнього диску $R_в$, внутрішній радіус нижнього диску $R_н$, положення центра ваги радіального перерізу центральної частини $R_{ц}$, $y_{ц}$, висота центральної частини хрестовини H , момент інерції перерізу

центральної частини хрестовини відносно нейтральної осі I_y , радіальна ширина ребра l_p , площа перерізу ребра F_l .

Повний момент, що скручує центральну частину хрестовини визначається за формулою:

$$M_\epsilon = P(R_0 - R_n) + G_y(R_0 - R_y) + G_l(R_0 - R_l). \quad (2.7)$$

Тоді напруження стиску на внутрішньому діаметрі верхнього диску хрестовини можна визначити як:

$$\sigma_\epsilon = \frac{M_\epsilon}{2\pi I_y} \cdot (H - y_y) \cdot \frac{R_y}{R_\epsilon}, \quad (2.8)$$

а напруження розтягу на внутрішньому діаметрі нижнього диску хрестовини визначається як:

$$\sigma_n = \frac{M_\epsilon}{2\pi I_y} \cdot y_y \cdot \frac{R_y}{R_n}. \quad (2.9)$$

Дані напруження визначенні згідно третьої теорії міцності [4], мають суттєві обмеження. Подальші уточнення не можливі в рамках двомірної моделі, оскільки конструкція має різну жорсткість в трьох площинах і вимагає уточнення значення моментів та сил.

Прогин кінця лапи відносно опорного болта підп'ятника від кручення центральної частини визначається за формулою:

$$f_l = \gamma(R_0 - R_n), \quad (2.10)$$

де: E – модуль пружності матеріалу (для сталі $E = 2,1 \cdot 10^6$ Па),

γ – кут зсуву центральної частини хрестовини, що визначається за наступною формулою:

$$\gamma = \frac{M_s \cdot R_u}{2\pi \cdot E \cdot I_u} \quad (2.11)$$

2.1.3 Аналітичний розрахунок жорсткості лапи хрестовини.

Для аналітичного розрахунку жорсткості лапи хрестовини необхідні наступні вихідні параметри: зовнішній радіус центральної частини хрестовини R_x (рис. 2.2), відстань від центра ваги перерізу лапи до поверхні полки біля центральної частини лапи $y_{\max} = \frac{h_0}{2} + \delta$, статичний момент площі перерізу відносно вісі $X-X$ для половини перізу S_x , момент інерції перерізу лапи в перерізі біля центральної частини хрестовини I_1 , момент інерції перерізу лапи в перерізі біля опори на статор I_0 , висота лапи h_0 (рис. 2.5), число лап хрестовини x , товщина стінки лапи δ (рис. 2.5), площа перерізу стінки лапи $F'_p = h_0 \delta$, катет зварного шва між полкою та стінкою K , довжина лапи $l = R_0 - R_x$.

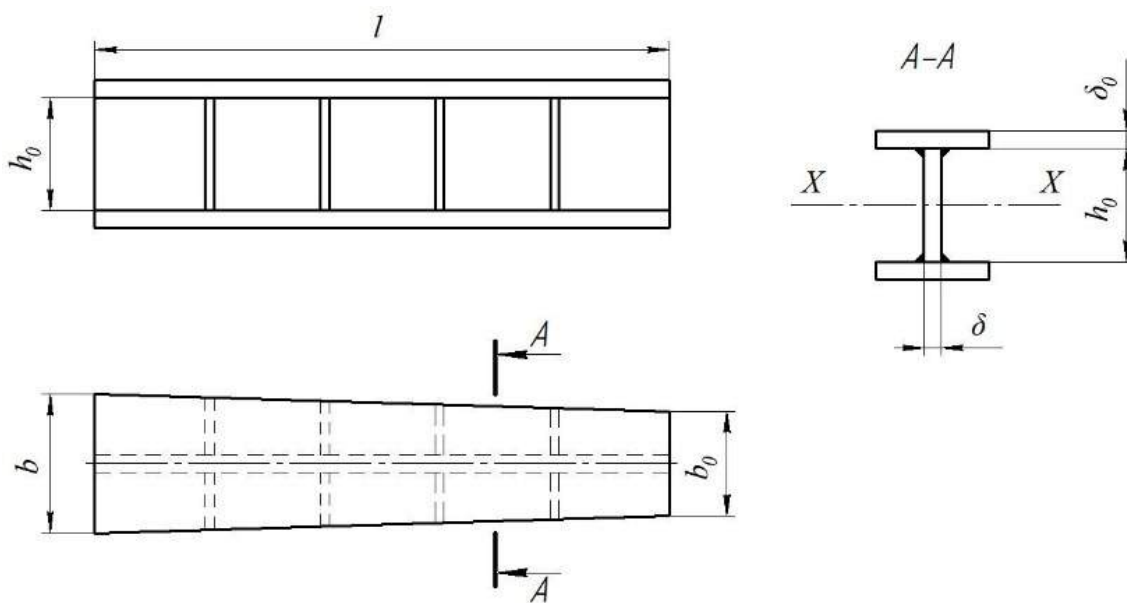


Рисунок 2.5 – Ескіз лапи хрестовини

Розрахункова модель лапи приймається у вигляді консольно закріпленої балки змінного перерізу з підкріплювальними ребрами. Таке допущення є стандартним для первинної оцінки жорсткісних характеристик опорних елементів і забезпечує узгодженість із прийнятими у практиці генераторобудування методиками [5].

Напруження в перерізі лапи біля центральної частини від дії згинаючого моменту розраховують формулою:

$$\sigma = \frac{(P_x - 0,5G_l) \cdot l}{x \cdot I_1} \cdot y_{\max}. \quad (2.12)$$

Даний розрахунок виконано згідно першої теорії міцності. Його застосовність обмежена, оскільки балка має ступінчасту форму та повздовжні й поперечні ребра. Напруження від дії згинального моменту необхідно уточнювати за четвертою теорією міцності, однак для цього бракує складових силових факторів уздовж осей OY та OZ [4, 6].

Напруження в перерізі лапи біля центральної частини розраховують за наступними формулами:

- від дії поперечної (перерізуючої) сили:

$$\tau = \frac{(P_x - G_l) \cdot S_x}{x \cdot \delta \cdot I_1} \cdot y_{\max}; \quad (2.13)$$

- середнє в перерізі стінки:

$$\tau' = \frac{P_x - G_l}{F'_p \cdot x}. \quad (2.14)$$

Напруження зрізу в зварних швах верхньої полки буде обчислюватися за

формулою:

$$\tau_{\omega} = \tau' \cdot \frac{\delta}{0,14 \cdot K}. \quad (2.15)$$

Допустимі напруження зрізу в зоні зварних швів не повинні перевищувати 80 МПа, що відповідає приблизно 0,3-0,4 від межі плинності сталі σ_{τ} , аби уникнути втрати несучої здатності та передчасного руйнування з'єднань. Використання формули (2.15) дає приблизні значення через надмірні запаси для відношення напруження зрізу до напруження розтягу.

Тоді прогин лапи, під дією різних чинників, розраховують за наступними формулами:

– від дії вигинаючого момента:

$$f_{\text{виг}} = \frac{(P_{\kappa} - 0,125G_{\lambda}) \cdot l^3 \cdot f_p}{3 \cdot x \cdot E \cdot I_1}, \quad (2.16)$$

де: f_p – коефіцієнт, який залежить від співвідношення моментів інерції $i = I_0/I_1$ та обирається згідно рис. 2.6;

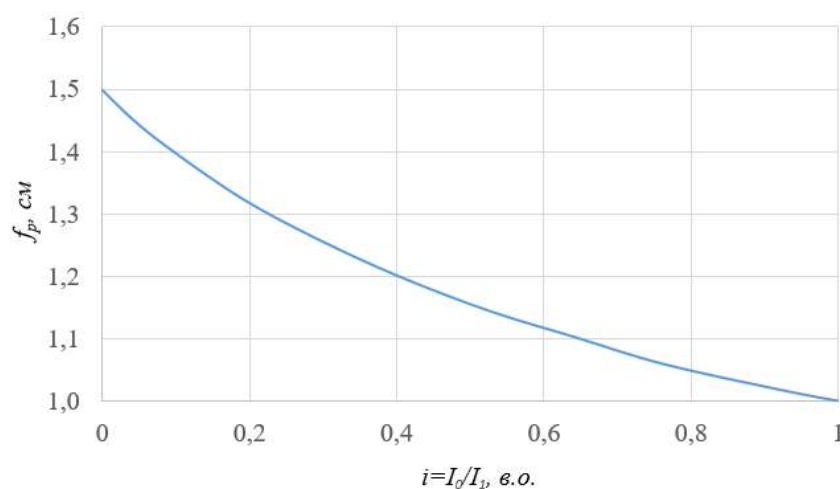


Рисунок 2.6 – Залежність коефіцієнта f_p від i для розрахунку вигину лапи хрестовини

– від дії поперечної (перерізуючої) сили:

$$f_{зріз} = \frac{(P_x - 0,5G_l) \cdot l}{G \cdot x \cdot F_p} \quad (2.17)$$

Прогин центральної частини від зрізу ребер визначається як:

$$f_u = \frac{P_x \cdot l_p}{G \cdot F_c \cdot x}, \quad (2.18)$$

де: G – модуль зсуву матеріалу (для сталі $G = 78,5$ ГПа).

Сумарний прогин визначається суперпозицією складових від згину та поперечної сили з урахуванням зсувних деформацій у тонких стінках лап:

$$f = f_l + f_{виз} + f_{зріз} + f_u \quad (2.19)$$

Чутливість до зсуву підвищується за наявності невеликої товщини вертикальних стінок та при значних довжинах полок.

Жорсткість опорної хрестовини можна визначити як:

$$C = C_x \cdot \frac{C_n}{C_x + C_n}, \quad (2.20)$$

де: C_n – жорсткість підп'ятника, яку можна обчислити виходячи із значень

подталивостей опор $C_n = \frac{1}{\lambda_n}$ (розрахунок наведений нижче). Для попередньої

оцінки часто використовують спрощену формулу $C = 0,8 \cdot C_x$.

Частота власних коливань хрестовини обчислюється за формулою:

$$\omega_x = 5 \sqrt{\frac{C}{P_x}} \quad (2.21)$$

При розрахунках необхідно забезпечити, щоб власна частота пружних коливань хрестовини істотно відрізнялась від робочих збуджувальних частот. Згідно з нормативними рекомендаціями [2, 3], ця різниця повинна становити не менше 15 % для уникнення резонансних явищ.

До основних збуджувальних частот належать:

- обертова частота ротора:

$$f_0 = \frac{n}{60}, \quad (2.22)$$

де: n – номінальна частота обертання вала, об/хв;

- лопаткова частота (частота обертання лопатей турбіни):

$$f_1 = z \frac{n}{60}, \quad (2.23)$$

де: z – кількість лопатей турбіни;

- частота сегментів підп'ятників:

$$f_2 = z_1 \frac{n}{60}, \quad (2.24)$$

де: z_1 – число сегментів підп'ятників.

Таким чином, умова динамічної віддаленості може бути записана як:

$$|\omega_x - f_i| \geq 0,15 \cdot f_i, \quad i = 0,1,2, \quad (2.25)$$

що гарантує відсутність резонансного збігу власних і збуджувальних частот.

2.3 Аналітичний розрахунок жорсткості опорного та напрямних підшипників

Жорсткість підшипників визначається з урахуванням податливості оливної плівки, конструктивних елементів лап хрестовини та упорних домкратів, що забезпечують її фіксацію. Для цього розрахунку необхідні наступні вихідні параметри: радіальний зазор в підшипнику b_1 , тангенціальна довжина сегменту l_c , висота сегменту b , довжина втулки домкрата опорної хрестовини l_{em} , довжина ребра домкрата опорної хрестовини $l_{реб}$, довжина болта опорної хрестовини l_b , число сегментів підшипника N .

Податливість оливної плівки одного сегмента опорного підшипника визначається за формулою:

$$\lambda_m = \frac{b_1^3}{8 \cdot k_h^2 \cdot \mu \cdot \nu \cdot l_c^2 \cdot b}, \quad (2.26)$$

де: k_h – коефіцієнт, який залежить від співвідношення та від кута нахилу сегменту (розраховується в залежності від ексцентриситету),

μ – динамічна в'язкість оливи,

ν – лінійна швидкість, що визначається співвідношенням $\nu = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R$.

Податливість корпусу упорного домкрата верхньої хрестовини можна обчислити за формулою:

$$\lambda_{к.д.} = \lambda_{em} + \lambda_{реб}, \quad (2.27)$$

де: $\lambda_{em} = \frac{l_{em}}{E \cdot F_{em}}$ – податливість втулки розпирного домкрата,

F_{em} – площа перерізу втулки,

$\lambda_{реб} = \frac{l_{реб}}{E \cdot F_{реб}}$ – податливість ребра розпирного домкрата хрестовини,

$F_{реб}$ – площа перерізу ребра домкрата.

Податливість упорного болта розпірного домкрата визначається як:

$$\lambda_{\sigma} = \frac{l_{\sigma}}{E \cdot F_{\sigma}}, \quad (2.28)$$

де: F_{σ} – площа перерізу упорного болта.

Податливість направляючого чи опорного підшипника визначається за формулою:

$$\lambda_{\text{в.п.}} = \frac{4}{N} \cdot (\lambda_{\text{м}} + \lambda_{\text{к.д.}} + \lambda_{\sigma} + \lambda_{\text{л}}), \quad (2.29)$$

де: $\lambda_{\text{л}}$ – податливість лапи верхньої хрестовини, визначається виходячи із жорсткості найбільш схожого елемента за перерізом (двотавра).

Тоді жорсткість підшипника можна визначити як:

$$C_{\text{в.п.}} = \frac{1}{\lambda_{\text{в.п.}}}. \quad (2.30)$$

Аналогічний розрахунок жорсткості виконується і для нижнього підшипника.

Еквівалентна жорсткість вузла «підшипник-лапа-домкрат» визначається сумісною податливістю оливної плівки, корпусних елементів і гвинтових опор; останні суттєво впливають на вертикальну та радіальну компоненти жорсткості, що відображено у відповідних аналітичних залежностях [7, 8]. Коректність такого підходу підтверджується експлуатаційними спостереженнями та числовими моделями [9].

2.4 Аналітичний розрахунок упорного домкрату

Основною задачею цього розрахунку є визначення механічних напружень в упорі та втулці домкрата від дії зусиль магнітного тяжіння між статором та ротором

при раптовому короткому замиканні. При цьому зусилля, що діють на упорний домкрат обчислюються виходячи із умови, що хрестовина є абсолютно жорсткою.

2.4.1 Механічний розрахунок болта упорного домкрату.

Зусилля, що діє на напрямний підшипник при подвійному короткому замиканні в роторі обчислюється за формулою:

$$Q_n = P_{кз} \cdot \frac{l_{p.в.п.}}{l_{p.в.п.} + l_{p.н.п.}}, \quad (2.31)$$

де: $P_{кз}$ – зусилля від тяжіння між статором і ротором при подвійному короткому замиканні,

$l_{p.в.п.}$ – відстань між віссю ротора і віссю верхнього напрямного підшипника,

$l_{p.н.п.}$ – відстань між віссю ротора і віссю нижнього напрямного підшипника.

Навантаження на одну лапу хрестовини визначається як:

$$Q_1 = Q_n \cdot \frac{4}{x}. \quad (2.32)$$

Напруження від стиснення в упорних болтах домкрата можна обчислити за формулою:

$$\sigma_{y.б.} = \frac{Q_1}{F_б}, \quad (2.33)$$

де: $F_б$ – мінімальна площа перерізу упорного болта, яка визначається за формулою:

$$F_б = \frac{\pi \cdot d_{б\min}^2}{4}, \quad (2.34)$$

де: $d_{\sigma_{\min}}$ – мінімальний діаметр упорного болта домкрату.

Максимальне дотичне контактне напруження в головці опорного болта підшипника можна обчислити згідно:

$$\tau_{\sigma} = 0,23 \sqrt{\frac{Q_1 \cdot E^2}{D_{\sigma}^2}}, \quad (2.35)$$

де: D_{σ} – діаметр сфери головки болта підшипника.

За визначеними значеннями напруження від стиснення визначається матеріал для виготовлення болта.

2.4.2 Механічний розрахунок міцності зварювальних швів.

Площа перерізу швів для зварювання ребер і втулки корпусу до плити корпусу домкрату визначається як:

$$F_{ш} = K_{ш} (4,2 \cdot a_p + 0,7\pi \cdot d_{вт.з.} + 2,8 \cdot h_{вт.р.} + 0,23), \quad (2.36)$$

де: $K_{ш}$ – катет шва приварки втулки,

a_p – довжина ребра,

$d_{вт.з.}$ – зовнішній діаметр втулки,

$h_{вт.р.}$ – товщина ребра втулки.

Напруження, яке виникає в зварних швах між ребрами, втулкою корпусу та плитою корпусу:

$$\tau_{ш} = \frac{Q_1}{F_{ш}}. \quad (2.37)$$

Для зварних швів допустиме значення напруження становить 120 МПа згідно ДСТУ-Н Б EN 1993-1-8:2011 [10].

Площа перерізу втулки домкрату визначається за формулою:

$$F_{\text{вт}} = \frac{\pi(d_{\text{вт.з.}}^2 - d_{\text{вт.вн.}}^2)}{4}, \quad (2.38)$$

де: $d_{\text{вт.вн.}}$ – внутрішній діаметр втулки.

Тоді напруження стиснення втулки визначається як:

$$\sigma_{\text{с}} = \frac{Q_{\text{вт}}}{F_{\text{вт}}}. \quad (2.39)$$

Критичне зусилля для домкрата визначається за формулою:

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot h_{\text{вт}} \cdot d_{\text{вт.з.}}^3}{8 \cdot l_{\text{вт}}}, \quad (2.40)$$

де: $h_{\text{вт}}$ – висота втулки,

$l_{\text{вт}}$ – довжина домкрату.

Визначення критичного напруження для домкрату:

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot r_{\text{вт}}^2}{2 \cdot l_{\text{вт}}^2}. \quad (2.41)$$

Перевірка працездатності розпірного домкрата виконується за критеріями міцності на стиск і зріз, а також на стійкість стрижневих елементів; оцінка критичного навантаження здійснюється за класичною схемою Ейлера з урахуванням розрахункової довжини та умов закріплення [11]. Додатково слід контролювати напружений стан зварних швів як елементів, чутливих до циклічних впливів.

2.5 Огляд досліджуємої хрестовини

Як предмет застосування викладеної методики обрано верхню хрестовину мостового типу діючого гідрогенератора-двигуна потужністю 136,7 МВА / 123 МВА у режимі генератора та 150 МВА / 135 МВА у режимі двигуна з номінальною частотою обертання 600 об/хв. Конструктивні особливості й експлуатаційні передумови наведено у розділі 1. У цьому підрозділі подаються лише параметри, необхідні для аналітичного визначення жорсткості та подальшого формування граничних умов для числового моделювання. В таблиці 2.1 наведені основні параметри та навантаження, що діють на гідрогенератор-двигун.

Таблиця 2.1

Основні параметри та навантаження, що діють на гідрогенератор-двигун

Найменування параметру	Значення	
	Генератор	Двигун
Повна потужність S_N , МВ·А	136,7	150
Активна потужність P_N , МВт	123	135
Номінальний коефіцієнт потужності, в. о.	0,9	
Номінальна напруга U_{rated} , В	13800	
Фазний струм I_N , А	5719	6276
Номінальна частота обертання n , об/хв	600	
Частота електричного струму f_N , Гц	50	
Число полюсів $2p$	10	
Схема з'єднання фаз	зірка	

Гідрогенератор-двигун має так зване підвісне виконання, тобто має опору підп'ятника на хрестовину, розташовану зверху над ротором. Також у верхній хрестовині гідрогенератора-двигуна встановлений розгінний двигун, що використовується під час пуску гідрогенератора-двигуна в насосний режим.

Існуюча верхня опорно-направляюча хрестовина мостового типу (рис. 2.7) є зварною нероз'ємною конструкцією з лапами двотаврового перерізу. Хрестовина має центральну частину, яка утворює собою оливну ванну підп'ятника і верхнього направляючого підшипника. Нижня направляюча хрестовина є променевого типу та спирається на фундаментні плити. Верхня та нижні хрестовини не мають радіальних упорних домкратів.

Вібраційні випробування, проведені Projektów Energetycznych „ENERGOPROJEKT-WARSZAWA” S.A. на гідроагрегаті ГАЕС Porąbka-Żar, виявили недопустимий стан верхнього опорного вузла, включно з хрестовиною. Зафіксовані амплітуди коливань у зоні верхнього напрямного підшипника досягали 200–300 мкм, що перевищує допустимі рівні за нормами ДСТУ ISO 10816-5:2010 (межа зони C/D становить 160 мкм) [1]. При цьому радіальне биття вала в районі верхнього напрямного підшипника становив 200–300 мкм, що за ДСТУ ISO 7919 - 5:2014 [2] відноситься до зони C (граничні значення до 450 мкм).

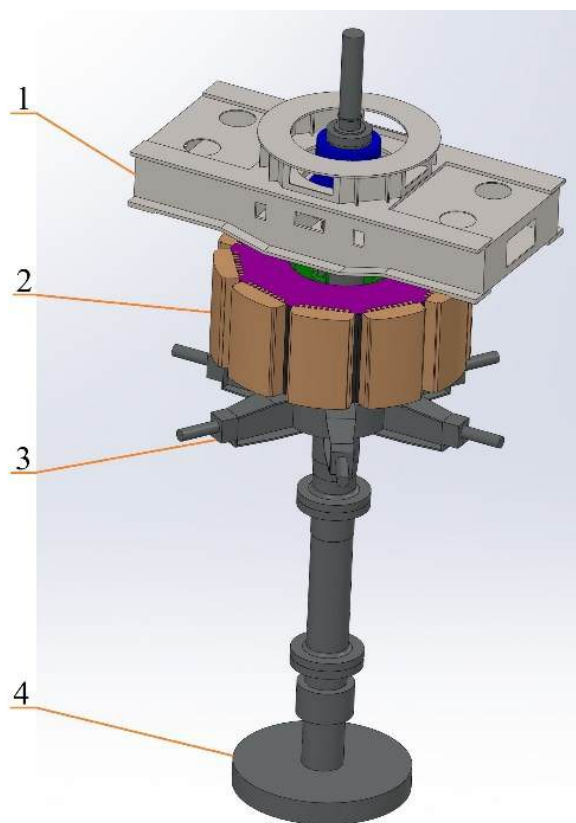


Рисунок 2.7 – Тривимірна модель конструкції існуючого гідрогенератора-двигуна
(1 – верхня хрестовина, 2 – ротор, 3 – нижня хрестовина, 4 – турбіна)

Внесок в загальний вібраційний стан визначався високою оборотною складовою (основною гармонікою спектра вібрацій): для верхнього напрямного підшипника – 38-45 мкм, а для радіального биття вала – 120-200 мкм. Додатково у спектрі спостерігалися виражені низькочастотні компоненти у діапазоні 5,33 - 7,33 Гц, що пов'язані з гідравлічними збуреннями.

Аналіз показав, що перша власна частота хрестовини й вала (~9 Гц) майже збігається з робочою частотою обертання ротора (584 об/хв \approx 9,7 Гц). Це призводить до резонансного підсилення вібрацій та до зростання амплітуди загального коливального процесу. Встановлено, що недостатня жорсткість хрестовини та конструктивні особливості вузла верхнього напрямного підшипника є головною причиною формування резонансного режиму. В таблиці 2.2 зазначені основні параметри верхньої та нижньої хрестовини.

Таблиця 2.2

Основні параметри та навантаження, що діють на хрестовини гідрогенератора-двигуна

Найменування параметру	Значення	
	Верхня хрестовина	Нижня хрестовина
Тип хрестовини	мостова	променева
Кількість лап	4	6
Вібрація хрестовини, мкм	100–300	80-200
Радіальні упори у фундамент	не застосовуються	

При аналізі конструкції та результатів вібраційних випробувань існуючої верхньої хрестовини визначено наступні недоліки, що суттєво впливають на вібраційний стан гідроагрегату:

- хрестовина мостового типу має дисбаланс жорсткості у радіальних напрямках;
- у радіальному напрямку хрестовина закріплена на корпусі статора. Радіальні упори лап хрестовини у фундамент відсутні, при цьому корпус статора

має відносно низьку радіальну жорсткість за рахунок особливостей своєї конструкції, що має компенсувати можливі радіальні теплові розширення осердя статора під час роботи гідрогенератора-двигуна;

– лапи хрестовини мають низьку жорсткість через малу товщину вертикальних ребер 15...20 мм.

Вібраційний стан існуючого гідрогенератора-двигуна не задовольняє вимогам стандарту ДСТУ ISO 7919 - 5:2014 [2]. За результатами аналізу конструкції вірогідною причиною цього є недостатня жорсткість опорних елементів, що знижує критичну частоту обертання ротора до значення, близького до номінальної частоти обертання.

Для покращення вібраційного стану генератора було прийнято рішення про модернізацію конструкції верхньої хрестовини шляхом переходу до конструкції променевого типу. Модернізована верхня хрестовина має 6 радіальних лап, а на верхню та нижню хрестовини додатково встановлено розпірні домкрати для сприйняття радіальних зусиль.

Для оцінки доцільності такої модернізації було проведено попередній аналітичний розрахунок жорсткості верхньої мостової та нижньої променевої хрестовин існуючого гідроагрегату, а також верхньої та нижньої променевої хрестовин модернізованого гідроагрегату.

Варто зазначити, що в ході модернізації гідрогенератора була змінена товщина оливної плівки. Це підтверджується зменшенням розрахованої податливості оливного шару з $\lambda_m = 0,343 \cdot 10^{-9}$ м/Н (для існуючої конструкції) до $0,07-0,13 \cdot 10^{-9}$ м/Н (для модернізованої), що відповідає приросту значень жорсткості. В подальшому ці показники повинні знизити прогини в зоні напрямного підшипника та амплітуди переміщень вузлів.

В таблицях 2.3 та 2.4 представлені зведені результати аналітичних розрахунків для хрестовин існуючого та модернізованого генератора відповідно.

Таблиця 2.3

Результати механічного розрахунку верхньої та нижньої хрестовин існуючого гідрогенератора

Найменування параметру	Значення	
	Нижня хрестовина	Верхня хрестовина
Тип хрестовини	променева	мостова
Кількість лап	6	4
Зусилля, що припадає на 1 лапу, кН	580	580
Податливість оливної плівки, м/Н	$0,343 \cdot 10^{-9}$	$0,343 \cdot 10^{-9}$
Зсув лапи від дії зусиль, мм	0,269	0,7
Податливість лапи, м/Н	$0,463 \cdot 10^{-9}$	$2,41 \cdot 10^{-9}$
Податливість хрестовини, м/Н	$0,535 \cdot 10^{-9}$	$5,506 \cdot 10^{-9}$
Жорсткість хрестовини, Н/м	$2 \cdot 10^9$	$2 \cdot 10^8$

Таблиця 2.4

Результати механічного розрахунку верхньої та нижньої хрестовин модернізованого гідрогенератора

Найменування параметру	Значення	
	Нижня хрестовина	Верхня хрестовина
Тип хрестовини	променева	променева
Кількість лап	6	6
Зусилля, що припадає на 1 лапу, кН	580	520
Податливість оливної плівки, м/Н	$0,0691 \cdot 10^{-9}$	$0,128 \cdot 10^{-9}$
Зсув лапи від дії зусиль, мм	0,269	0,17
Податливість лапи, м/Н	$0,463 \cdot 10^{-9}$	$0,327 \cdot 10^{-9}$
Податливість хрестовини, м/Н	$0,355 \cdot 10^{-9}$	$0,3034 \cdot 10^{-9}$
Жорсткість хрестовини, Н/м	$2,819 \cdot 10^9$	$3,296 \cdot 10^9$

Порівняння результатів випробувань з аналітичними розрахунками показує, що перша власна частота пружних коливань хрестовини, визначена за (2.21), становить близько 9 Гц, що практично збігається з робочою частотою обертання ротора (9,7 Гц). Таким чином, підтверджується резонансний характер коливань, виявлений під час експлуатаційних досліджень [2, 9]. Це вказує на недостатню жорсткість лап мостової хрестовини (товщина вертикальних ребер лише 15–20 мм), що обумовлює зниження критичної швидкості обертання до значень, близьких до номінальних.

2.6 Висновки до другого розділу

У цьому розділі сформульовано й реалізовано універсальну методику аналітичного визначення жорсткісних характеристик опорної хрестовини. Виведені розрахункові залежності охоплюють оцінку НДС центральної частини, лап і допоміжних елементів з урахуванням жорсткості підшипників та стійкості домкратів. Методика дозволяє визначати прогини, вертикальну жорсткість і перевіряти умови динамічної віддаленості власних частот від робочої швидкості обертання. Отримані результати становлять основу для тривимірного числового аналізу (розділ 3).

У контексті досягнення мети дослідження розвинуто інженерні підходи до розрахунку власних частот роторів гідрогенераторів: уточнено задання геометрії опорних вузлів і введено фактичну (еквівалентну) податливість опор у тривимірній постановці, що забезпечує коректне зміщення критичних частот відносно робочих гармонік. Вдосконалено методику визначення податливості опорних та упорних вузлів шляхом рознесення у тривимірній схемі внесків технологічної, геометричної та оливної складових і побудови еквівалентної жорсткості вузла «підшипник – лапа – домкрат» як послідовно-паралельної комбінації податливостей. Розроблено новий підхід до розрахунку НДС хрестовини, який, на відміну від відомих, враховує дії сил короткого замикання та нерівномірність масової складової гідроагрегату з покроковим уточненням силових факторів для критичних режимів.

Аналітичні розрахунки підтвердили низьку жорсткість існуючої верхньої мостової хрестовини ($2 \cdot 10^8$ Н/м), що пояснює зафіксовані експериментальні амплітуди 200–300 мкм у зоні верхнього напрямного підшипника.

Результати аналітичного розрахунку для модернізованої променевої хрестовини показали підвищення жорсткості більш ніж у десять разів (до $2,8 \cdot 10^9$ Н/м для нижньої та $3,3 \cdot 10^9$ Н/м для верхньої). При цьому перерозподіл зусиль між шістьма лапами виявився більш рівномірним, а сумарні зсуви лап зменшились майже в чотири рази (з 0,7 мм до 0,17–0,27 мм). За рахунок зниження товщини масляної плівки, податливість масляної плівки зменшилась з $0,34 \cdot 10^{-9}$ м/Н до $0,07-0,13 \cdot 10^{-9}$ м/Н.

Отже, методика не лише формує граничні умови для числового моделювання, але й підтверджує доцільність модернізації опорного вузла шляхом переходу від мостової до променевої хрестовини, що забезпечує суттєве підвищення жорсткості, зменшення прогинів та рівномірний розподіл навантаження між лапами.

2.7 Література до другого розділу

1. ДСТУ ISO 10816-5:2010. Вібрація. Оцінення вібрації машин за результатами вимірювання вібрації необертюваних частин. Частина 5. Машинні агрегати для гідроелектростанцій і насосних станцій (ISO 10816-5:2000, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2011. 42 с.

2. 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.

3. 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.

4. Budynas R., Nisbett J. Shigley's Mechanical Engineering Design. 10th ed. New York : McGraw-Hill, 2015. 1093 p.

5. Ohashi H. *Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery*. 1st ed. Taylor and Francis, 2016. 392 p. <https://www.perlego.com/book/1632710/vibration-and-oscillation-of-hydraulic-machinery-pdf>.
6. Goodno B. J., Gere J. M. *Mechanics of Materials*. 9th ed. Boston : Cengage Learning, 2018. 1152 p.
7. Hamrock B. J., Schmid S. R., Jacobson B. O. *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. 2nd ed. New York : Marcel Dekker, 2004. 728 p.
8. Vance J. M., Zeidan F. Y., Murphy B. G. *Machinery Vibration and Rotordynamics*. Hoboken : John Wiley & Sons, 2010. 393 p.
9. 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>.
10. ДСТУ-Н Б EN 1993-1-8:2011. Єврокод 3. Проектування сталевих конструкцій. Частина 1-8: Проектування з'єднань. (EN 1993-1-8:2005, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2014.
11. Третьяк О. В. Міцність вузлів турбогенераторів і гідрогенераторів великої потужності : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Ін-т проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, 2020. 428 с.

РОЗДІЛ 3 ЧИСЕЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ХРЕСТОВИН

Як показано у першому та другому розділах, існуюча мостова хрестовина характеризується низькою жорсткістю (близько $2 \cdot 10^8$ Н/м), що призводить до збігу першої власної частоти з номінальною швидкістю обертання ротора і зумовлює небезпечні резонансні коливання. Це підтверджено як експериментальними спостереженнями, так і аналітичними розрахунками. Одним із можливих шляхів підвищення жорсткості та віддалення критичних частот від робочого діапазону є переходу до конструкції променевого типу з більшою кількістю опорних лап і застосуванням упорних домкратів.

У цьому розділі виконується тривимірне чисельне моделювання вібрацій для двох випадків: існуючої мостової верхньої хрестовини та модернізованої променевої верхньої хрестовини. Метою дослідження є визначення власних форм і частот коливань валопроводу для обох конструкцій та оцінка ефективності переходу до конструкції променевого типу.

3.1 Чисельне дослідження критичних частот обертання гідрогенератора-двигуна з існуючою мостовою конструкцією верхньої хрестовини

3.1.1 Відображення граничних та початкових умов для проведення розрахунку у тривимірній постановці

Розрахунок критичних частот обертання валу існуючого гідроагрегату виконаний за схемою розташування опор валопроводу гідроагрегату, що представлена на рис. 3.1, де позначені місця розташування наступних опорних вузлів [1, 2]:

- верхній генераторний підшипник, розташований у місці встановлення верхньої хрестовини;
- нижній генераторний підшипник, розташований у місці встановлення нижньої хрестовини;
- турбінний підшипник.

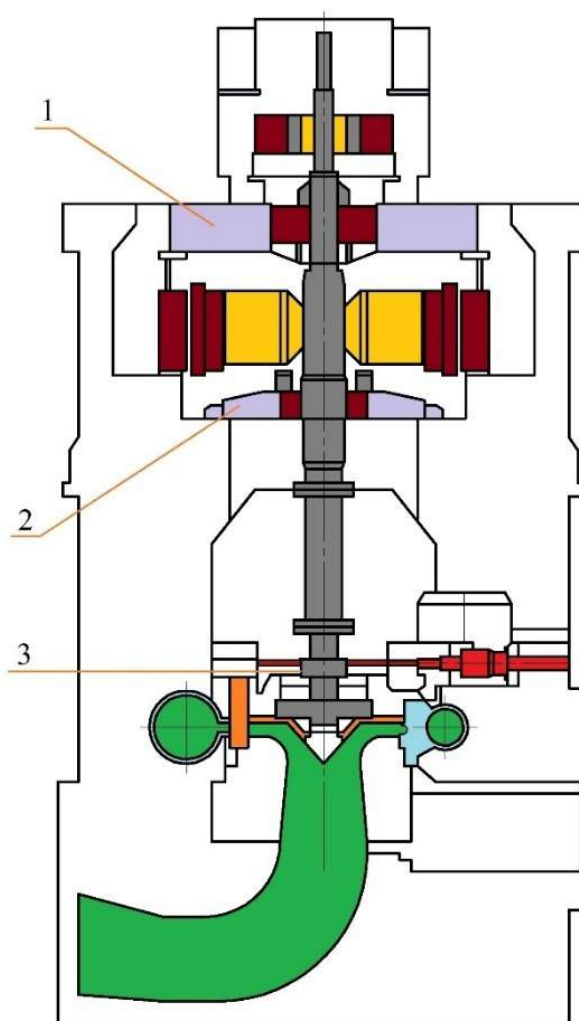


Рисунок 3.1 – Розташування опор валопроводу гідроагрегату (1 – верхній генераторний підшипник, 2 – нижній генераторний підшипник, 3 – турбінний підшипник)

Для визначення власних частот була побудована тривимірна твердотільна модель, з заданими модулями пружності, що обирались на основі металографічного та руйнівного контролю на зразках існуючих деталей (рис. 3.2).

Основною гіпотезою дослідження є те, що процеси деформування в існуючих конструкціях опорних вузлів гідрогенератора відбуваються сумісно. Для конструкції з декількома типами матеріалів вводяться додаткові зусилля, що еквівалентні переднатягам. Модуль пружності сталі для ободу ротора зменшено в два рази (як для шихтованої деталі) [3]. За основу прийняте рішення досліджувати існуючий гідроагрегат підвісного типу.

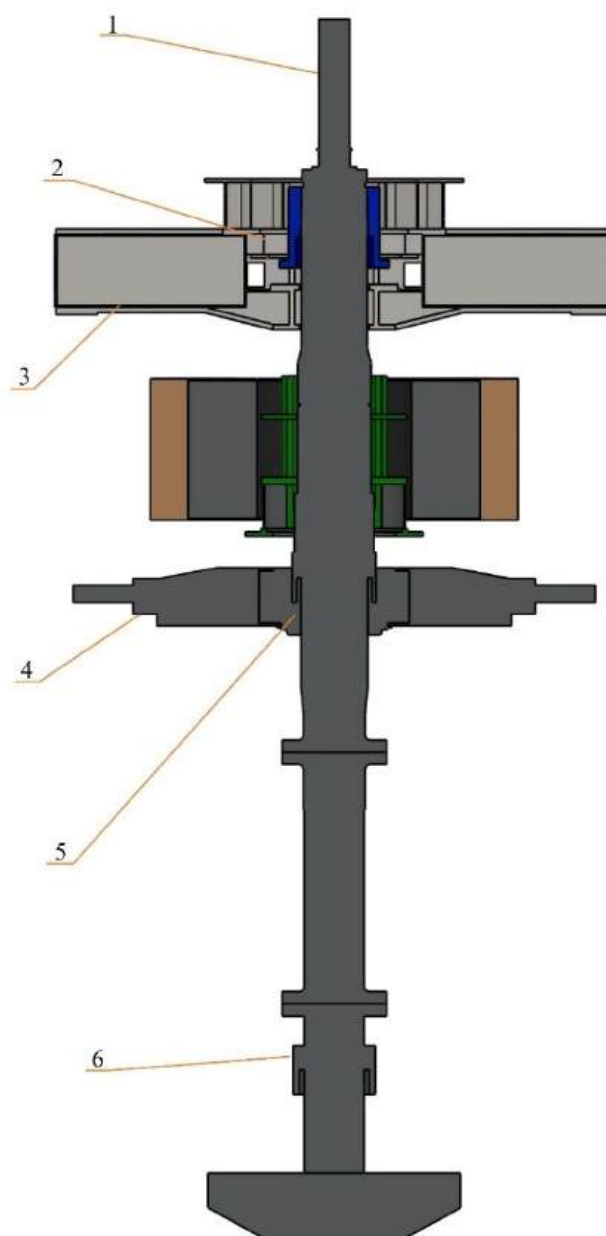


Рисунок 3.2 – Тривимірний модель конструкції існуючого гідрогенератора-двигуна у поперечному розрізі (1 – розгінний двигун, 2 – верхній генераторний підшипник, 3 – верхня хрестовина, 4 – нижня хрестовина, 5 – нижній генераторний підшипник, 6 – турбінний підшипник)

Основним припущенням в роботі є розглядання ободу ротора у вигляді суцільного циліндра. Для забезпечення точності розрахунку використовуються значення, отримані за результатами вібраційних випробувань.

В якості спрощення прийнято, що геометрія змінюється відносно дальньої радіальної точки ободу ротора і ця зміна не враховується на протилежному елементі, розташованого під кутом 180° від базового [3, 4].

Для забезпечення оптимальної точності розрахунку виконувався аналіз для сектора конструкції, на краях були встановлені умови симетричності (рис. 3.3).

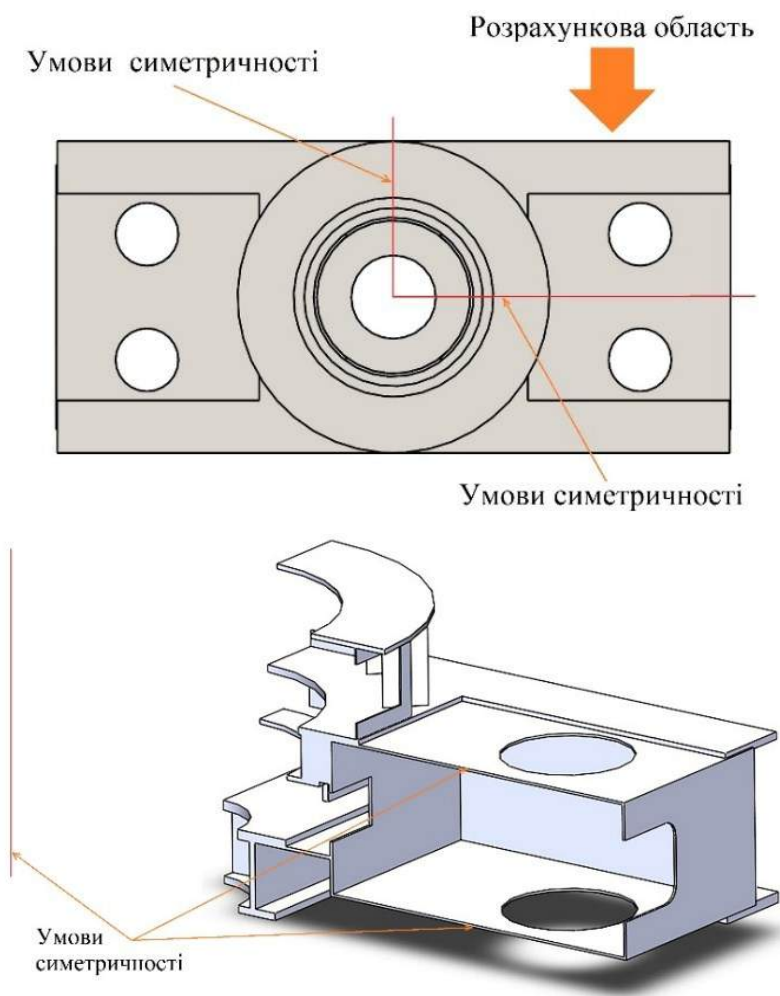


Рисунок 3.3 – Розрахункова область існуючої верхньої хрестовини

Визначення жорсткості верхньої та нижньої хрестовин виконувались шляхом впливу на конструкцію однічної поперечної сили та визначення реакції конструкції (визначення пружних деформацій), які показано на рисунку 3.4. У якості теплових граничних умов була задана температура 20°C . Розрахунки в тривимірній постановці виконувалися за допомогою розрахункового комплексу SolidWorks Simulation. Параметри розрахункової сітки зазначені у таблиці 3.1.

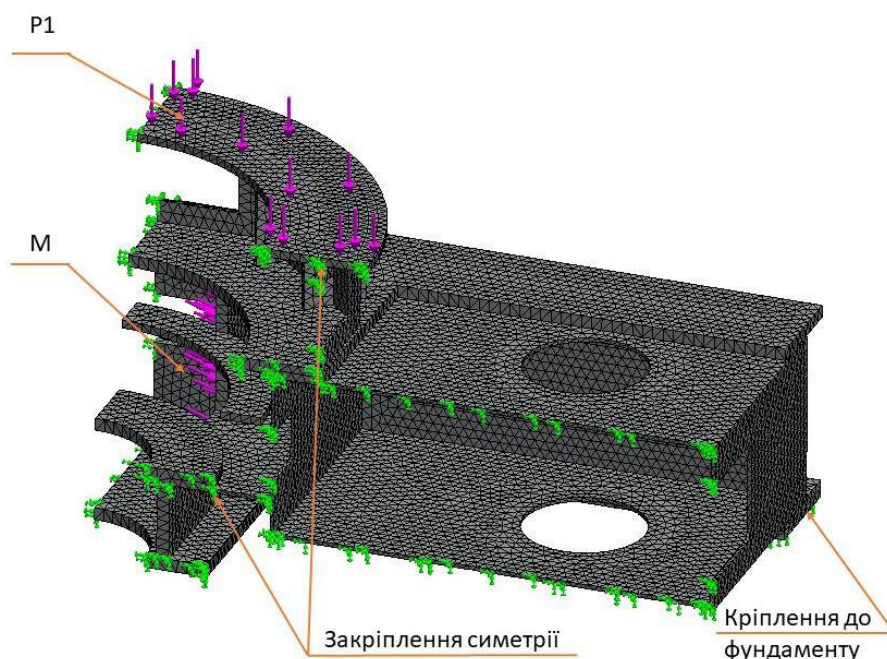


Рисунок 3.4 – Граничні умови, прикладені навантаження, сітка при номінальному режимі: $P1=550$ кН – 1/4 навантаження, що передаються вагою ротора та робочого колеса турбіни; $M=111870$ Н·м – момент, що передається силою тертя в підп'ятнику

Таблиця 3.1

Параметри розрахункової сітки модернізованої хрестовини

Назва параметру	Значення
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Розбиття, що використовується	Стандартна сітка
Максимальний розмір елемента, мм	50
Мінімальний розмір елемента, мм	2,5
Всього вузлів, од.	109462
Всього елементів, од.	58956
Відсоток елементів із співвідношенням сторін < 3 , %	98
Відсоток елементів із співвідношенням сторін > 10 , %	0

На рис. 3.5 наведена отримана епюра переміщень існуючої верхньої хрестовини.

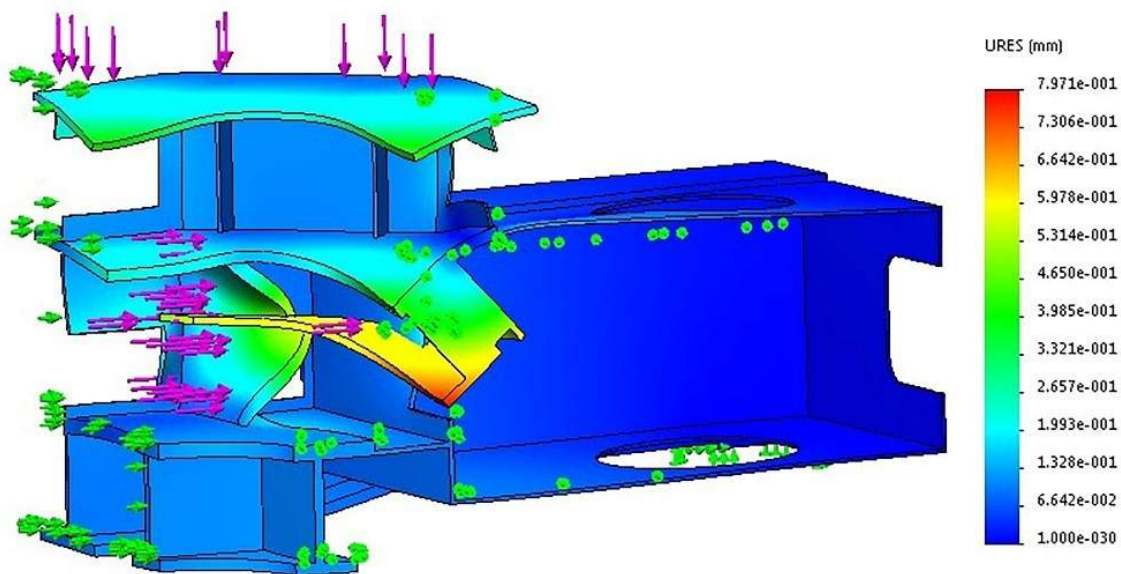


Рисунок 3.5 – Епюра переміщень існуючої верхньої хрестовини

На рис. 3.6 та 3.7 наведені вихідні дані та отримана епюра переміщень нижньої хрестовини.

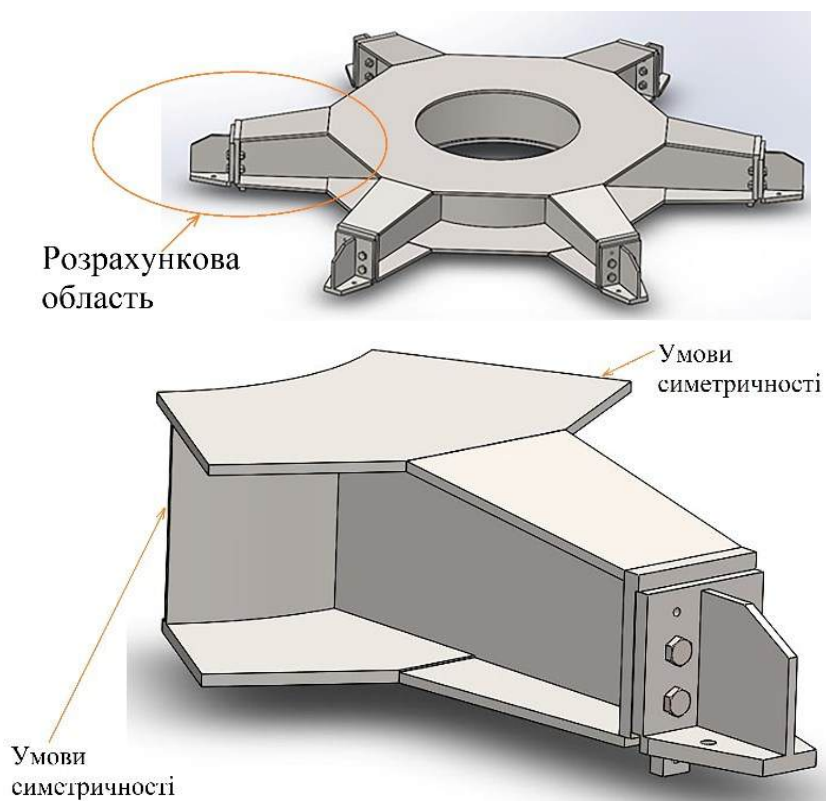


Рисунок 3.6 – Розрахункова область існуючої нижньої хрестовини

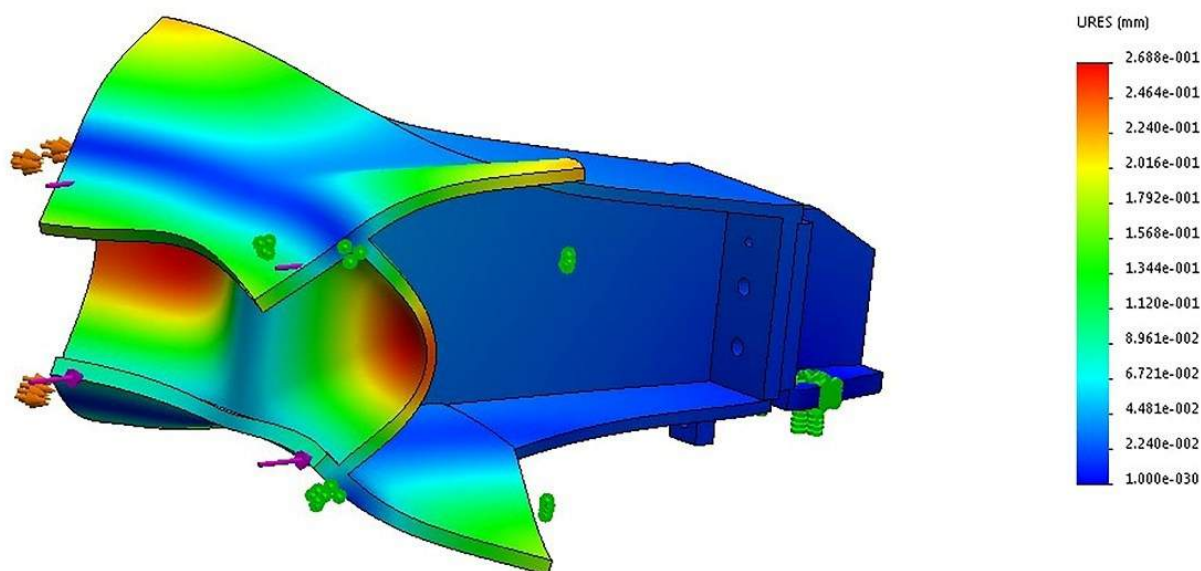


Рисунок 3.7 – Епюра переміщень існуючої нижньої хрестовини

Отримані за результатами розрахунку жорсткості для існуючої верхньої хрестовини підтверджують значення отримані аналітичним методом та становлять $2 \cdot 10^8$ Н/м, а для існуючої нижньої хрестовини – $2 \cdot 10^9$ Н/м.

3.1.2 Аналіз критичних частоти обертання гідрогенератора-двигуна та порівняння їх з обертовими частотами в частині забезпечення надійної роботи на нормальних режимах

Для визначення власних частот і форм коливань валопроводу була сформована розрахункова модель лінії валу гідрогенератора-двигуна (рис. 3.8): проміжні ділянки вала сформовані як балочні елементи, диск ротора та розгінний двигун подано зосередженими масами з урахуванням моментів інерції [5]. Підшипникові вузли представлено пружними опорами з заданими еквівалентними радіальними жорсткостями, які були обчислені у розділі 2.

На рис. 3.8-3.10 символом (\blacktriangle) позначені місця розташування підшипників (закріплення конструкції).

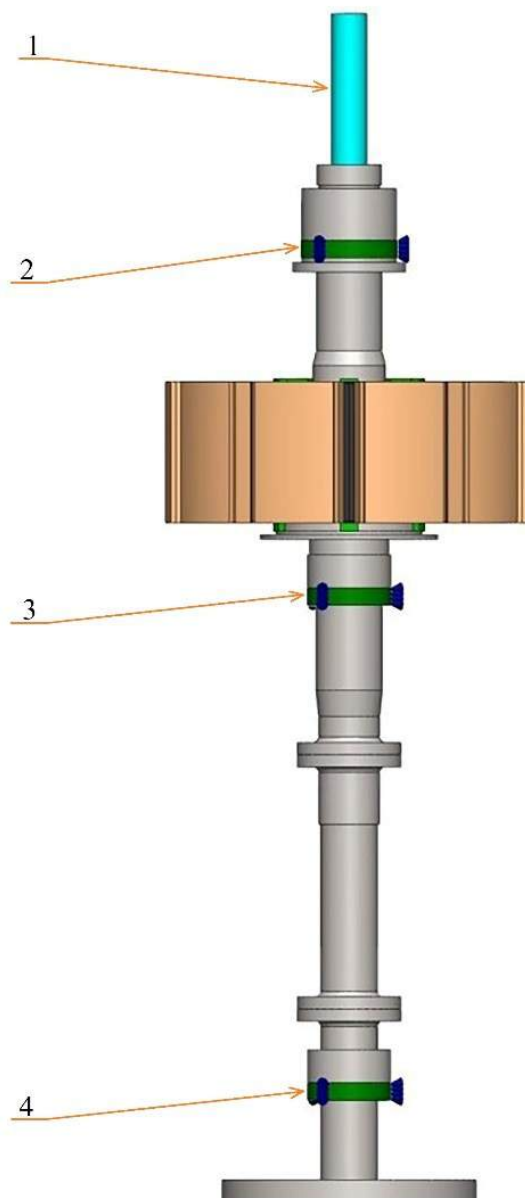


Рисунок 3.8 – Розрахункова модель лінії валу (1 – додаткова маса ротора розгінного двигуна; 2 – жорсткість опори $C \approx 2 \cdot 10^8$ Н/м; 3 – жорсткість опори $C \approx 2 \cdot 10^9$ Н/м; 4 – абсолютно жорстка опора)

За результатами розрахунку отримані значення першої критичної частоти 9 Гц (що відповідає частоті обертання ротора 540 об/хв.) та другої критичної частоти 18,2 Гц (що відповідає частоті обертання ротора 1092 об/хв.).

На рис. 3.9 та 3.10 наведені епюри деформацій для першої та другої критичної частоти обертання валопроводу.

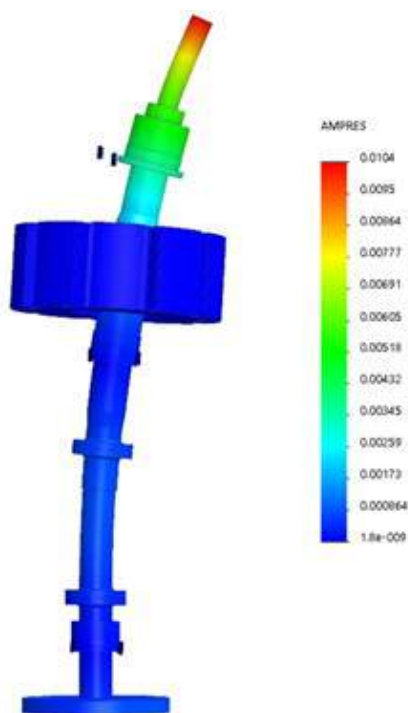


Рисунок 3.9 – Епюра деформацій для першої критичної частоти (9 Гц, масштабний коефіцієнт деформації 220)

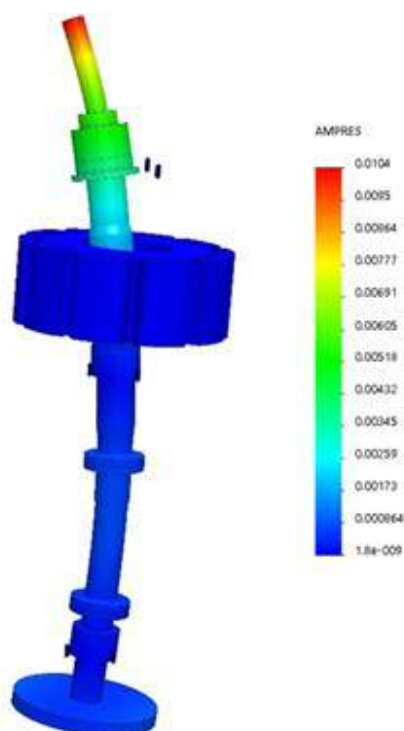


Рисунок 3.10 – Епюра деформацій для другої критичної частоти (18,2 Гц, масштабний коефіцієнт деформації 150)

3.1.3 Спектральна оцінка вібрацій методом розкладання у ряд Фур'є

На рис. 3.11 наведена виміряна під час вібраційних випробувань гідрогенератора-двигуна амплітудно-частотна характеристика вібрації верхньої хрестовини, на якій червоною вертикальною лінією позначене значення першої критичної частоти, отримане розрахунковим шляхом.

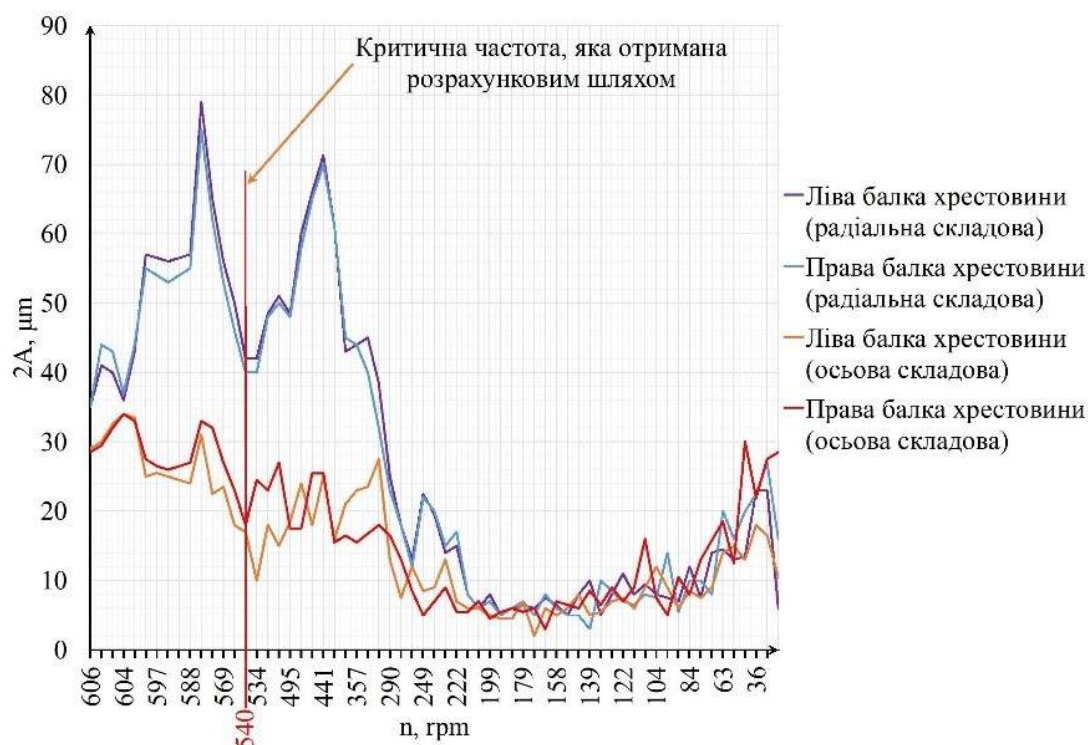


Рисунок 3.11 – Амплітудно-частотна характеристика вібрації верхньої хрестовини (подвійна амплітуда)

Графік (рис. 3.11) будувався на основі стандартного запису ряду Фур'є через суму $\sin x$ та $\cos x$ (використовувався програмний комплекс Microsoft Excel):

$$f(x) = a_0 + a_1 \cos x + a_2 \cos 2x + a_3 \cos 3x + \dots + b_1 \sin x + b_2 \sin 2x + b_3 \sin 3x + \dots, \quad (3.1)$$

де: $a_0, a_1, a_2, \dots, b_1, b_2, \dots$ – дійсні константи, тобто рівняння (3.1) може бути записане у наступній формі:

$$f(x) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nx + b_n \sin nx). \quad (3.2)$$

При цьому діапазоні від $-\pi$ до π коефіцієнти ряду Фур'є розраховуються за формулами:

$$a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) dx, \quad (3.3)$$

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \cos nx dx, \quad (n=1, 2, 3), \quad (3.4)$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \sin nx dx, \quad (n=1, 2, 3), \quad (3.5)$$

Інший спосіб запису ряду Фур'є пов'язаний з використанням співвідношення $a \cos x + b \sin x = c \sin(x + \alpha)$:

$$f(x) = a_0 + c_1 \sin(x + a_1) + c_2 \sin(2x + a_2) + \dots + c_n \sin(nx + a_n), \quad (3.6)$$

де: a_0 – константа,

$c_n = (a_n^2 + b_n^2)^{1/2}$ – амплітуда різних гармонік,

$a_n = \operatorname{arctg} \frac{a_n}{b_n}$ – фазний кут різних гармонік.

У разі числового розкладання форми ротора або статора в ряд Фур'є інтеграл замінюється сумою від 0 до 2π (це рівноцінно сумі від $-\pi$ до π) з кроком $\Delta x = 2\pi/2p$ (де $2p$ – загальна кількість полюсів генератора) [6]. При цьому у якості $f(x)$ для кожного з інтервалів підставляється значення виміряного проміжку напроти відповідного полюса, а кут x для кожного з інтервалів визначається за наступною формулою:

$$x = \frac{2\pi(m-1)}{2p}, \quad (3.7)$$

де: m – номер відповідного полюса.

Для усунення причин виникнення вищезазначених вібрацій було запропоновано збільшити жорсткість хрестовин, з обов'язковим включенням у конструкцію розпірних домкратів. Також запропоновано розглянути можливість виключення додаткової ваги на роторі, викликаній обертовими частинами розгінного двигуна.

3.2 Чисельне дослідження критичних частот обертання гідрогенератора-двигуна з модернізованою променевою конструкцією верхньої хрестовини

3.2.1 Відображення граничних та початкових умов для проведення розрахунку у тривимірній постановці

Розрахунок критичних частот обертання валу модернізованого гідроагрегату виконаний за схемою розташування опор валопроводу гідроагрегату, аналогічною до зображеної на рис. 3.1.

Для визначення власних частот була побудована тривимірна твердотільна модель з новою хрестовиною, що має радіальні лапи підвищеної жорсткості (рис. 3.12), жорсткість яких задавалась згідно аналітичного розрахунку проведеному у розділі 2. Також передбачене встановлення радіальних упорів (упорних домкратів) між кожною з лап верхньої і нижньої хрестовини та фундаментом. У модернізованій конструкції було виключена маса розгінного двигуна.

Визначення жорсткості реконструйованої верхньої хрестовини променевого типу виконувалося аналогічно визначенню жорсткості існуючої верхньої хрестовини. Для забезпечення оптимальної точності розрахунку виконувався аналіз для сектора конструкції, на краях були встановлені умови симетричності (рис. 3.13).

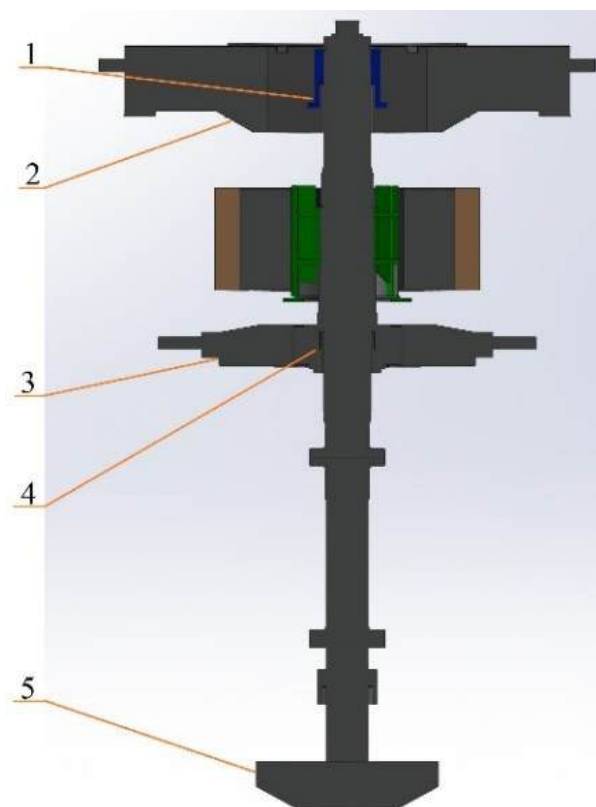


Рисунок 3.12 – Тривимірна модель конструкції модернізованого гідрогенератора-двигуна у поперечному розрізі (1 – верхній підшипник, 2 – верхня хрестовина, 3 – нижня хрестовина, 4 – нижній підшипник, 5 – турбінний підшипник)

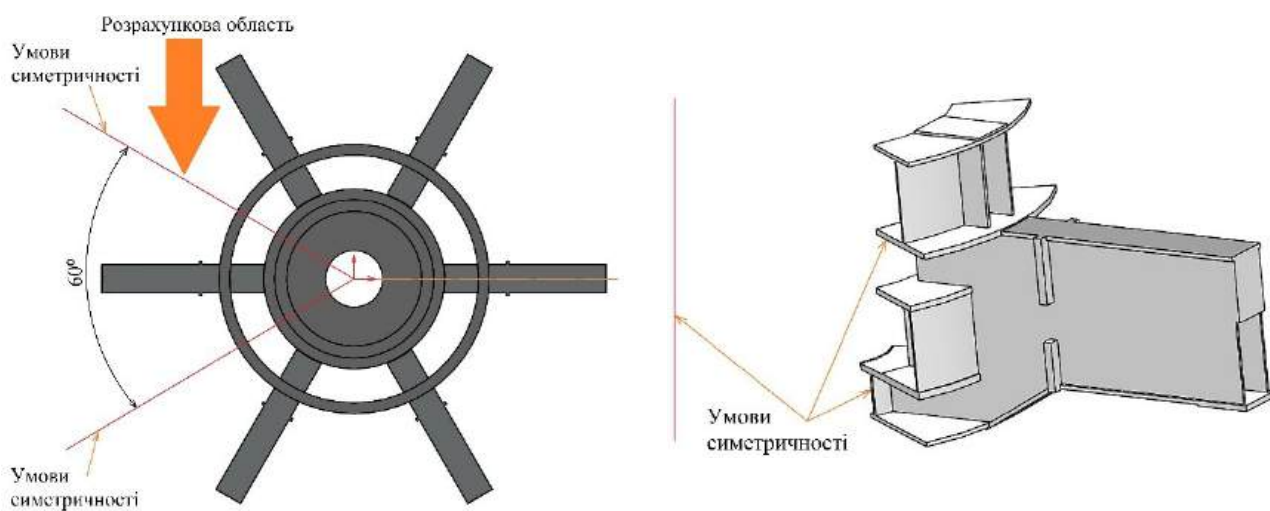


Рисунок 3.13 – Розрахункова область модернізованої верхньої хрестовини

Розрахунок виконаний у тривимірній постановці на 1/6 частину хрестовини та вказані граничні умови, що враховують симетрію. На рис. 3.14 та 3.15 представлені граничні умови з діючими зусиллями та параметри сітки при номінальному режимі та режимі замикання половини полюсів, відповідно. В обох випадках розбиття сітки однакове. Параметри сітки представлені в табл. 3.2.

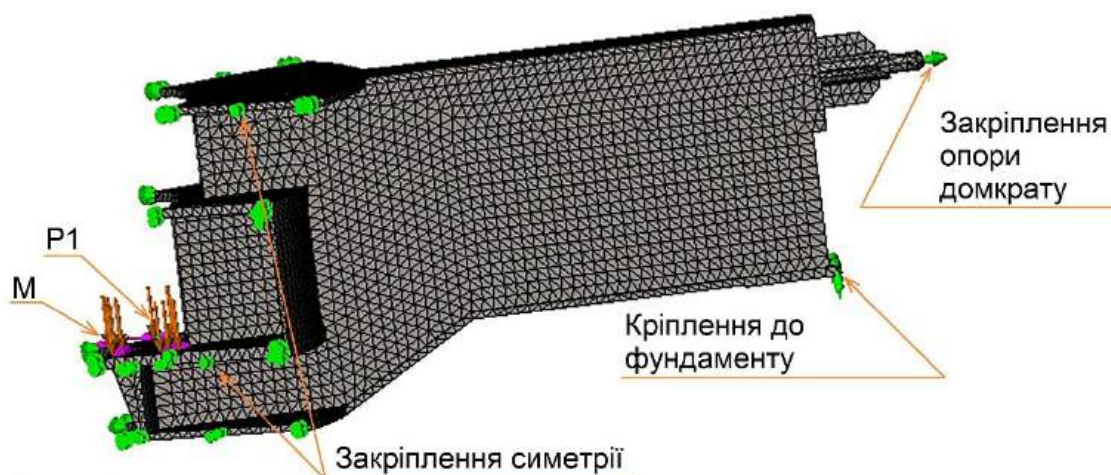


Рисунок 3.14 – Граничні умови, прикладені навантаження, сітка при номінальному режимі: $P1=366,7$ кН – 1/6 навантаження, що передаються вагою ротора та робочого колеса турбіни; $M=111870$ Н·м – момент, що передається силою тертя в підп'ятнику

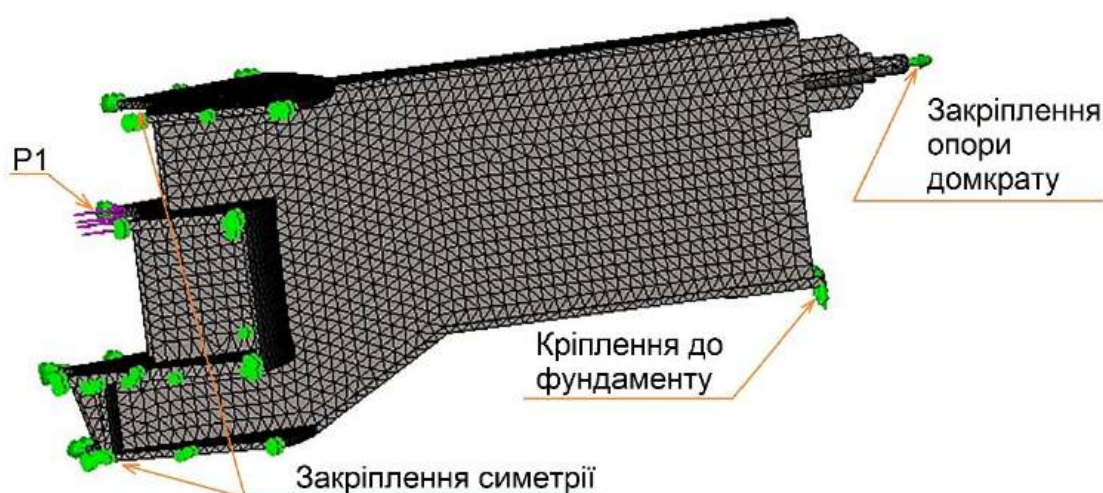


Рисунок 3.15 – Граничні умови, прикладені навантаження, сітка при режимі замикання половини полюсів: $P1=520$ кН – зусилля від ротора, що діє на лапу при замиканні половини полюсів

Параметри розрахункової сітки модернізованої хрестовини

Назва параметру	Значення
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Розбиття, що використовується	Стандартна сітка
Максимальний розмір елемента, мм	50
Мінімальний розмір елемента, мм	2,5
Всього вузлів, од.	76028
Всього елементів, од.	38576
Відсоток елементів із співвідношенням сторін < 3 , %	78,3
Відсоток елементів із співвідношенням сторін > 10 , %	0,106

На рис. 3.16 наведена отримана епюра напружень модернізованої верхньої хрестовини при номінальному режимі роботи. Для точної оцінки значень напружень в хрестовині розглянуто переріз, що проходить через середній переріз *A-A* (рис.3.17), де виникають найбільші значення напружень (рис. 3.18, 3.19). На рис. 3.20 наведена отримана епюра переміщень модернізованої верхньої хрестовини.

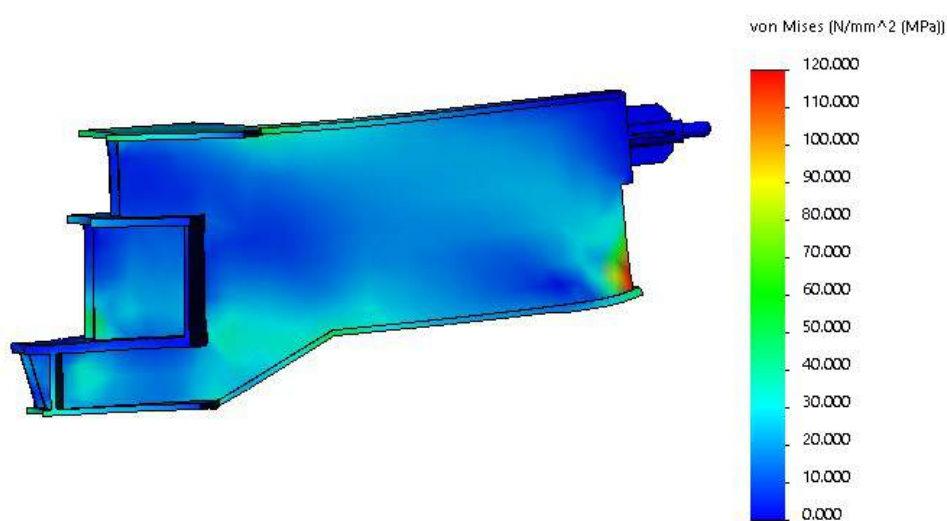


Рисунок 3.16 – Епюра напружень модернізованої верхньої хрестовини при номінальному режимі роботи

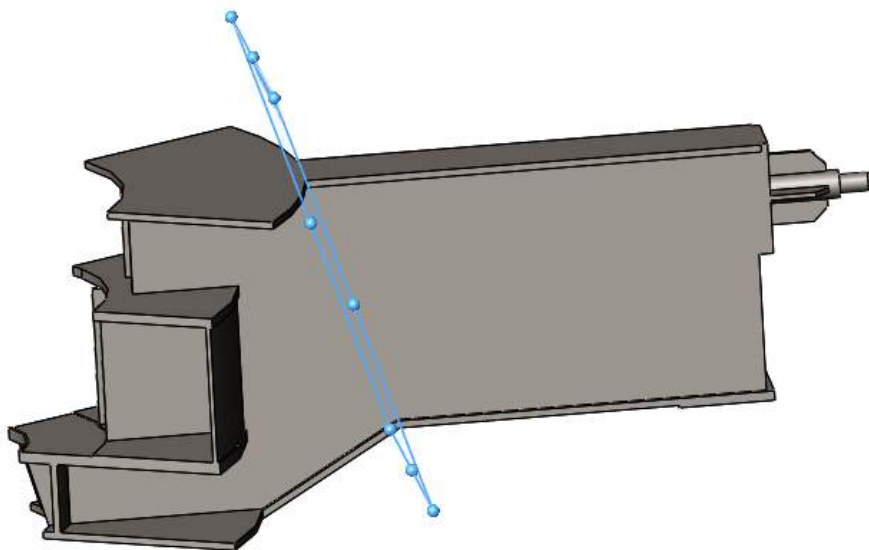


Рисунок 3.17 – Розрахунковий переріз *A-A* модернізованої верхньої хрестовини при номінальному режимі роботи

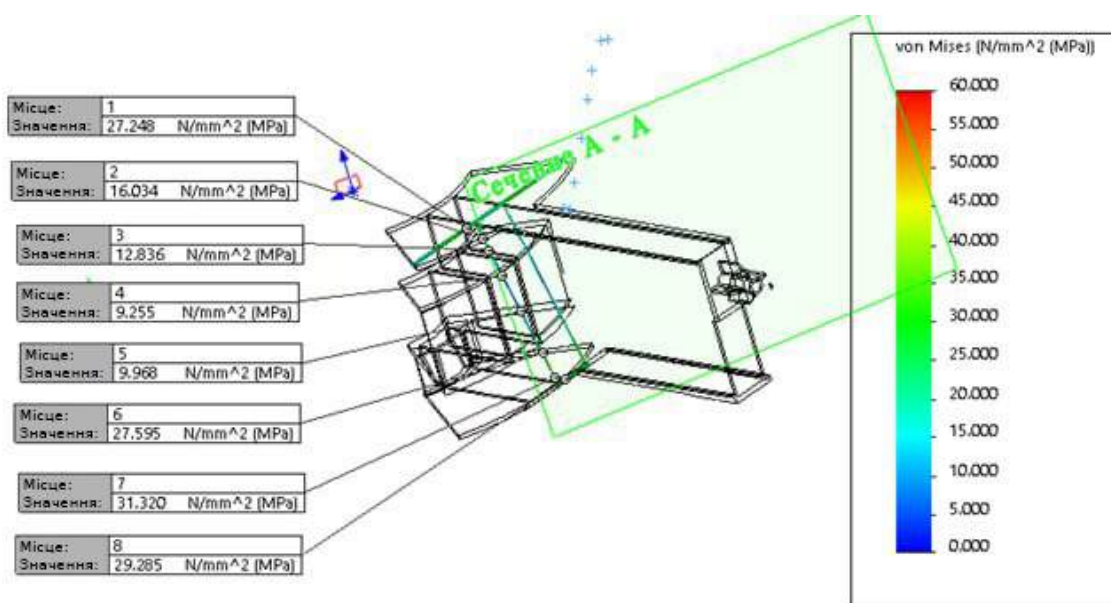


Рисунок 3.18 – Епюра напружень в розрахунковому перерізі *A-A* при номінальному режимі роботи

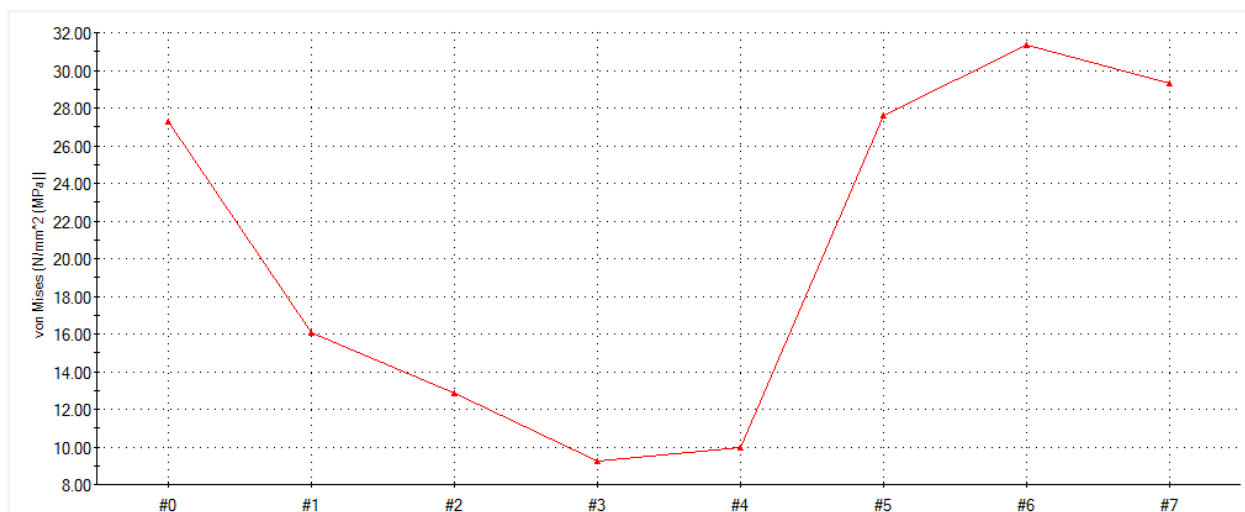


Рисунок 3.19 – Розподіл напружень в розрахунковому перерізі *A-A* при номінальному режимі роботи

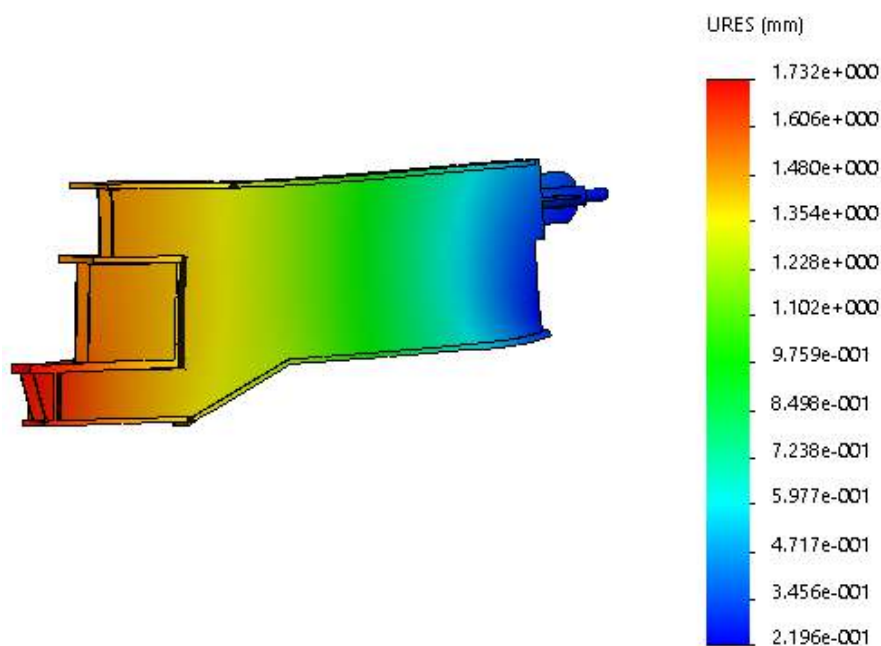


Рисунок 3.20 – Епюра переміщень модернізованої верхньої хрестовини при номінальному режимі роботи

Згідно отриманих результатів розподіл напружень в найбільш напруженому перерізі хрестовини є симетричним, а максимальні значення не перевищують допустимих значень.

На рис. 3.21 наведена отримана епюра напружень модернізованої верхньої хрестовини в режимі короткого замикання.

Для точної оцінки значень напружень в хрестовині розглянуто переріз, що проходить по лінії *Б* (рис.3.21), в місці розташування опорного вузла (рис. 3.22, 3.23).

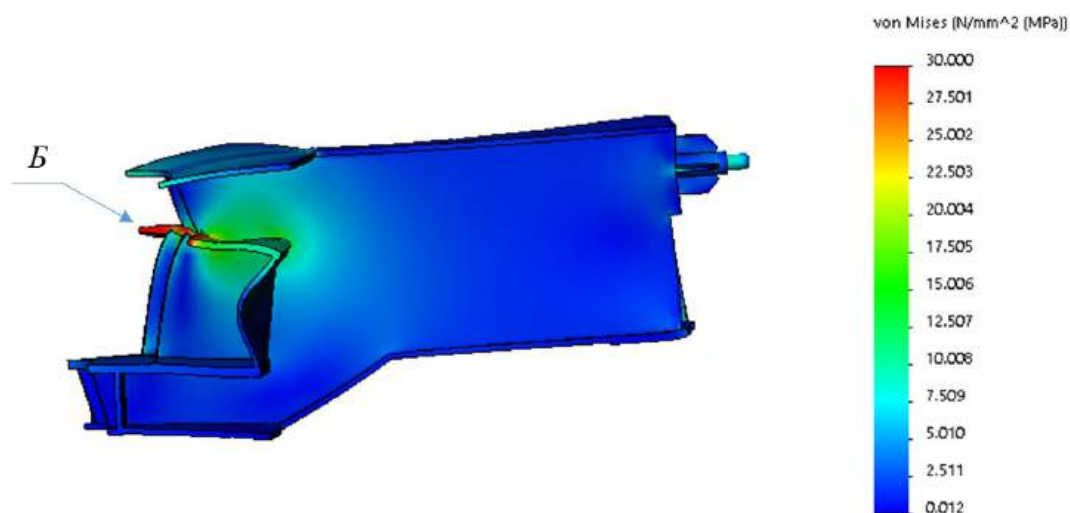


Рисунок 3.21 – Епюра напружень модернізованої верхньої хрестовини при короткому замиканні

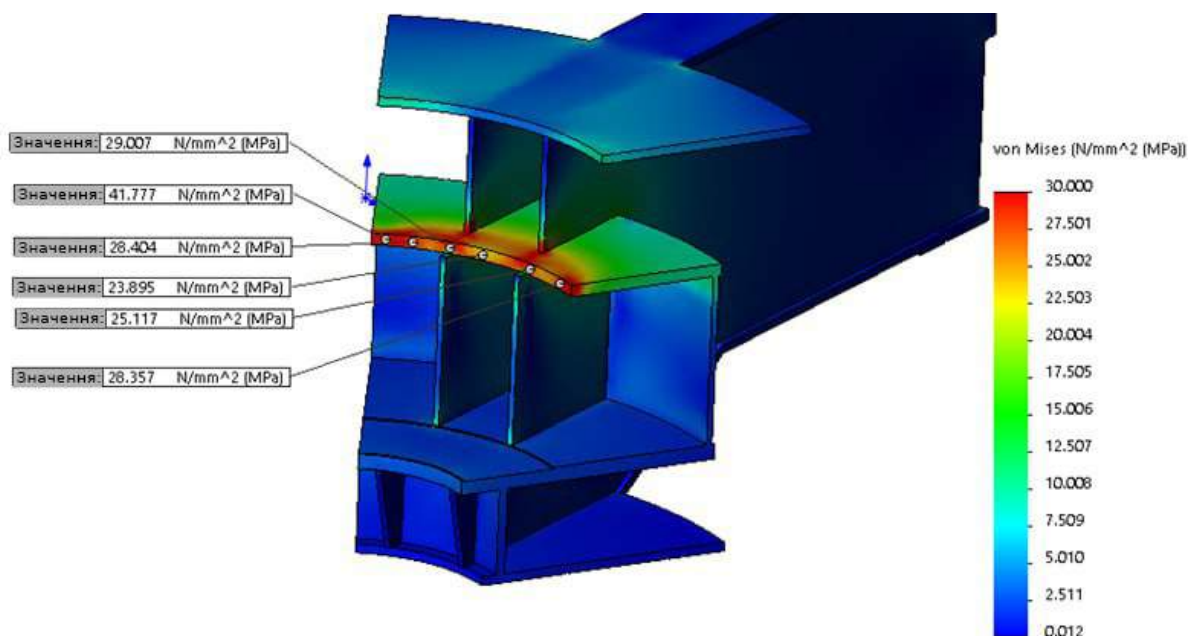


Рисунок 3.22 – Епюра напружень в розрахунковому перерізі по лінії *Б* при короткому замиканні

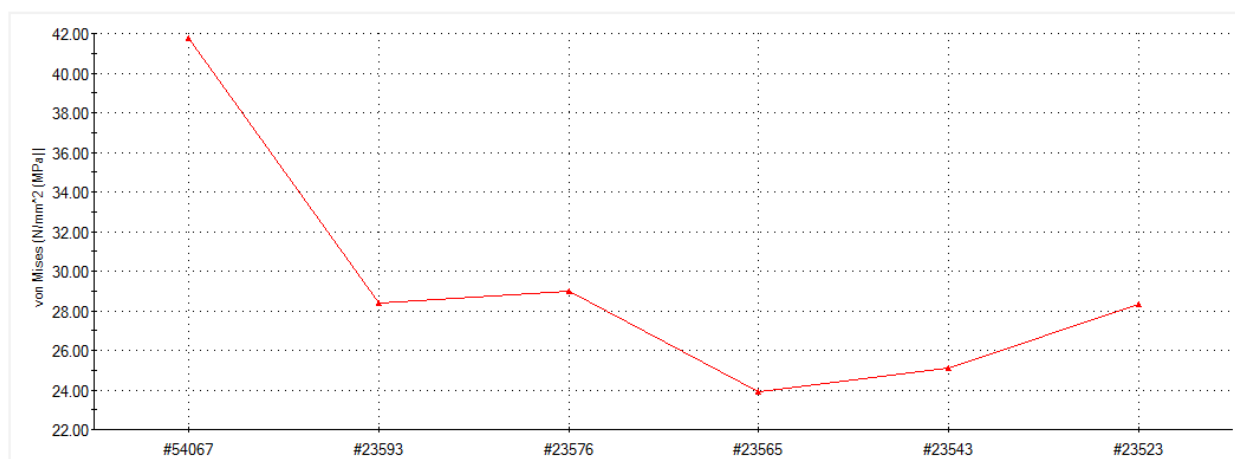


Рисунок 3.23 – Розподіл напружень в розрахунковому перерізі по лінії *Б* при короткому замиканні

На рис. 3.24 та 3.25 наведені отримані епюри переміщень в радіальному та осьовому напрямках модернізованої верхньої хрестовин.

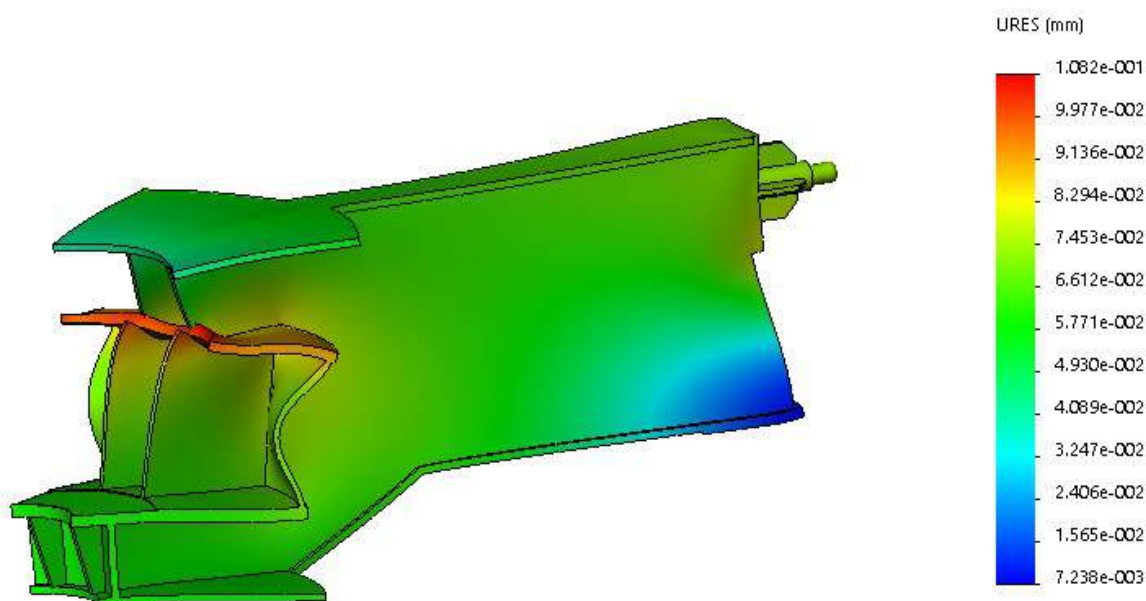


Рисунок 3.24 – Епюра радіальних переміщень модернізованої верхньої хрестовини при короткому замиканні

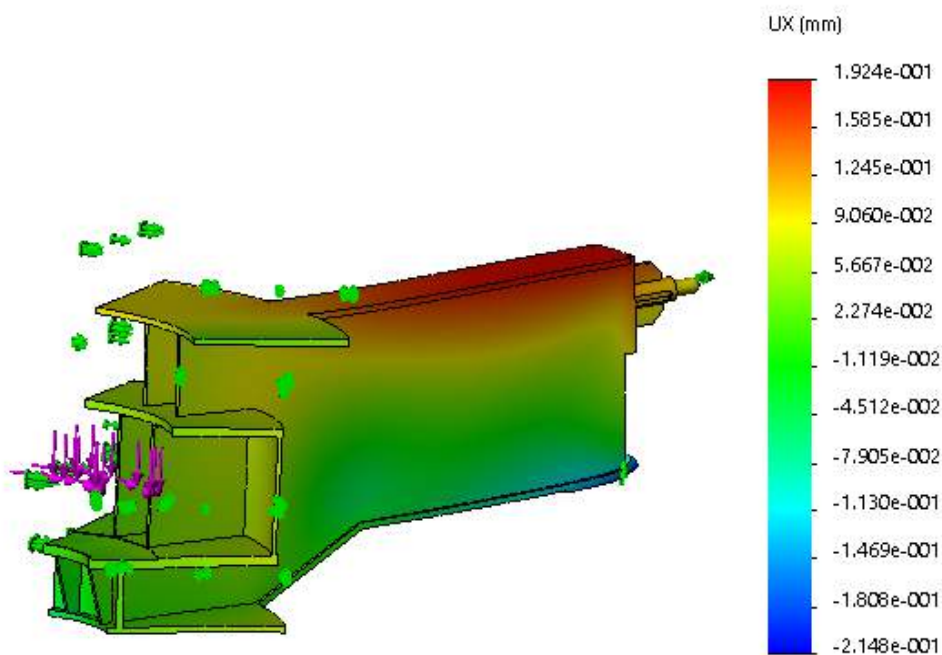


Рисунок 3.25 – Епюра осьових переміщень модернізованої верхньої хрестовини при короткому замиканні

Згідно отриманих результатів, середні напруження становлять близько 30 МПа та не перевищують допустимих значень, а максимальні значення (близько 42 МПа) знаходяться в зоні опорного вузла.

Під час проведення механічного розрахунку максимальні значення напружень при номінальному режимі роботи та режимі короткого замикання не перевищили 110 МПа. Ці значення є допустимими для межі плинності матеріалу Ст3 ($\sigma_m=220$ МПа) з якого виготовлена модернізована верхня хрестовина та забезпечують достатній запас міцності [7]. Максимальний вигин хрестовини вздовж вертикальної вісі не перевищує 0,2 мм.

На рис. 3.26 та 3.27 наведені вихідні дані та отримана епюра переміщень нижньої хрестовини з упорними домкратами.

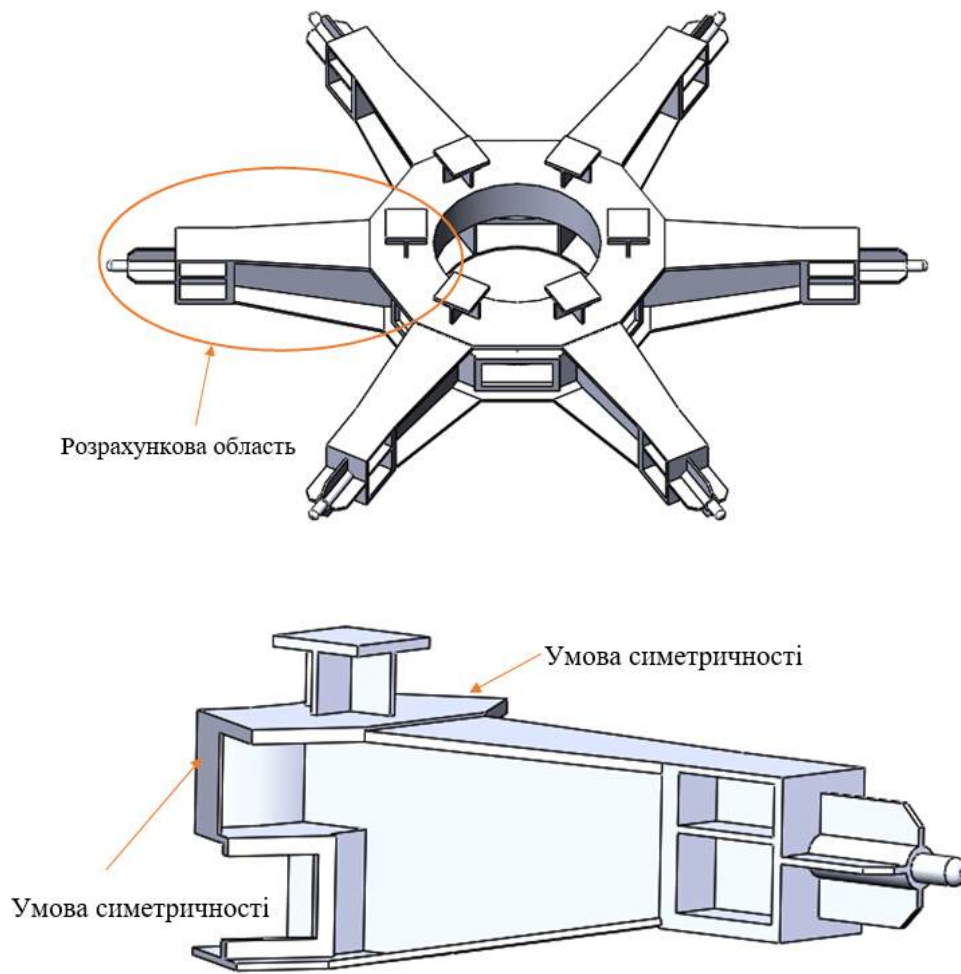


Рисунок 3.26 – Розрахункова область нижньої хрестовини з розпірними домкратами

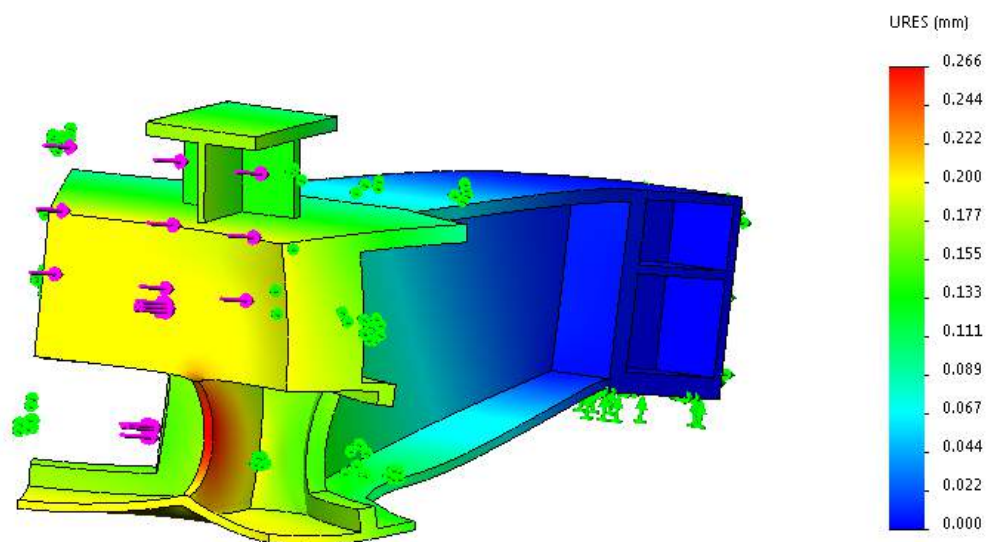


Рисунок 3.27 – Епюра переміщень нижньої хрестовини з розпірними домкратами

Отримані за результатами розрахунку жорсткості для модернізованої верхньої хрестовини підтверджують значення отримані аналітичним методом та становлять $3,296 \cdot 10^9$ Н/м, а для існуючої нижньої хрестовини – $2,819 \cdot 10^9$ Н/м.

3.2.2 Дослідження модернізованої конструкції в частині критичних частот обертання гідрогенератора-двигуна

На рис.3.28 представлена розрахункова модель лінії валу. На рис. 3.28-3.30 символом (▲) позначені місця розташування підшипників (закріплення конструкції).

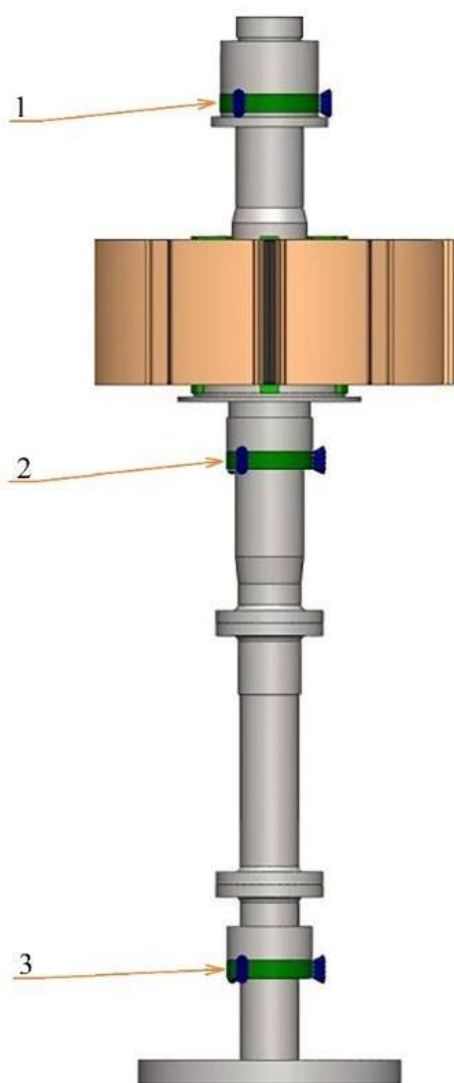


Рисунок 3.28 – Розрахункова модель лінії валу (1 – жорсткість опори $C \approx 3,296 \cdot 10^9$ Н/м, 2 – жорсткість опори $C \approx 2,819 \cdot 10^9$ Н/м, 3 – абсолютно жорстка опора)

Для наведеної на рис. 3.34 моделі модернізованого гідрогенератора-двигуна у якості граничних умов задані жорсткості вузлів підшипників. В цій розрахунковій моделі також передбачене виключення додаткової ваги на роторі, викликаній обертовими частинами розгінного двигуна.

На рис. 3.29 та 3.30 наведені епюри деформацій для першої та другої критичної частоти обертання валопроводу після реконструкції.

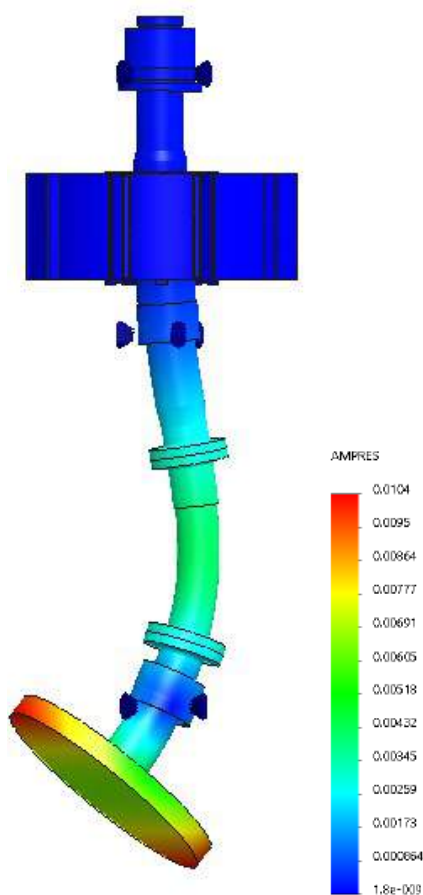


Рисунок 3.29 – Епюра деформацій для першої критичної частоти (26 Гц, масштабний коефіцієнт деформації 137)

За результатами розрахунку отримані значення першої критичної частоти 26 Гц (що відповідає частоті обертання ротора 1560 об/хв) та другої критичної частоти 566 Гц (що відповідає частоті обертання ротора 33960 об/хв.)

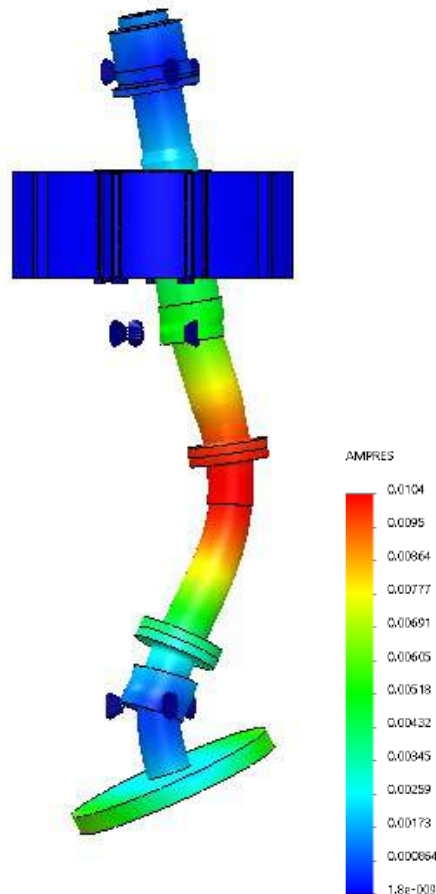


Рисунок 3.30 – Епюра деформацій для другої критичної частоти (566 Гц, масштабний коефіцієнт деформації 144)

Проведені розрахунки показали, що зміна конструкції верхньої хрестовини, виключення верхнього розгінного двигуна і встановлення домкратів розпірних дозволять змінити критичну частоту ротора з 9 Гц (540 об/хв) до 26 Гц (1560 об/хв).

3.3 Висновки до третього розділу

У третьому розділі було виконано тривимірне моделювання вібраційних характеристик опорних хрестовин гідрогенератора-двигуна з урахуванням реальних умов роботи. Для наявної мостової верхньої хрестовини визначено жорсткість $2 \cdot 10^8$ Н/м, що збігається з аналітичними оцінками. Перша критична частота обертання ротора становить 9 Гц (540 об/хв) і майже відповідає номінальним 600 об/хв. Саме цим пояснюються підвищені амплітуди в зоні верхнього напрямного підшипника, які були наведені у розділі 2. У межах роботи

було створено й застосовано цілісний підхід до розрахунку напружено-деформованого стану опорно-напрямної хрестовини: враховано податливості опор, переднатяг та роботу упорних домкратів, теплові граничні умови першого роду. Такий підхід дає можливість коректно відтворити прогини конструкції у трьох площинах і оцінити напруження в характерних елементах без спрощень, що спотворюють результат.

На основі отриманих даних розроблено модернізовану хрестовину променевого типу з шістьма лапами та додатковими силовими поясами; у вузол інтегровано розпірні домкрати. Після переходу на таку конструкцію жорсткість зросла до $3,3 \cdot 10^9$ Н/м. Значення напружень у номінальному режимі та при короткому замиканні не перевищують 50 МПа, що є безпечним щодо межі плинності сталі Ст3 ($\sigma_f=220$ МПа) і забезпечує потрібний запас міцності та вібростійкості відповідно до існуючих нормативних стандартів. Перша власна частота для променевої конструкції хрестовини підвищилася до 26 Гц (1560 об/хв), друга – до 566 Гц (33 960 об/хв). Тобто робоча швидкість була віддалена від критичних зон, і режим резонансу на номінальному режимі роботи було виключено. Максимальні переміщення елементів хрестовини під навантаженням не перевищують 0,2 мм, що підтверджує достатню просторову жорсткість; амплітуди коливань опорних вузлів після реконструкції зменшуються у кілька разів і відповідають вимогам ДСТУ ISO 10816-5:2010 [8] та ДСТУ ISO 7919-5:2014 [9]. Отримані результати узгоджуються з сучасними напрацюваннями, де підвищення жорсткості елементів зумовлює зростання власних частот, зменшення вібрацій валопроводу та підвищення надійності роботи генератора [10-11].

Підсумком числового аналізу є підтвердження доцільності модернізації: запропоновані зміни винесли критичні частоти за межі робочого діапазону, усунули небезпечні резонансні ефекти та створили умови для стабільної й надійної роботи гідрогенератора як у номінальних режимах, так і за короткочасних аварійних впливів. Геометрична модернізація ротора не проводилася; підвищення вібростійкості за критерієм власних частот було виконано шляхом удосконалення

опорно-напрямної хрестовини з параметричним урахуванням масово-жорсткісних характеристик валопроводу.

3.4 Література до третього розділу

1. Vance J. M., Zeidan F. Y., Murphy B. G. Machinery Vibration and Rotordynamics. Hoboken : John Wiley & Sons, 2010. 393 p.

2. Ohashi H. Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery. 1st ed. Taylor and Francis, 2016. 392 p. <https://www.perlego.com/book/1632710/vibration-and-oscillation-of-hydraulic-machinery-pdf>.

3. Третяк О. В. Міцність вузлів турбогенераторів і гідрогенераторів великої потужності : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Ін-т проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, 2020. 428 с.

4. Hamrock B. J., Schmid S. R., Jacobson B. O. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. 2nd ed. New York : Marcel Dekker, 2004. 728 p.

5. Bureau of Reclamation. Alignment of Vertical Shaft Hydrounits. Denver (CO): U.S. Department of the Interior; 2015. 102 p. https://www.usbr.gov/power/data/fist/fist2_1/fist2-1_9.16.pdf.

6. Lei Y., Lin J., He Z., Zuo M. A review on empirical mode decomposition in fault diagnosis of rotating machinery. Mechanical Systems and Signal Processing. 2013. Vol. 35, № 1–2. PP. 108-126, ISSN 0888-3270. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.09.015>.

7. Goodno B. J., Gere J. M. Mechanics of Materials. 9th ed. Boston : Cengage Learning, 2018. 1152 p.

8. ДСТУ ISO 10816-5:2010. Вібрація. Оцінення вібрації машин за результатами вимірювання вібрації необертювих частин. Частина 5. Машинні агрегати для гідроелектростанцій і насосних станцій (ISO 10816-5:2000, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2011. 42 с.

9. 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.

10. Bai B., Zhang L. X., Zhao L. Influences of the guide bearing stiffness on the critical speed of rotation in the main shaft system. In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2012. Vol. 15, №7, 072028. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/7/072028>.

11. 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>.

РОЗДІЛ 4 ВЕРИФІКАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Аналіз результатів дослідження НДС елементів конструкції модернізованої хрестовини гідрогенератора HSS-методом

З метою підтвердження достовірності результатів тривимірного числового моделювання, виконаного для модернізованої конструкції верхньої хрестовини, необхідна їх верифікація незалежним методом. Для цього у даній роботі застосовано метод Hot Spot Stress (HSS) у постановці лінійної поверхневої екстраполяції (LSE), що рекомендований міжнародними стандартами для оцінки напруженого стану у зонах концентрації напружень. Використання HSS-методу дозволяє порівняти розподіл напружень, отриманий числовим моделюванням, із результатами поверхневої екстраполяції та перевірити збіжність у характерних елементах конструкції.

У дослідженні особливу увагу приділено полкам, основній балці, ребрам та опорному диску, оскільки саме ці зони сприймають найбільші згинальні та зрізуючі навантаження. Отримані результати порівняння є підґрунтям для оцінки достовірності розроблених у попередніх розділах методів аналітичного та числового розрахунку та підтверджують їх застосовність для прогнозування міцності й довговічності модернізованої хрестовини [1-4].

4.1.1 Методика оцінки збіжності визначених механічних напружень в елементах зварних з'єднань та в елементах конструкцій HSS-методом

Відомо, що під час використання МСЕ одним із ключових практичних правил є необхідність локального згущення сітки для підвищення точності розрахунків. Зазвичай у зонах концентрації напружень застосовуються більш дрібні елементи, що має забезпечувати збіжність отриманих результатів. Проте на практиці очікуваного покращення точності не завжди вдається досягти. У певних ділянках моделі при зменшенні розміру елементів величини напружень, навпаки, починають розходитися, іноді навіть зі зростаючою швидкістю. Це явище отримало назву сингулярності напружень і характерне для областей стикування конструктивних

елементів, де кут їх сполучення відмінний від нуля. Водночас для переміщень у таких зонах збіжність результатів зазвичай залишається задовільною.

Щоб мінімізувати вплив зазначеної проблеми, застосовують метод HSS [5], який дозволяє скоригувати результати, отримані засобами МСЕ, та надати їм фізично коректного значення.

Суть підходу полягає у проведенні лінійної екстраполяції напружень на поверхні в околі концентратора. Для прикладу розглянемо зварний шов (рис. 4.1): розрахункова сітка поблизу зони шва має містити елементи з розміром, що не перевищує половини товщини листа h .

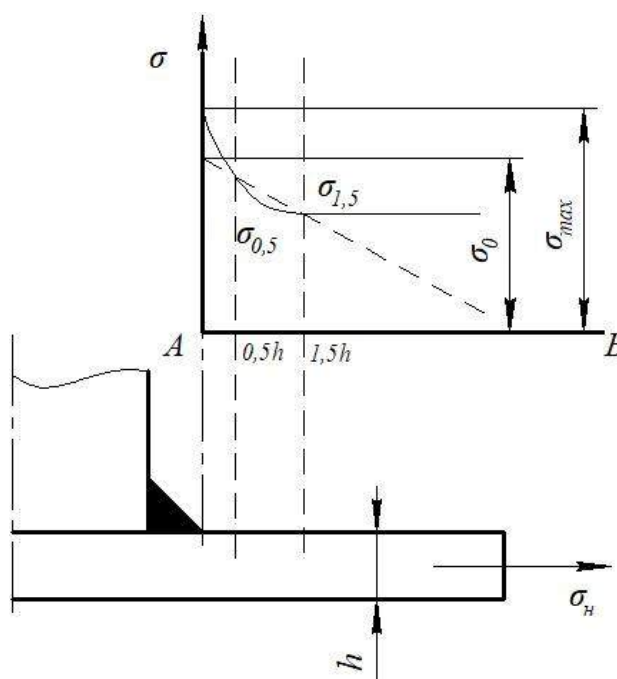


Рисунок 4.1 – Застосування HSS-методу для оцінки збіжності результатів визначення механічних напружень

Значення напружень визначаються у точках на відстані $0,5h$ та $1,5h$ від лінії шва. Якщо обчислювальні ресурси дозволяють, концентратор напружень розташовують безпосередньо біля основи шва. Лінія екстраполяції (AB) будується перпендикулярно до шва, а крок розбиття сітки обирається таким, щоб точки розрахунку ($\sigma_{0,5}$ і $\sigma_{1,5}$) належали різним елементам.

Номінальні (геометричні) напруження σ_0 в концентраторі визначаються

лінійною інтерполяцією за наступною формулою [6]:

$$\sigma_0 = 1,5\sigma_{0,5} - 0,5\sigma_{1,5}. \quad (4.1)$$

4.1.2 Перевірка збіжності отриманих методами тривимірного моделювання механічних напружень в модернізованій верхній хрестовині HSS-методом

Перевірка збіжності отриманих методами тривимірного моделювання механічних номінальних (геометричних) напружень на ділянках з піковими навантаженнями HSS-методом виконувалась для модернізованої верхньої хрестовини променевого типу гідрогенератора.

Епюра напружень з вказаними ділянками з піковими навантаженнями в модернізованій верхній хрестовині наведена на рис. 4.2.

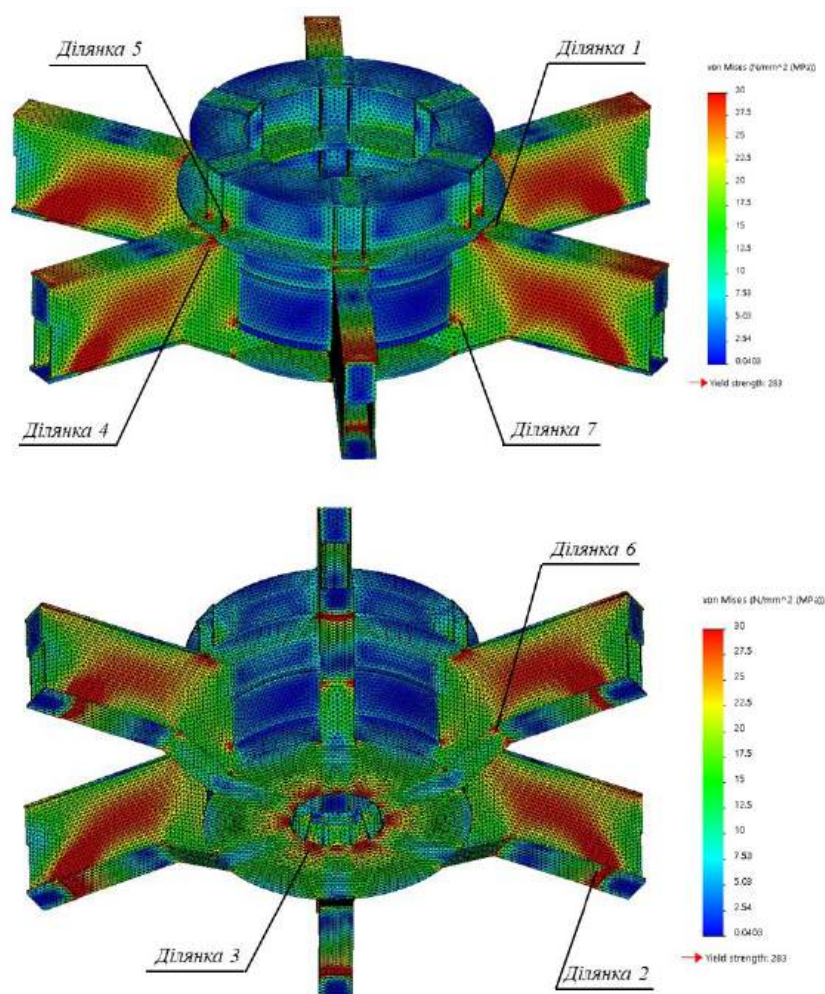


Рисунок 4.2 – Поле напружень модернізованої верхньої хрестовини

Епюри напружень ділянок з піковими навантаженнями в модернізованій верхній хрестовині та діаграми перевірки збіжності за HSS-методом визначених напружень, представлені на рис. 4.3 – 4.16.

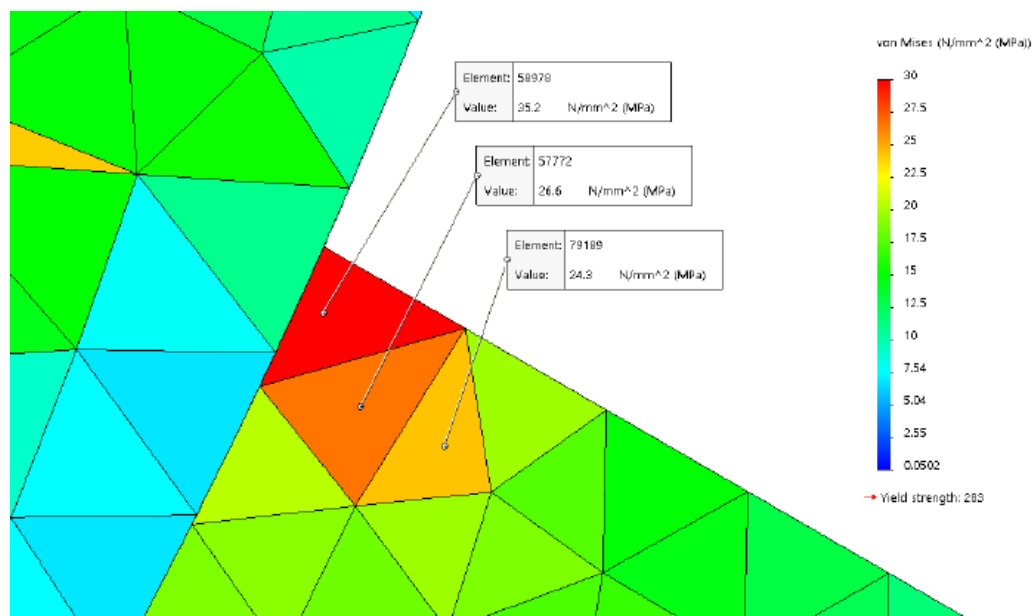


Рисунок 4.3 – Локальні значення напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 1

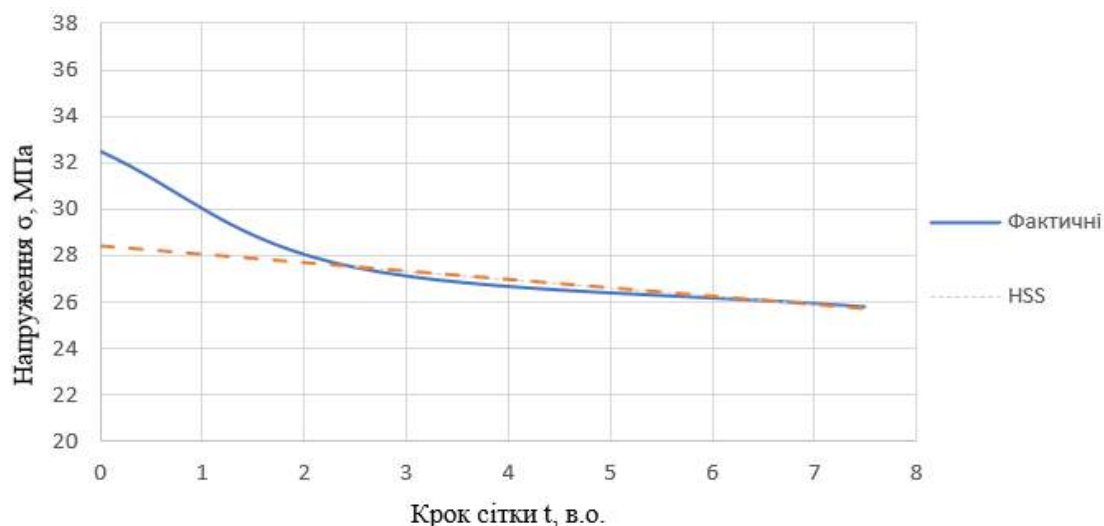


Рисунок 4.4 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 1

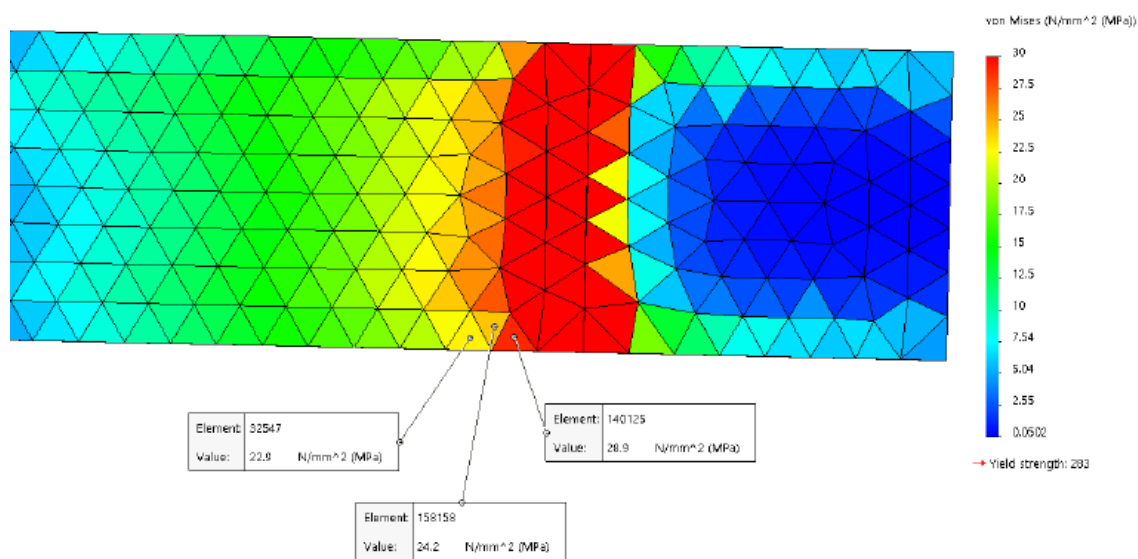


Рисунок 4.5 – Локальні значення напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 2

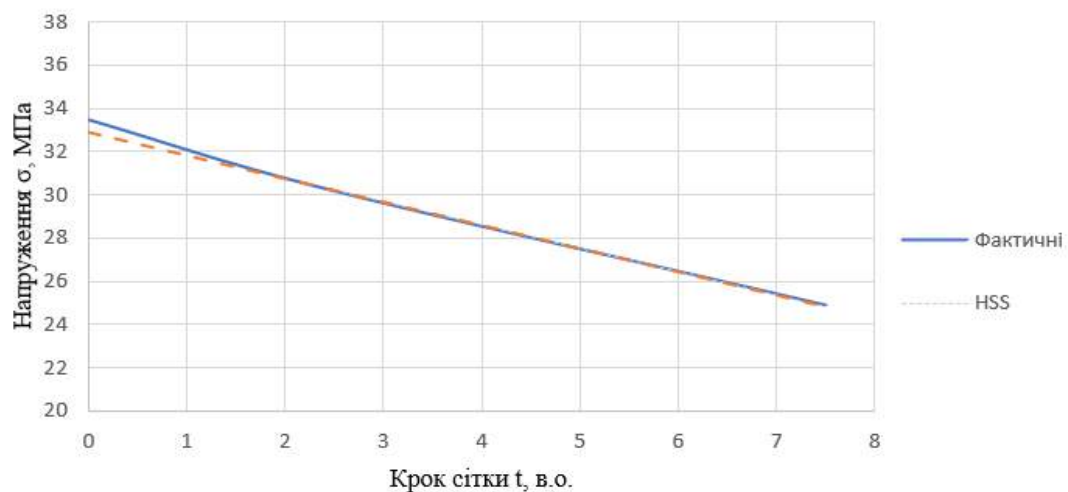


Рисунок 4.6 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 2

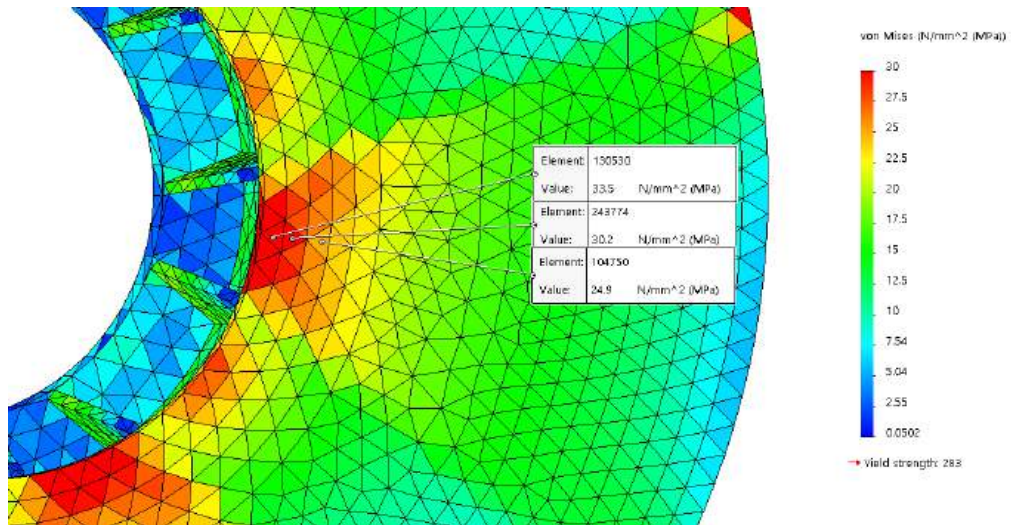


Рисунок 4.7 – Локальні значення напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 3

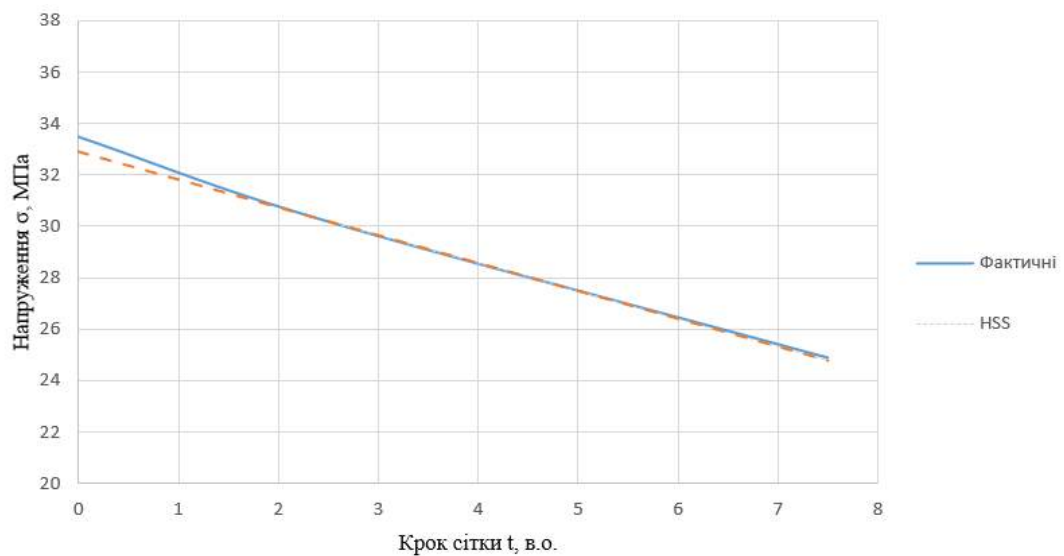


Рисунок 4.8 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 3

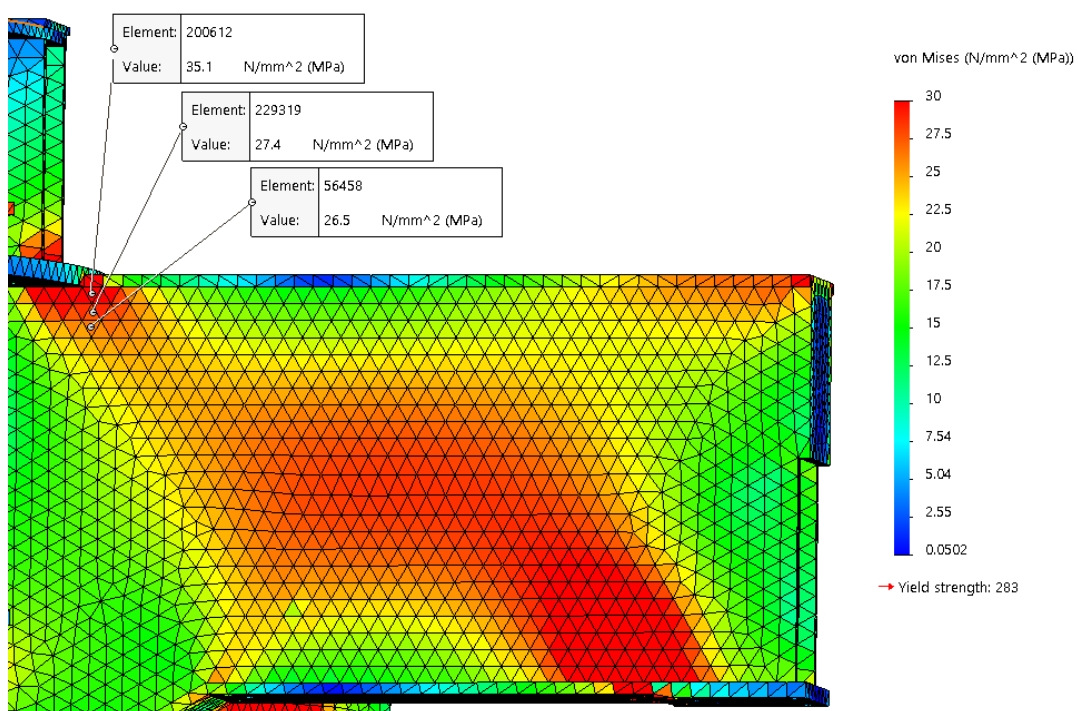


Рисунок 4.9 – Локальні значення напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 4

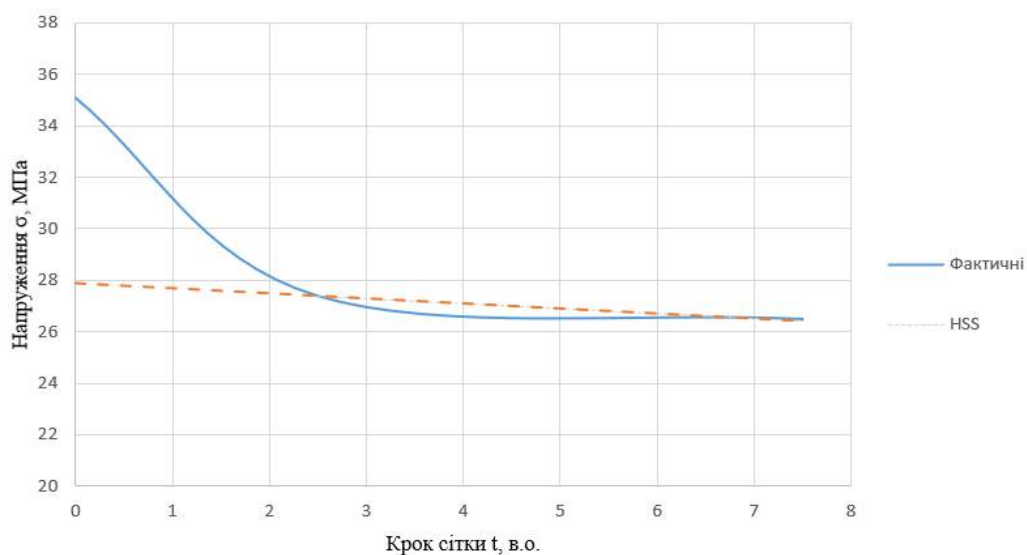


Рисунок 4.10 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 4

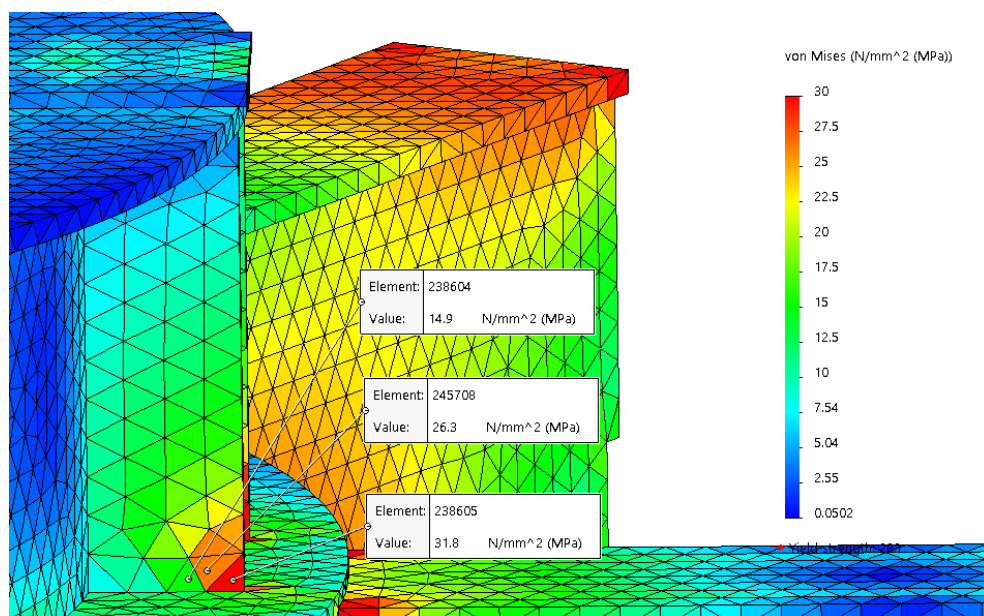


Рисунок 4.11 – Локальні значення напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 5

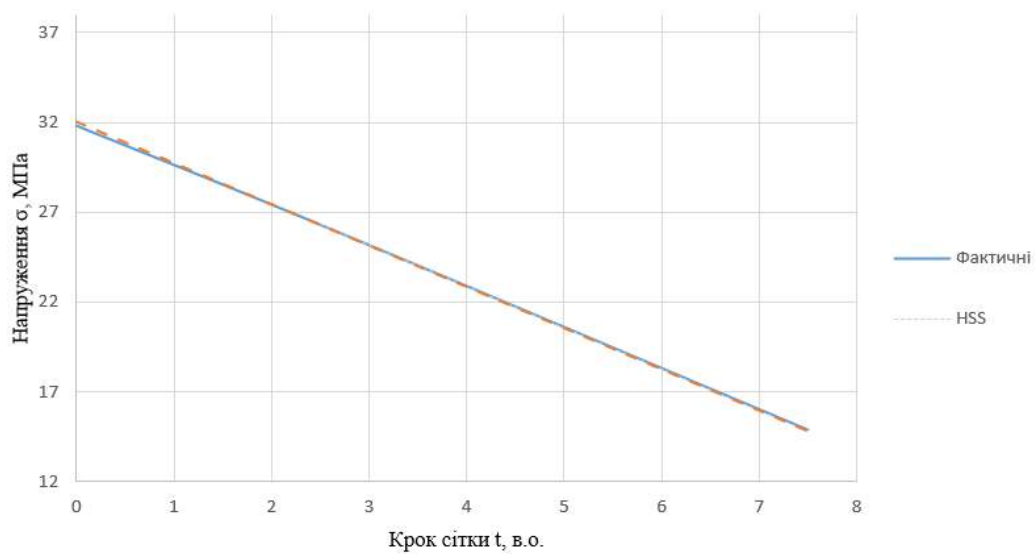


Рисунок 4.12 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 5

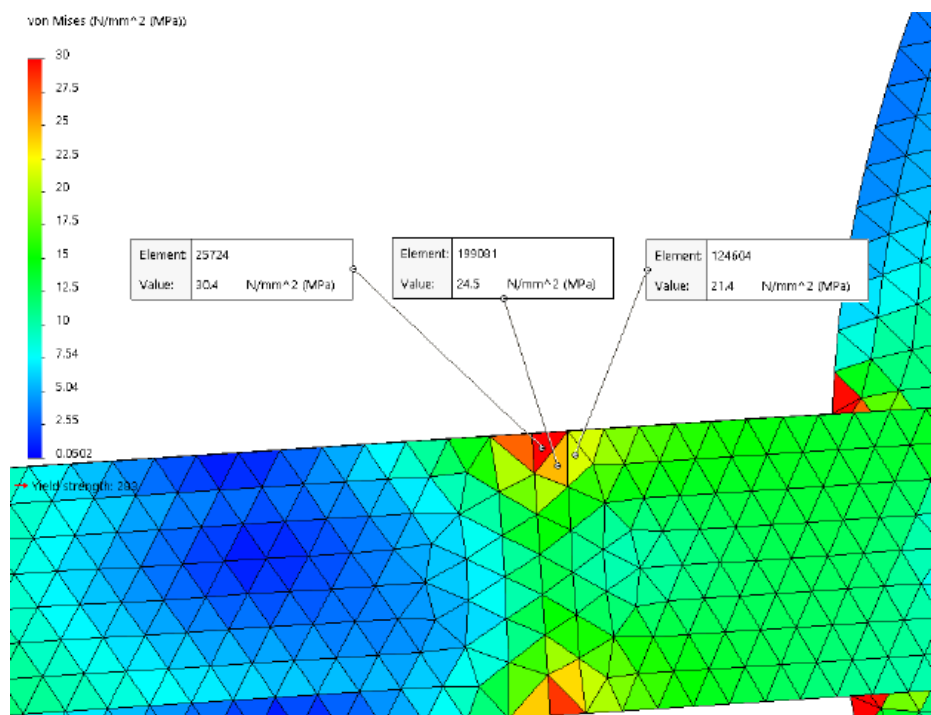


Рисунок 4.13 – Локальні значення напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки б

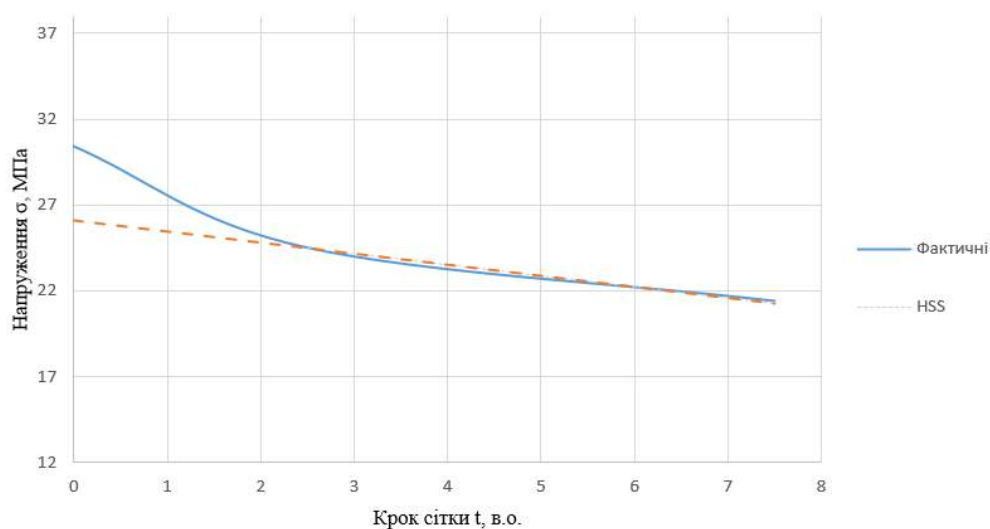


Рисунок 4.14 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки б

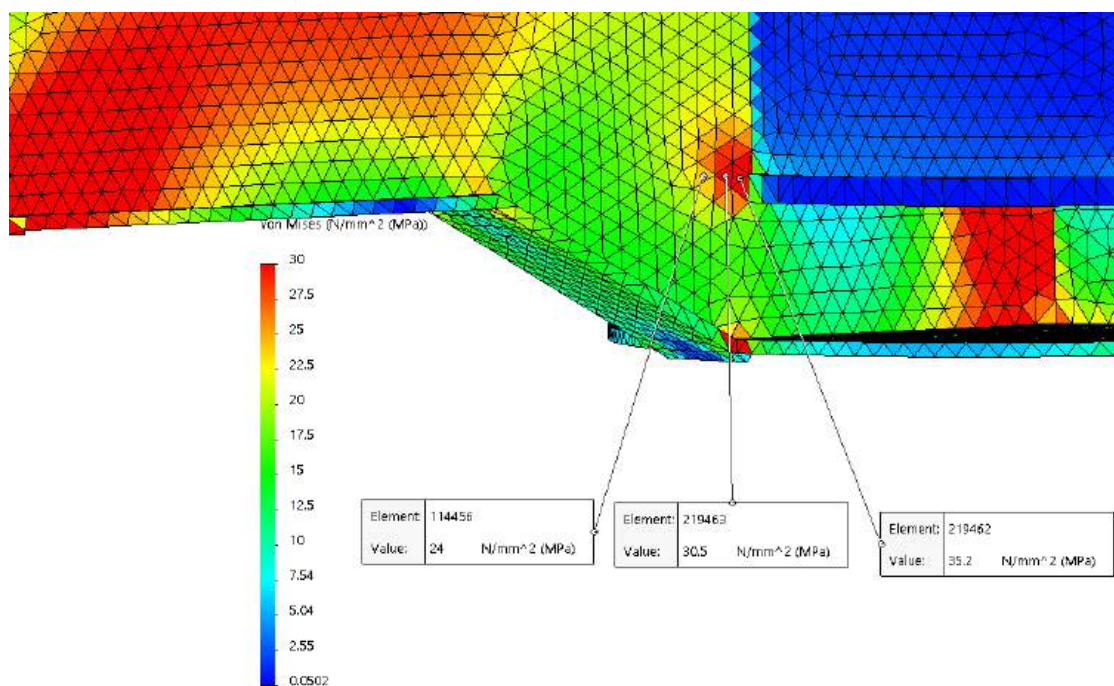


Рисунок 4.15 – Локальні значення напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 7

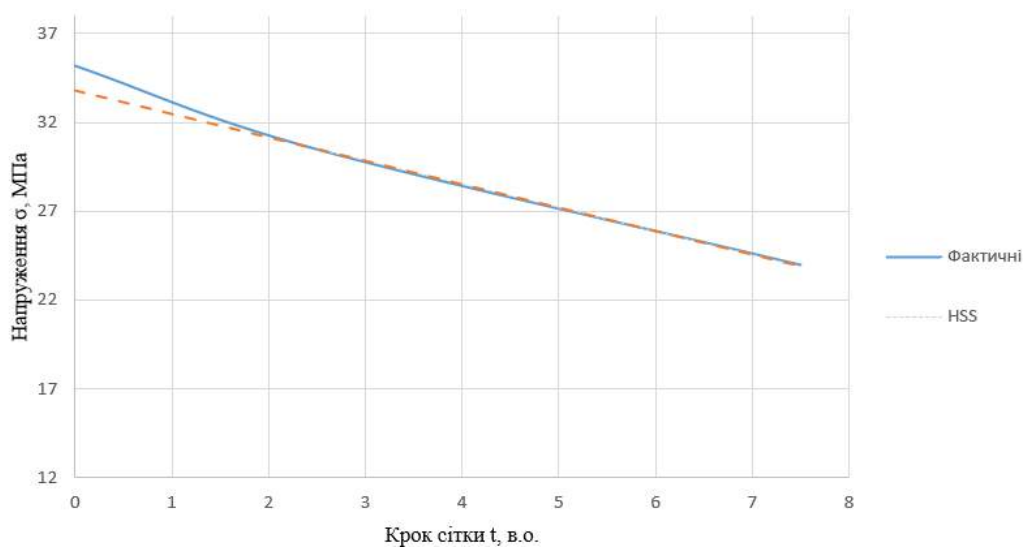


Рисунок 4.16 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень модернізованої верхньої хрестовини для ділянки 7

4.1.3 Уточнені запаси міцності елементів конструкцій хрестовини гідрогенератора

Розрахунки геометричних напружень, обчислених за допомогою розроблених методів тривимірного моделювання, та перевірку їх збіжності HSS-методом було зведено в порівняльну таблицю 4.1.

Таблиця 4.1

Перевірка збіжності механічних напружень елементів хрестовини

Найменування деталей хрестовини	Напруження, МПа	
	Запропоновані методи 3D-моделювання	HSS-метод
1. Полка верхня	26,6	27
2. Полка нижня	27,5	28
3. Опорний диск	30,2	30,3
4. Основна балка	27,4	27,65
5. Ребро опорного контура	26,3	26,35
6. Перехідне ребро	24,5	24,6
7. Зварне з'єднання лапи та центральної втулки	30,5	30,7

Збіжність результатів розрахунків механічних напружень елементів опорно-направляючої хрестовини запропонованими методами тривимірного моделювання з використанням МСЕ було підтверджено на рівні 1%, що свідчить про високу точність розроблених в роботі методів.

4.2 Аналіз результатів дослідження НДС елементів конструкції модернізованої хрестовини гідрогенератора методом збіжності розрахункової сітки

У чисельних методах аналізу НДС одним із ключових етапів є перевірка збіжності результатів шляхом варіювання параметрів розрахункової сітки. Зменшення або укрупнення елементів дозволяє оцінити достовірність отриманих даних і підтвердити стійкість рішення відносно рівня дискретизації [7, 8]. Зазначений підхід є одним із способів верифікації результатів МСЕ, адже саме він визначає, чи досягнуте фізично коректне відтворення поля напружень у критичних зонах конструкції.

У практиці розрахунків відомо, що навіть при систематичному згущенні сітки напруження у зонах концентрацій можуть демонструвати невизначену поведінку, що пов'язано з появою сингулярностей [9].

Для верифікації результатів даного дослідження було проведено п'ять механічних розрахунків модернізованої конструкції верхньої хрестовини в режимі короткого замикання з заданням різних розмірів максимального та мінімального елементів. Максимальний та мінімальний розмір елементів сітки послідовно зменшували, доки відносна різниця значень контрольного еквівалентного напруження у двох сусідніх розрахунках не стала меншою за 1 %. В якості контрольного еквівалентного напруження було обрано ділянку зварного з'єднання лапи та центральної втулки (ділянка 7 згідно рис. 4.2).

В таблиці 4.2 наведено основні параметри розрахункових сіток. Епюри напружень модернізованої верхньої хрестовини отримані при заданні різних розмірів максимального елементу розрахункової сітки приведені на рис. 4.17-4.21. На діаграмі рис. 4.22 показано залежність значень контрольного еквівалентного напруження від максимального елементу розрахункової сітки.

Параметри розрахункової сітки модернізованої хрестовини

Назва параметру	Значення				
Тип сітки	Сітка на твердому тілі				
Розбиття, що використовується	Стандартна сітка				
Максимальний розмір елемента, мм	200	100	75	50	40
Мінімальний розмір елемента, мм	15	10	5	2,5	2
Всього вузлів, од.	37207	128559	222982	503819	822726
Всього елементів, од.	19131	65360	112911	259266	432373
Відсоток елементів із співвідношенням сторін < 3, %	1,54	26	39,1	94,8	98,7
Відсоток елементів із співвідношенням сторін > 10, %	29,7	1,08	0,516	0,171	0,083
Напруження в зварному з'єднанні	22,3	24,8	25,3	26,7	27,3

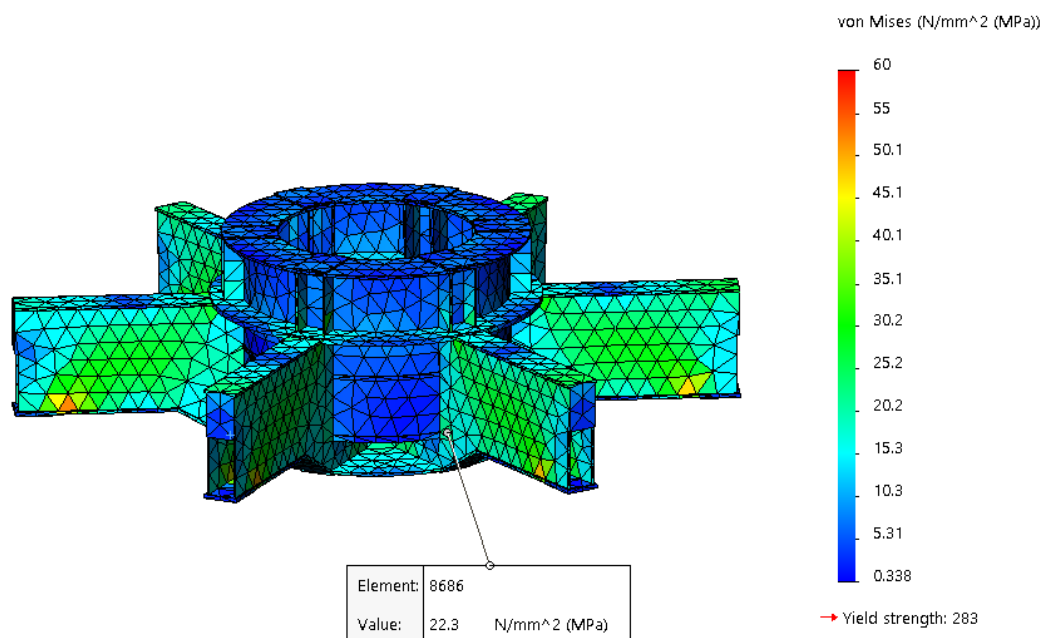


Рисунок 4.17 – Елюра напружень в модернізованій верхній хрестовині в режимі короткого замикання (напруження в контрольній ділянці 22,3 МПа, розмір максимального елемента 200 мм)

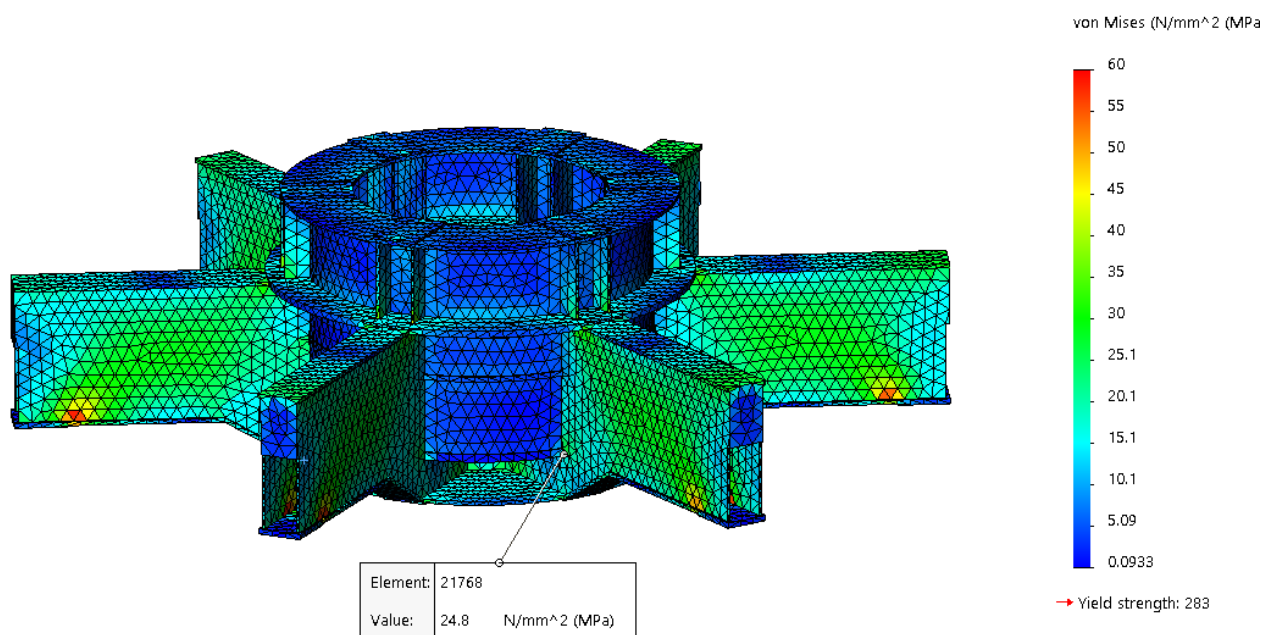


Рисунок 4.18 – Епюра напружень в модернізованій верхній хрестовині в режимі короткого замикання (напруження в контрольній ділянці 24,8 МПа, розмір максимального елемента 100 мм)

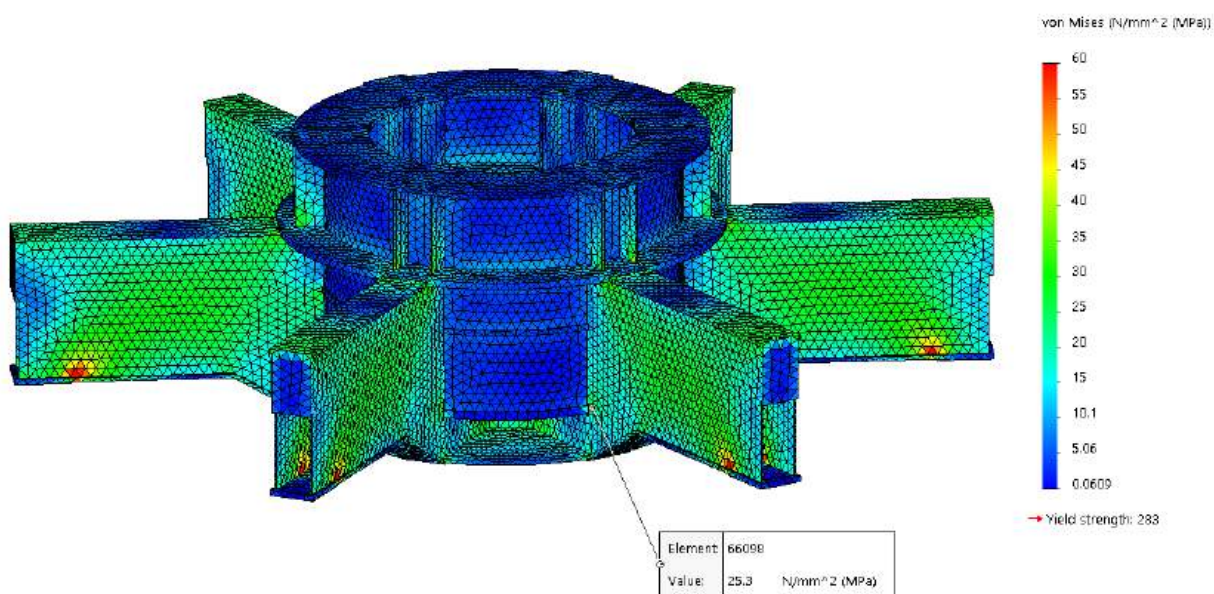


Рисунок 4.19 – Епюра напружень в модернізованій верхній хрестовині в режимі короткого замикання (напруження в контрольній ділянці 25,3 МПа, розмір максимального елемента 75 мм)

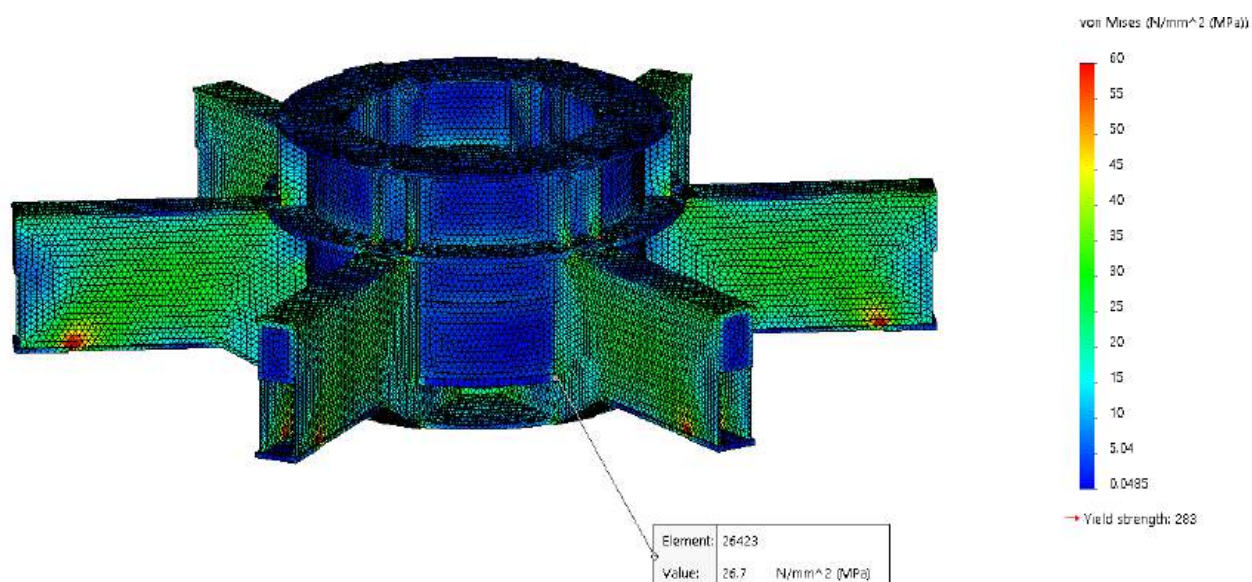


Рисунок 4.20 – Епюра напружень в модернізованій верхній хрестовині в режимі короткого замикання (напруження в контрольній ділянці 26,7 МПа, розмір максимального елемента 50 мм)

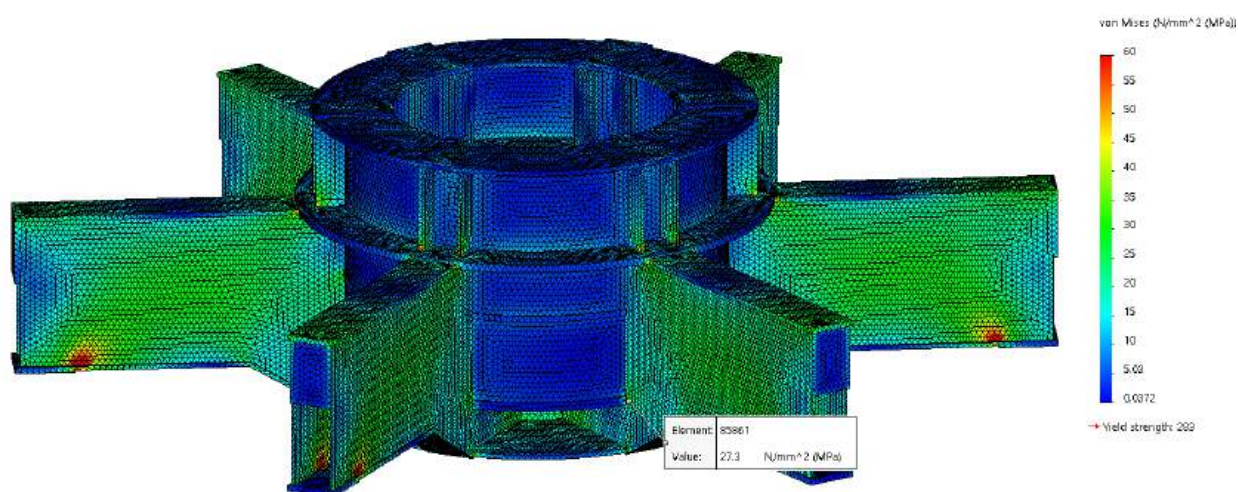


Рисунок 4.21 – Епюра напружень в модернізованій верхній хрестовині в режимі короткого замикання (напруження в контрольній ділянці 27,3 МПа, розмір максимального елемента 40 мм)

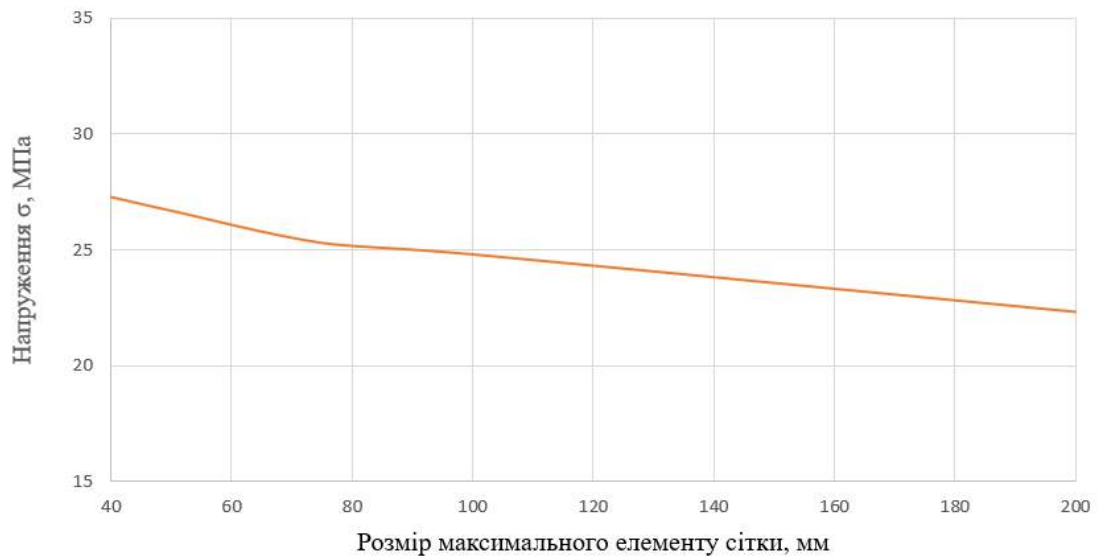


Рисунок 4.22 – Залежність значень контрольованого еквівалентного напруження від максимального елемента розрахункової сітки.

4.3 Висновки до четвертого розділу

У даному розділі було виконано верифікацію результатів тривимірної моделювання НДС модернізованої верхньої хрестовини двома незалежними підходами: HSS у постановці лінійної поверхневої екстраполяції та дослідженням збіжності за розміром елементів розрахункової сітки.

Порівняння еквівалентних напружень, отриманих МСЕ та HSS, засвідчило їхню узгодженість: для контрольованих локацій розбіжність не перевищує $\sim 1\text{--}3$ МПа, що відповідає похибці 1 % (див. табл. 4.1) . Аналіз за кроком сітки показав монотонну збіжність напружень у контрольованій ділянці при зменшенні максимального розміру елемента від 200 до 40 мм; побудована залежність $\sigma = f(h_{max})$ підтверджує стабілізацію результатів при $h_{max} \leq 50\text{--}75$ мм (рис. 4.17–4.22).

Узагальнюючи, верифікаційні методи підтвердили коректність прийнятої розрахункової моделі та методики оцінки НДС, забезпечивши надійну основу для подальших інженерних висновків щодо працездатності модернізованої променевої хрестовини. Отримані напруження в критичних зонах не перевищують допустимих рівнів для сталі конструкції; з урахуванням результатів попередніх розрахунків це відповідає безпечним запасам міцності на номінальних та аварійних режимах експлуатації .

У цьому розділі розв'язано такі завдання:

- підтверджено достовірність результатів тривимірного моделювання за допомогою HSS-методу в типових концентраторах напружень (зварні переходи, полиці, ребра, опорний диск) з відхиленнями 1 % відносно МСЕ;

- проведено аналіз збіжності сітки та показано стабілізацію еквівалентних напружень при $h_{max} \leq 50-75$ мм у контрольній області;

- уточнено запаси міцності елементів хрестовини на основі верифікованих напружень: у контрольних точках становлять орієнтовно 26–30 МПа, що узгоджується між HSS та МСЕ та відповідає вимогам міцності матеріалу конструкції;

- обґрунтовано надійність роботи модернізованої променевої хрестовини при номінальних навантаженнях та в режимі короткого замикання з урахуванням реальних податливостей опор і домкратів.

Сукупність наведених верифікацій результатів підтверджує достовірність розробленої методики та прийнятих конструктивних рішень і слугує підставою для використання отриманої моделі у подальшому інженерному проектуванні та експлуатаційній діагностиці модернізованої хрестовини гідрогенератора.

4.4 Література до четвертого розділу

1. Birolini A. Basic Mathematical Statistics. In: Reliability Engineering. Springer, Berlin, Heidelberg, 1999. PP. 435-464. https://doi.org/10.1007/978-3-662-03792-8_16.

2. Csaki E. Mathematical Statistics. In: Horváth, J. (eds) A Panorama of Hungarian Mathematics in the Twentieth Century I. Bolyai Society Mathematical Studies. Springer, Berlin, Heidelberg. 2006. Vol 14. PP.491-521. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-30721-1_16.

3. Milovanović, M.: The Measurement Problem in Statistical Signal Processing. Mathematics. 2023. Vol. 11, №22, 4623. <https://doi.org/10.3390/math11224623>.

4. Ozawa M.: Mathematical Characterizations of Measurement Statistics. In: Belavkin, V.P., Hirota, O., Hudson, R.L. (eds) Quantum Communications and

Measurement. Springer, Boston, MA, 1995. PP. 109-117. https://doi.org/10.1007/978-1-4899-1391-3_11.

5. Bannikov D., Huslista A.E. Correcting accounting results of tensions using FEM by HSS method. Science and Transport Progress Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport. 2011. Vol. 38, №38. PP. 134-141. <http://dx.doi.org/10.15802/stp2011/6824>.

6. 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>.

7. 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>.

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

9. Zhao W., Ji S. Mesh Convergence Behavior and the Effect of Element Integration of a Human Head Injury Model. Ann Biomed Eng. 2019. Vol. 47, №2. PP. 475-486. <https://doi.org/10.1007/s10439-018-02159-z>.

ВИСНОВКИ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення та запропоновано нове вирішення наукового завдання підвищення вібростійкості та надійності гідрогенераторів великої потужності шляхом створення методів і алгоритмів дослідження НДС опорно-напрямної хрестовини у тривимірній постановці та впровадженням конструктивних рішень щодо підвищення жорсткості хрестовини.

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

1. Основними підходами до розрахунку НДС і власних частот валопроводів є: параметричні аналітичні моделі для базової оцінки локальних жорсткостей і граничних напружень; тривимірні числові моделі з граничними умовами, що враховують силові та температурні фактори, для визначення власних форм і критичних частот ротора. Встановлено, що мостові хрестовини мають виражену анізотропію жорсткості та підвищену податливість у зоні верхнього опорного підшипника, що зумовлює зближення першої критичної частоти з робочою швидкістю та підвищені вібрації.

2. Застосування аналітичних оцінок для вузлів типу хрестовин доцільно на етапах попереднього проєктування й підбору розмірів елементів, тоді як тривимірні числові моделі доцільні для уточнення напружень у зонах концентрацій і для визначення власних частот із урахуванням податливостей опор. Для існуючої верхньої мостової хрестовини визначена жорсткість $2 \cdot 10^8$ Н/м, що пояснює наближення першої критичної частоти 9 Гц (540 об/хв) до номінальної швидкості 600 об/хв і підвищені амплітуди в зоні верхнього напрямного підшипника.

3. Точність визначення власних форм і критичних частот забезпечується: відтворенням геометрії опорних елементів у тривимірній постановці, параметричним урахуванням еквівалентних жорсткостей підшипників і упорних домкратів у граничних умовах із включенням переднатягу та врахуванням теплових граничних умов першого роду. Отримані результати узгоджуються між собою та з аналітичними розрахунками і відтворюють коректні форми коливань, що забезпечує їх придатність для подальших конструкторських розрахунків.

4. Достовірність НДС забезпечується врахуванням сил від короткого замикання та нерівномірності масової складової гідрогенератора з покроковим уточненням силових факторів для критичних режимів роботи.

5. У тривимірній постановці розмежовано внески технологічної, геометричної та оливно-плівкової складових у загальну податливість вузла «підшипник–лапа–домкрат» і побудовано еквівалентні жорсткості для подальшого використання у граничних умовах під час визначення власних форм і критичних частот. В роботі висвітлено, що фактор зниження податливості оливної плівки з $\sim 0,343 \cdot 10^{-9}$ м/Н до $0,07 - 0,13 \cdot 10^{-9}$ м/Н призводить нелінійної зміни значення зсуву лап $\sim 0,7$ мм до $\sim 0,17-0,27$ мм.

6. Запропоновано модернізовану променеву конструкцію верхньої хрестовини з шістьма лапами з радіальними упорними домкратами. Під час проведених досліджень аналітичними методами, було встановлено збільшення жорсткості опорного вузла з $2 \cdot 10^8$ Н/м до $3,3 \cdot 10^9$ Н/м (для верхньої хрестовини) та з $2 \cdot 10^9$ Н/м до $2,8 \cdot 10^9$ Н/м (для нижньої хрестовини). Перша критична частота валопроводу підвищена до ~ 26 Гц, що забезпечує динамічний запас нерезонансної роботи понад 2,5 разів відносно робочої швидкості та створює передумови виконання нормативів вібрації.

7. Достовірність числових результатів підтверджено методом збіжності розрахункових сіток і HSS-методом. У характерних елементах модернізованої конструкції хрестовини номінальні напруження не перевищують ~ 30 МПа, а локальних сингулярностей у зонах зварних з'єднань не виявлено. Розбіжність між MCE та HSS у контрольних точках не перевищує $\sim 1-3$ МПа (≈ 1 %).

Представлені результати надають обґрунтовані методи для проектування і модернізації вузлів типу хрестовин гідрогенераторів великої потужності; їх застосування забезпечує винесення критичних частот за межі робочого діапазону, зниження вібрацій до нормативного рівня та підвищення надійності роботи агрегатів.

ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

1. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., **Arefieva, M.**, Nazarenko, V. (2022). The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation*, 10(9), 152. (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation10090152>;
2. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., Sokolova, V., **Arefieva, M.**, Tretiak, I., Hromenko, D., Nazarenko, V. (2022). Modeling of the Stress–Strain of the Suspensions of the Stators of High-Power Turbogenerators. *Computation*, 10(11), 191. (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation10110191>;
3. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., **Arefieva, M.**, Selevko, V., Brega, D., Maiorova, K., & Tretiak, I. (2023). Stress-Strained State of the Thrust Bearing Disc of Hydrogenerator-Motor. *Computation*, 11(3), 60. (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation11030060>;
4. Tretiak, O., Serhiienko, S., Zhukov, A., Gakal, P., Don Y., **Arefieva, M.**, Tretiak, I., Kravchenko, S., Bohozhavets, O. Peculiarities of the Design of Housing Parts of Large Direct Current Machines, *SAE Int. J. Mater. Manf.* 17(1):59-72, 2024, (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.4271/05-17-01-0005>;
5. Tretiak, O., Kovryga, A., Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., **Arefieva, M.**, Penkovska, N., Madonych, A. (2024). 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*, 6(7 (132), 53–64. (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>;
6. Tretiak, O., **Arefieva, M.**, Makarov, P., Serhiienko, S., Zhukov, A., Shulga I., Penkovska, N., Kravchenko, S., Kovryga, A. Study of Different Types of Ventilation and Cooling Systems of Bulb Hydrogenerators in a Three-Dimensional Setting, *SAE Int. J. Mater. Manf.* 18(3):2025. (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.4271/05-18-03-0020>;
7. 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>.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Gakal P., Tretiak I., **Arefieva M.**, Nazarenko V. Thermal State Determination of the Heat Exchanger in the Three-Dimensional Setting, Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. V. 1008. Lecture Notes in Networks and Systems. PP. 327–336. https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_28.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

1. Третяк О. В., **Ареф'єва М. О.**, Кобзар І. В., Репетенко М. В., Сергієнко С. А., Жуков А. Ю., Пеньковська Н. С., Селевко В. Б., Назаренко В. В. Методи та концепції розрахунку турбо- та гідрогенераторів у тривимірній постанові: монографія - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 138 с. **ISBN 978-617-619-284-8**;

2. Третяк О.В., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., Кравченко С.С., Шульга І.М., **Ареф'єва М.О.**, Третяк І.І. Патент на корисну модель № 158317 Україна, МПК H02K9/04 H02K9/08. "Система охолодження гідрогенератора капсульного типу", номер заявки u202401526, опубліковано 22 січня 2025, <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1837882/>.

ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ



**Товариство з обмеженою відповідальністю
«Харківський електро-машинобудівний завод»**

Юридична/фактична/поштова адреса: 61037, м. Харків,
проспект Героїв Харкова, 199
Тел.(057) 728-20-80
<http://www.khemz.com.ua>
e-mail: officekhemz@gmail.com.ua

*вих N 01/388
17.09.2025*

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
АРЕФЬЄВОЇ Марії Олександрівни
"Методи підвищення вібростійкості та надійності гідрогенераторів
через вдосконалення конструкції елементів ротора та хрестовини
за критерієм власних частот".
на ТОВ "Харківський електромашинобудівний завод"

Даним актом підтверджується, що наукові результати дисертаційної роботи АРЕФЬЄВОЇ Марії Олександрівни впроваджені в повному обсязі при проєктуванні, виробництві, складанні та стендових випробуваннях двигунів та генераторів великої потужності. Методика використовувалася в частині визначення жорсткісних характеристик і напружено-деформованого стану задля підвищення вібростійкості та надійності агрегатів.

Робота проводилася відповідно до "Енергетичної стратегії України на період до 2035 р.", що схвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України № 605-р. від 18.08.2017 р., та "Енергетичної стратегії України на період до 2050 р.", що схвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України №373-р від 21 квітня 2023 р.



Директор ТОВ "ХЕМЗ"

Сергій СЕРГІЄНКО

ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
Національного аерокосмічного університету
«Харківський авіаційний інститут»

Світлана ДОМБРОВСЬКА

АКТ № 2 від 16.09 2025р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
здобувачки кафедри 101
АРЕФЬЄВОЇ Марії Олександрівни
на здобуття ступеня вищої освіти - доктор філософії
за спеціальністю 134 - Авіаційна та ракетно-космічна техніка

Комісія у складі:

голови: професора кафедри аерогідродинаміки, д.т.н. професора Дмитра ОБІДІНА
членів: доцента кафедри аерогідродинаміки, к.т.н., доцента Михайла РЕПЕТЕНКА
доцента кафедри аерогідродинаміки, к.т.н., доцента Олександра КАЩЕНКО

у період з 1 вересня 2025 року до 15 вересня 2025 року розглянула матеріали наукових досліджень АРЕФЬЄВОЇ Марії Олександрівни

Комісія засвідчує:

1. Результати дисертаційного дослідження, які особисто проведені АРЕФЬЄВОЮ Марією Олександрівною, містять аналіз та розробку методів підвищення вібростійкості та надійності гідрогенераторів через вдосконалення конструкції елементів ротора та хрестовини.

2. Розроблено комплексну методику розрахунку напружено-деформованого стану опорно-напрямної хрестовини у тривимірній постановці з урахуванням реальних податливостей опор, переднатягу упорних домкратів та теплових граничних умов першого роду; забезпечено коректне відтворення прогинів у трьох площинах. Удосконалено постановку визначення власних частот ротора за рахунок введення фактичних еквівалентних жорсткостей опорних вузлів у тривимірній моделі, що дозволило коректно віддалити критичні частоти відносно робочої швидкості.

Розроблено модернізовану променеву хрестовину з шістьма лапами та додатковими силовими поясами, з радіальними упорними домкратами. Жорсткість вузла підвищено більш ніж у десять разів відносно конструкції з верхньою хрестовиною мостового типу. Досягнуто більш рівномірний розподіл зусиль між лапами і зменшення сумарних зсувів майже у чотири рази. Для модернізованої променевої хрестовини досягнуто зростання першої та другої критичних частот, що забезпечує динамічну віддаленість від номіналу та виключає резонансну роботу агрегату. Достовірність числових результатів підтверджено HSS-методом та аналізом збіжності сітки.

Представлена дисертаційна робота надає науково обґрунтовані методи аналітичного та тривимірного визначення жорсткісних характеристик і напружено-деформованого стану опорних хрестовин гідрогенераторів. Отримані результати кількісно описують вплив основних конструктивних параметрів хрестовини на динаміку валопроводу та слугують підґрунтям для оцінки надійності діючих агрегатів, забезпечуючи нерезонансну роботу валопроводу й зниження

вібрацій опорного вузла. Представлені результати надають обґрунтовані методи для проєктування і модернізації вузлів типу хрестовин гідрогенераторів великої потужності, забезпечуючи підвищення надійності роботи агрегатів.

3. Результати наукових досліджень впроваджені у науково-дослідній роботі (№ держреєстру: 012315101977).

4. Результати наукових досліджень використані при розробці робочих програм та внесені у лекційні курси дисциплін «Аеродинаміка та динаміка ракет», «Випробування та сертифікація літальних апаратів», «Аеродинаміка літального апарату» та «Гідравліка».

5. Результати наукових досліджень вважали реалізованими.

Голова комісії	д.т.н., професор		Дмитро ОБІДІН
Члени комісії	к.т.н., доцент		Михайло РЕПЕТЕНКО
	к.т.н., доцент		Олександр КАЩЕНКО