

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

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Макаров Павло Миколайович

УДК 629.7

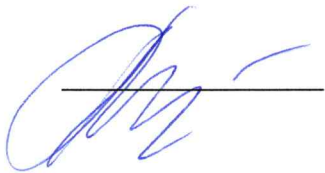
## ДИСЕРТАЦІЯ

Створення методів та технологій відновлення конструкції енергетичного  
обладнання авіаційної техніки

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

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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



Макаров Павло Миколайович

Науковий керівник  
Третяк Олексій Володимирович  
доктор технічних наук, доцент

Харків – 2024

## АНОТАЦІЯ

*Макаров П.М.* Створення методів та технологій відновлення конструкції енергетичного обладнання авіаційної техніки. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису

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

Дисертаційна робота присвячена актуальному питанню відновлення та зменшення кількості відмов авіаційного енергетичного обладнання та енергетичного обладнання аеродромів.

В роботі виконано детальний аналіз конструкцій енергетичного обладнання літаків та електричних станцій за напрямками їх застосування. Згідно даних аналізу, технології створення та використання електричних приводів на території України отримали свій найбільший розвиток та практичне застосування в галузі енергетичного машинобудування (гідрогенератори та гідрогенератори-двигуни), але в нових конструкціях енергетичного обладнання літаків ці технології майже не використовуються.

Висвітлено, що елементи конструкцій гідрогенераторів працюють в умовах складного навантаження, викликаного спільною дією інерційних сил від обертання ротора, сил тяжіння, складальних навантажень, що виникають від посадок деталей з натягом, а також температурних навантажень. При аналізі ліній тренду та режимів роботи гідроагрегатів виявлено, що обертання ротора, нерівномірність електромагнітного поля та гідравлічний вплив на турбіну призводять до виникнення вібрації усєї конструкції гідроагрегату в цілому. Причини виникнення навантажень і вібрацій та їх вплив на конструкцію агрегату корелюються з впливом навантажень і вібрацій на енергетичне обладнання літака, що виникають протягом його польоту та обумовлені власними коливаннями конструкції літака, вимушеними вібраціями від оборотної частоти двигуна літака і самою частотою обертання приводів.

Тому актуальною є науково-технічна задача розробки методів зменшення кількості відмов та відновлення енергетичного обладнання авіаційної техніки та аеродромів завдяки адаптації напрацювань в галузі енергетичного машинобудування.

Проведено обґрунтування вимог до надійності та міцності, що пред'являються в області будування та ремонту гідроагрегатів у зв'язку з високими навантаженнями, які дозволили відпрацювати ці технології на практиці. Дані знання та практичні напрацювання в галузі енергетики дозволять успішно застосувати їх і в галузі літакобудування, що дасть можливість здійснювати складний ремонт електрообладнання авіаційної техніки на території України у стислий термін.

Розроблено метод та науково обґрунтовані принципи зменшення кількості відмов та відновлення енергетичного обладнання авіаційної техніки та енергетичного обладнання аеродромів на основі наступних наукових методів дослідження: ретроспективний метод (дозволяє проаналізувати існуючі технології ремонту та методи розрахунків електричних машин), методи математичного моделювання напружено-деформованого стану у тривимірній постановці для визначення механічних напружень та зусиль у різних режимах роботи електричних машин, методи математичного моделювання скінчених елементів для визначення теплового стану вузлів електричних машин при технологічних операціях та у різних експлуатаційних режимах, засновані на алгоритмах статистики методи чисельного опрацювання результатів експериментів, методи перевизначення об'єктів для забезпечення можливості застосування технологій ремонту гідрогенераторів для енергетичного обладнання аерокосмічної техніки.

Обґрунтовано необхідність створення математичних методів, технології та технологічних процесів виготовлення конструктивних елементів роторів, що будуть задовольняти вимогам до надійності та складним умовам використання конструкції енергетичного обладнання.

Розглянуті основні особливості конструкції гідрогенераторів в залежності від параметрів самого гідрогенератора, виду та параметрів турбіни, розташування та особливостей гідроелектростанції.

Виконаний огляд різновидів конструкції роторів гідрогенераторів, їх особливостей з точки зору забезпечення механічної міцності обертових елементів, послідовності збирання.

Проведено аналіз процесу монтажу гідрогенераторів на гідроелектростанціях та основних видів технологічних операцій у ході монтажу.

Розглянуті особливості проведення робіт з відновлення елементів ротора гідрогенератора в умовах гідроелектростанції та досягнення при цьому конструктивних параметрів (натягів, зусиль посадки елементів та ін.), необхідних для подальшої надійної експлуатації гідрогенератора.

Проведено перевірку адекватність розрахункових моделей елементів енергетичного обладнання, на основі яких виконані випробування гідрогенераторів-двигунів електростанції в Республіці Польща.

Обґрунтування достовірності результатів, отриманих за методами математичного моделювання, проведено шляхом порівняння з результатами випробувань.

Розглянуто вертикальні оборотні гідроагрегати, що складаються з радіально-осьової насос-турбіни та гідрогенератора-двигуна виробництва компанії «Skoda» і мають наступні параметри: номінальна потужність 48,3 МВт в режимі генератора і 61,5 МВт в режимі двигуна; номінальна частота обертання ротора 187 об/хв.; угонна частота обертання ротора 262 об/хв.

Проведено аналіз вібраційного стану гідроагрегатів в різних режимах роботи, визначені основні експериментальні вібраційні параметри та їх відповідність вимогам нормативної документації.

Виконані вимірювання форм роторів та статорів гідрогенераторів-двигунів. За результатами аналізу форм чисельними методами (з використанням розкладання форми в ряд Фур'є) визначені розрахункові відхилення існуючих форм від циліндричної.

Проведено діагностику технічного стану активних частин гідрогенератора з використанням тепловізійного обладнання, в тому числі випробування осердя статора на питомі втрати і нагрівання індуктивним методом.

На основі результатів випробувань (що розглядалися в розділі 3) запропоновані заходи з підвищення надійності гідрогенераторів-двигунів при їх реконструкції.

Виконано дослідження напружено-деформованого стану ротора гідрогенератора-двигуна аналітичним методом, а також методом скінчених елементів за допомогою відповідного програмного забезпечення (прикладний пакет SolidWorks Simulation). При цьому розглянутий як стан ротора до реконструкції, так і напруження та деформації елементів ротора, що виникатимуть в процесі виконання робіт з його реконструкції.

Докладно розглянуто технологічний процес виконання робіт з реконструкції ротора, в тому числі гарячого переклинування ротора як основної частини робіт для забезпечення надійної експлуатації.

Запропонована та впроваджена на електричній станції ГАЕС «Zydowo» (Республіка Польща) для гідроагрегатів виробництва компанії «Skoda» (номінальна потужність 48,3 МВт в режимі генератора і 61,5 МВт в режимі двигуна, номінальна частота обертання ротора 187 об/хв.) технологія центрування гідроагрегату (суміщення геометричного положення осей статора і ротора) з розглядом декількох шляхів виконання цих робіт.

Визначені шляхи подальшого розвитку наукових досліджень. За допомогою розробленого методу і за рахунок вдосконалення технологій в подальшому дані алгоритми та методи можуть бути використані:

- при ремонті генераційних блоків станцій потужністю 6 - 8 МВт (з приводом від газотурбінного двигуна);
- при ремонті блоків теплових та атомних електростанцій в частині генеруючого обладнання;

- для відновлення енергетичного обладнання транспортних літаків великої вантажопідйомності в частині використання агрегатів з великою частотою обертання та для гнучких модульних валів із складною системою охолодження.

Наступник кроком уточнення математичного моделювання термонапруженого стану при ремонтах та відновленні обертових деталей та систем охолодження статорів генеруючого обладнання стануть дослідження в частині граничних умов, отриманих шляхом математичного моделювання у тривимірній постановці, теплових навантажень замість експериментальних в наявному алгоритмі. Більш точно будуть розраховані граничні умови в частині оптимізації процесів вибору сітки граничних об'ємів. Отримані чисельні результати будуть корелюватись з експериментальними, за рахунок моделювання різних моделей турбулентності, що будуть корегуватись експериментальними дослідженнями на натурних зразках.

*Наукова новизна роботи:*

1. Обґрунтований підхід та розроблений розрахунок напружено-деформованого стану гідроагрегату у тривимірній постановці з явно заданими граничними умовами першого та третього роду з урахуванням режимів роботи при номінальній, угонній та розгінній частотах обертання.

2. Виконане уточнення параметрів технології відновлення гідрогенераторів на основі тривимірного моделювання, яке покладається на покрокове вирішення задачі з ітераційним кроком та поступовою диференціацією правильності результатів розрахунків.

3. Встановлена можливість ремонту енергетичного обладнання авіаційної техніки за рахунок використання технології з галузі загального енергетичного машинобудування.

*Практичне значення отриманих результатів.*

1. Розроблена технологія відновлення енергетичного обладнання авіатехніки, що забезпечує ремонтпридатність вузлів у аеродромних умовах.

2. Обчислені параметри технологічних операцій, що дають змогу визначити необхідні параметри (натяги, зусилля посадки та ін.) на основі математичного моделювання.

3. Встановлені закономірності деформації деталей та вузлів обладнання дають змогу визначити їх можливу працездатність у різних режимах роботи при подальшій експлуатації.

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

Ключові слова: авіаційне енергетичне обладнання, електропривод, генератор, гідроагрегат, гідрогенератор-двигун, ротор, статор, турбіна, ретроспективний метод, метод скінчених елементів, напружено-деформований стан, механічні напруження, тепловий стан.

### Список публікацій здобувача

*Статті у наукових фахових видання затверджених МОН України:*

1. Макаров, П. (2023). Математичне моделювання виправлення форми ротора гідроагрегату в тривимірній постановці. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (1-2), 23–27. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.04> .

2. Макаров, П. (2023). Технологія відновлення форми ротора гідрогенератора. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 0(4sup2), 97-104. <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup2.13> .

3. Макаров, П. (2024). Особливості конструкції, технологія, сучасні методи оцінки якості конструкції елементів роторів енергетичного обладнання. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (4), 20–28. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.04.03> .

4. П.М. Макаров (2023). Вибір раціональної технології виготовлення обода ротора гідрогенераторів-двигунів. Journal of Mechanical Engineering («Проблеми машинобудування»), том 26, № 4. <https://doi.org/10.15407/pmach2023.04.029> .

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

1. Oleksii Tretiak, Anton Kovryga, Pavlo Makarov, Nataliia Penkovska, Stanislav Kravchenko. Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting, ICTM 2024.

2. П.М. Макаров. Конструкція і технологія створення та відновлення роторів гідроагрегатів. XXVIII - міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», 2023.

3. П. М. Макаров. Створення сучасних технологій ремонту енергетичного обладнання авіаційної техніки з використанням методів цифрових двійників. XIX міжнародна наукова-технічна конференція: Тези доповідей – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2023.

4. П.М. Макаров. Розробка технологій відновлення енергетичного обладнання авіаційної техніки з використанням сучасних методів. Науково-практична конференція «Безпека та сталий розвиток критичної інфраструктури в умовах воєнного стану»: Тези доповідей – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», 2023.

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

1. Третяк О.В., Коврига А.Є., Макаров П.М. Методологія розрахунку механічно навантажених вузлів гідрогенераторів, монографія. Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 95 с. **ISBN 978-617-619-285-5**

2. Патент Назва МПК H02K 9/04, H02K 1/20, H02K 1/18 СТАТОР ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ. Рішення U202306089 від 27.03.2024.



## ABSTRACT

*Makarov P.* Development of the methods and technologies for the restoration of the structure of aircraft power equipment. – 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, 2024.

The dissertation is purposed to the topical issue of refurbishment and reducing of the number of failures of aircraft power equipment and airfield power equipment.

In the work, a detailed analysis of the structures of power equipment of airplanes and power plants is carried out according to the directions of their application. According to the data of the analysis, the technologies of design and use of electric drives on the territory of Ukraine received their greatest development and practical application in the field of power engineering (hydrogenerators and hydrogenerator-motors), but these technologies are almost not used in new designs of aircraft power equipment.

It is highlighted that the structural elements of hydrogenerators work under complex load conditions caused by the joint action of inertial forces from the rotation of the rotor, gravitational forces, assembly loads arising from the seating of parts with tension, as well as temperature loads. When analyzing the trend lines and operating modes of hydraulic units, it was found that the rotation of the rotor, the unevenness of the electromagnetic field, and the hydraulic effect on the turbine lead to the vibration of the entire structure of the hydraulic unit as a whole. The causes of loads and vibrations and their impact on the structure of the unit are correlated with the impact of loads and vibrations on the power equipment of the aircraft, which occur during its flight and are caused by the inherent fluctuations of the aircraft structure, forced vibrations from the rotational frequency of the aircraft engine and the very frequency of rotation of the drives.

Therefore, the scientific and technical task of developing methods for reducing the number of failures and refurbishment of the power equipment of aircraft equipment and airfields thanks to the adaptation of developments in the field of power engineering is an urgent one.

The substantiation of the requirements for reliability and durability in the field of construction and repair of hydraulic units in connection with high loads, which allowed to develop these technologies in practice, was carried out. This knowledge and practical experience in the field of power will allow us successfully apply them in the field of aircraft construction, which will make it possible to carry out complex repairs of electrical equipment of aircraft equipment on the territory of Ukraine in a short period of time.

The method and scientifically based principles of reducing the number of failures and refurbishment of the power equipment of aircraft equipment and airfield energy equipment have been developed on the basis of the following scientific research methods: retrospective method (allows to analyze existing repair technologies and calculation methods of electric machines), methods of mathematical modeling of the stress-strain state in three-dimensional setups for determining mechanical stresses and forces in different modes of operation of electric machines, methods of mathematical modeling of finite elements for determining the thermal state of units of electric machines during technological operations and in different operational modes, methods of numerical processing of experimental results based on statistical algorithms, methods of redefinition of objects to ensure the possibility of applying technologies for repairing hydrogenerators for aerospace power equipment.

The necessity of creating mathematical methods, technology and technological processes for the production of structural elements of rotors that will meet the requirements for reliability and the complex conditions of use of the construction of power equipment is substantiated.

The main features of the design of hydrogenerators are considered, depending on the parameters of the hydrogenerator itself, the type and parameters of the turbine, the location and features of the hydro power plant.

The overview of the types of hydrogenerator rotor designs, their features from the point of view of ensuring the mechanical strength of the rotating elements, and the sequence of assembly was carried out.

The analysis of the installation process of hydrogenerators at hydro power plants and the main types of technological operations during installation was carried out.

The peculiarities of carrying out work on the refurbishment of the rotor elements of the hydrogenerator in the conditions of the hydro power plant and at the same time achieving the design parameters (stresses, forces of landing of elements, etc.) necessary for the further reliable operation of the Hydrogenerator are considered.

Adequacy of calculation models of power equipment elements, based on which tests of hydrogenerator-motors of power plants in the Republic of Poland were carried out and checked.

The substantiation of the reliability of the results obtained by the methods of mathematical modeling was carried out by comparison with the test results.

Considered are vertical rotating hydraulic units consisting of the radial-axial pump-turbine and the hydrogenerator-motor manufactured by the Skoda company and having the following parameters: rated power of 48,3 MW in generator mode and 61,5 MW in motor mode; rated rotor speed is 187 rpm; the rotor overspeed is 262 rpm.

The analysis of the vibration state of hydraulic units in different operating modes was carried out, the main experimental vibration parameters and their compliance with the requirements of regulatory documentation were determined.

The measurements of the shapes of rotors and stators of hydrogenerators-motors were made. According to the results of the analysis of the shapes by numerical methods (using the decomposition of the shape into the Fourier series), the estimated deviations of the existing shapes from the cylindrical shape were determined.

The diagnostics of the technical condition of the active parts of the hydrogenerator were carried out using thermal imaging equipment, including tests of the stator core for specific losses and heating by the inductive method.

On the basis of the test results (considered in Section 3), measures are proposed to increase the reliability of hydrogenerators-motors during their reconstruction.

The study of the stress-strain state of the rotor of the hydrogenerator-motor was carried out by the analytical method, as well as by the finite element method using the appropriate software (SolidWorks Simulation application package). At the same time, both the state of the rotor before the reconstruction and the stresses and deformations of

the rotor elements that will arise in the process of performing works on its reconstruction are considered.

The technological process of rotor reconstruction work, including hot wedging of the rotor as the main part of the work to ensure reliable operation, is considered in detail.

Proposed and implemented at the Pumped-Storage Power Plant "Zydowo" (Republic of Poland) for hydraulic units manufactured by the Skoda company (rated power 48,3 MW in generator mode and 61,5 MW in motor mode, rated rotor speed 187 rpm) the centering technology of the hydraulic unit (combination of the geometrical position of the stator and rotor axes) with consideration of several ways of performing these works.

The ways of further development of scientific research are defined. With the help of the developed method and due to the improvement of technologies, these algorithms and methods can be used in the future:

- when repairing generating units of stations with a capacity of 6 - 8 MW (driven by a gas turbine motor);
- during the repair of units of thermal and nuclear power plants in the part of the generating equipment;
- for the refurbishment of the power equipment of transport aircraft with a large cargo capacity in terms of the use of units with a high rotation frequency and for flexible modular shafts with a complex cooling system.

The next step in the refinement of mathematical modeling of the thermal stress state during repairs and refurbishment of rotating parts and cooling systems of stators of generating equipment will be research in the part of boundary conditions obtained by mathematical modeling in a three-dimensional setting, thermal loads instead of experimental ones in the existing algorithm. Boundary conditions will be calculated more accurately in terms of optimization of the selection process of the mesh-grid of boundary volumes. The obtained numerical results will be correlated with the experimental ones, due to the simulation of various turbulence models, which will be corrected by experimental studies on natural samples.

Scientific novelty of the work:

1. The justified approach and the developed calculation of the stress-strain state of the hydraulic unit in the three-dimensional setting with clearly defined boundary conditions of the first and third kind, taking into account the modes of operation at rated, overspeed and acceleration speeds.

2. Refinement of the parameters of the hydrogenerator refurbishment technology based on the three-dimensional modeling, which relies on step-by-step problem solving with an iterative step and gradual differentiation of the correctness of the computation results.

3. The possibility of repairing power equipment of aircraft equipment due to the use of technology from the field of general power engineering has been established.

Practical significance of the obtained results:

1. The technology for refurbishment of the power equipment of aircraft equipment has been developed, which ensures the maintainability of units in airfield conditions.

2. Calculated parameters of technological operations, which make it possible to determine the necessary parameters (stresses, landing forces, etc.) based on mathematical modeling.

3. The established patterns of deformation of equipment parts and assemblies make it possible to determine their possible performance and different modes of operation during further operation.

The obtained scientific results can be used by research and project organizations, design bureaus, aircraft manufacturing organizations, rocket-space and energy industry, aerospace universities and other organizations that specialize in the field of research and operation of aircraft and power equipment.

*Key words:* aircraft power equipment, electric drive, generator, hydraulic unit, hydrogenerator-motor, rotor, stator, turbine, retrospective method, finite element method, stress-strain state, mechanical stresses, thermal state.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ..	18
ВСТУП.....	21
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ ТА СИСТЕМ ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ В АВІАЦІЙНІЙ ТЕХНІЦІ.....	28
1.1 Основні приводи літака .....	28
1.2 Еволюція від гідравлічного сервоприводу .....	29
1.3 Перехід до електричних сервоприводів.....	31
1.4 Концепції електроживлення.....	32
1.5 Загальна конструкція системи електропостачання літаків.....	37
1.5.1 Конструкція типового чотириполюсного генератора літака.....	38
1.5.2 Ярмо.....	39
1.5.3 Міжполюсні та компенсуючі обмотки.....	40
1.5.4 Допоміжні інтерполюси .....	41
1.5.5 Вузол якоря .....	41
1.5.6 Кінцеві рамні зборки.....	43
1.5.7 Щітково-контактний вузол.....	43
1.5.8 Клемні блоки.....	44
1.5.9 Вузол іскрогасіння .....	44
1.6 Висновки до першого розділу.....	45
1.7 Література до першого розділу.....	45
РОЗДІЛ 2 ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА РОТОРІВ ВЕЛИКИХ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ.....	47
2.1 Види гідрогенераторів. Загальна конструкція .....	47

	15
2.2 Конструкція роторів великих гідроагрегатів .....	53
2.2.1 Конструкція остова ротора.....	54
2.2.2 Обід ротора .....	57
2.2.3 Полюси ротора.....	58
2.3 Технологія кріплення спиць до валу.....	59
2.3.1 Кріплення спиць до кілець втулки .....	59
2.3.2 Кріплення спиць безпосередньо до центральної частини остова .....	62
2.4 Технологія штампування, лазерного різання сегментів та складання обода ротора .....	63
2.4.1 Штампування.....	63
2.4.2 Лазерне різання.....	65
2.5 Технологія виготовлення полюсів ротора.....	67
2.6 Монтаж ротора гідрогенератора на станції.....	69
2.6.1 Підготовчі роботи.....	69
2.6.2 Насадження втулки ротора на вал.....	69
2.6.3 Збирання остова ротора .....	70
2.6.4 Збирання та опресування шихтованого обода ротора.....	71
2.6.5 Навішування полюсів .....	73
2.7 Послаблення натягу заклинування обода, відхилення форми ротора від номінальної, причини та наслідки.....	74
2.8 Технологія гарячого переклинування обода ротора .....	77
2.9 Висновки до другого розділу .....	83
2.10 Література до другого розділу .....	84
<b>РОЗДІЛ 3 ВИПРОБУВАННЯ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ-ДВИГУНІВ .....</b>	<b>87</b>
3.1 Загальний огляд вертикальних оборотних гідроагрегатів.....	87

	16
3.2 Аналіз вібраційних випробувань.....	89
3.2.1 Вібраційний стан підшипникових опор ГА1.....	89
3.2.2 Вібраційний стан активної сталі статора ГА1.....	90
3.2.3 Вібраційний стан підшипникових опор ГА2.....	92
3.2.4 Вібраційний стан активної сталі статора ГА2.....	94
3.3. Аналіз форм статорів та роторів.....	95
3.3.1 Аналіз форми статора ГА1 .....	95
3.3.2 Аналіз форми ротора ГА1 .....	96
3.3.3 Аналіз форми статора ГА2 .....	98
3.3.4 Аналіз форми ротора ГА2 .....	100
3.3.5 Висновки за формами статорів та роторів.....	102
3.4 Тепловізійне обстеження осердя статора .....	103
3.5 Висновки до третього розділу .....	110
3.6 Література до третього розділу .....	110
<b>РОЗДІЛ 4 РЕКОНСТРУКЦІЯ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ-ДВИГУНІВ.....</b>	<b>112</b>
4.1 Пропозиції щодо модернізації та ремонту .....	112
4.2 Механічний розрахунок елементів ротора .....	114
4.2.1 Вихідні дані щодо дослідження ротора .....	114
4.2.2 Розрахункова сітка .....	116
4.2.3 Аналітичний розрахунок .....	118
4.2.4 Тривимірний розрахунок.....	122
4.3 Переклинування обода ротора.....	132
4.3.1 Підготовчі роботи.....	132
4.3.2 Вилучення старих клинів .....	134
4.3.3 Гаряче переклинування обода .....	136



4.3.4. Орієнтовний перелік деталей, матеріалів та обладнання .....	137
4.4 Центрування гідроагрегату .....	138
4.4.1 Центрування шляхом зміщення ротора .....	138
4.4.2 Центрування шляхом зміщення статора.....	139
4.5 Висновки до четвертого розділу.....	142
4.6 Література до четвертого розділу.....	142
ВИСНОВКИ.....	144
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ .....	147
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ .....	149
ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ .....	151

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

### Умовні позначення та символи

$x_d$  – індуктивний опір, %

$x'_d$  – надперехідний індуктивний опір, %

$\sigma$  – межа плинності, Па

$R_a$  – шорсткість, мкм

$P$  – активна потужність, Вт

$i_f$  – ток збудження, А

$B$  – магнітна індукція, Тл

$\epsilon$  – коефіцієнт випромінювання, в. о.

### Індекси

$L$  – довжини осердя статора, м

$D$  – діаметра розточки статора, м

$D_1$  – Зовнішній діаметр обода ротора, м

$D_2$  – Внутрішній діаметр обода ротора, м

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

$n_y$  – угонна частота обертання ротора, об/хв.

$Z_1$  – кількість полюсів ротора

$H_2$  – глибина паза у сегменті під хвіст полюса, м

$B_k$  – ширина повітряного каналу в обід ротора, м

$F_p$  – площа паза, м<sup>2</sup>

$G_{об}$  – маса обода ротора під осердями полюсів з вирахуванням маси пазів під хвосту полюсів, кг

$A_n$  – коефіцієнт відцентрових сил при номінальній частоті обертання, в. о.

$A_y$  – коефіцієнт відцентрових сил при угонній частоті обертання, в. о.

$R_{ои}$  – радіус інерції обода ротора, м

$C_n$  – відцентрова сила полюсів, Н

$C_o$  – відцентрова сила обода ротора, Н

$\sigma_o$  – напруження розтягування в сегменті обода ротора при угонній частоті обертання, Па

$m$  – запас міцності за межами плинності, в. о.

$F_1$  – площа поверхні сегмента, м<sup>2</sup>

$R_1$  – зусилля запресування між сегментами, що припадає на одну шпильку, Н

$M_1$  – момент затягування стяжної шпильки, Н·м

$\sigma_4$  – напруження розтягування у шпильці при затягуванні, Па

$T_{кр}$  – напруження кручення у шпильці, Па

$\sigma_5$  – приведені напруження у шпильці обода ротора, Па

$M_o$  – число шарів сегментів в ободі з урахуванням нещільності сегментів

$F_o$  – площа перерізу шпильки по тілу, м<sup>2</sup>

$T_1$  – напруження зрізу в шпильці від дії відцентрових сил при угоні, Па

$F_{сум.}$  – сумарна площа зрізу шпильок за всіма перерізами, м<sup>2</sup>

$P_{пр.}$  – граничне навантаження, яке може передати стик елементарного ободу, Н

$P_e$  – навантаження на стик елементарного ободу при угоні, Н

$k_{пр.}$  – запас у стику граничного навантаження при угоні, в. о.

$D_3$  – діаметр обода по дну пазів під хвостовики полюса, м

$E$  – модуль пружності, Н/м<sup>2</sup>

$L_1$  – середня податливість обода ротора на діаметр, м/Н

$E_2$  – деформація обода на діаметр при номінальній частоті обертання, м

$E_3$  – деформація обода ротора на діаметр при угонній частоті обертання, м

$d_t$  – натяг розклинювання обода ротора виходячи з можливого перегріву, м

$n_{відокр.}$  – відокремлююча частота обертання обода ротора, об/хв.

### Скорочення

CAD – computer-aided design

CAE – computer-aided engineering

DFS – differential flap setting

VC – variable camber

ADHF – adaptive dropped hinged flaps

MPD – motor power drive

DDV – direct drive valve

IDG – built-in drive generator

APU – auxiliary power unit

GCU – generator control unit

BPCU – bus power control unit

TRU – transformer – rectifier unit

е.р.с. – електрорушійна сила

м.р.с. – магніторушійна сила

ГЕС – гідроелектростанція

ГАЕС – гідроакумулююча електростанція

ГА – гідроагрегат

## ВСТУП

**Актуальність досліджень.** В умовах військового стану в Україні особливо актуальним стає питання можливості швидкого відновлення авіаційного енергетичного обладнання та енергетичного обладнання аеродромів із забезпеченням мінімального часу ремонту та мінімальних витрат при збереженні належного рівня надійності відремонтованого обладнання.

Таку можливість може дати запозичення ремонтних технологій з близьких галузей науки та техніки, зокрема з енергетичного машинобудування (гідроенергатори та гідроенергатори-двигуни). Елементи конструкцій гідроенергаторів, як і елементи авіаційного енергетичного обладнання, експлуатуються в умовах складного навантаження, викликаного комплексною дією кількох факторів: інерційних сил від обертання ротора, сил тяжіння, складальних навантажень, що виникають від посадок деталей з натягом, а також температурних навантажень. Також вказані елементи конструкцій піддаються впливу вібрацій, викликаних обертанням ротора, нерівномірністю електромагнітного поля та впливом навантажень від супутніх механізмів.

Наявні вимоги надійності та міцності, що діють в галузі проектування, виробництва та ремонту гідроагрегатів, дозволили відпрацювати ці технології на практиці. Запозичення цих знань та практичних напрацювань з галузі енергетики до галузі літакобудування дасть можливість у стислі терміни здійснювати складний ремонт енергетичного обладнання авіаційної техніки та енергетичного обладнання аеродромів на території України.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дослідження є розробка методів та алгоритмів відновлення енергетичного обладнання авіаційної техніки та енергетичного обладнання аеродромів.

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

– провести аналіз літературних джерел щодо особливостей енергетичного обладнання авіаційної техніки, їх використання, методів ремонту;

- визначити найбільш вразливі елементи енергетичного обладнання літаків, критичні параметри, що впливають на надійність їх роботи;
- провести аналіз принципів роботи, методів обстеження, ремонту та відновлення енергетичного обладнання в суміжних галузях науки і техніки;
- виконати адаптацію методів обстеження, ремонту та відновлення з суміжних галузей для їх використання відносно енергетичного обладнання авіаційної техніки та енергетичного обладнання аеродромів.

**Об'єкт дослідження** – принципи роботи та технологія відновлення енергетичного обладнання авіаційної техніки за рахунок впровадження методів з суміжних галузей науки і техніки з метою підвищення надійності та ремонтпридатності авіатехніки.

**Предмет дослідження** – методи математичного моделювання (CAD та CAE) енергетичного обладнання авіаційної техніки.

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

1. Ретроспективний метод, який дозволив проаналізувати існуючі технології ремонту та методи розрахунків електричних машин.
2. Методи математичного моделювання напружено-деформованого стану у тривимірній постановці для визначення механічних напружень та зусиль у різних режимах роботи електричних машин.
3. Методи математичного моделювання скінчених елементів для визначення теплового стану вузлів електричних машин при технологічних операціях та у різних експлуатаційних режимах.
4. Методи чисельного опрацювання результатів експериментів, засновані на алгоритмах статистики.
5. Методи перевизначення об'єктів для можливості застосування технологій ремонту гідрогенераторів для енергетичного обладнання аерокосмічної техніки.

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

Отримані результати математичного моделювання енергетичного обладнання задовільно погоджуються з даними експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів.

#### **Наукова новизна отриманих результатів.**

1. Обґрунтований підхід та розроблений розрахунок напружено-деформованого стану гідроагрегату у тривимірній постановці з явно заданими граничними умовами першого та третього роду з урахуванням режимів роботи при номінальній, угонній та розгінній частотах обертання.

2. Виконане уточнення параметрів технології відновлення гідрогенераторів на основі тривимірного моделювання, яке покладається на покрокове вирішення задачі з ітераційним кроком та поступовою диференціацією правильності результатів розрахунків.

3. Встановлена можливість ремонту енергетичного обладнання авіаційної техніки за рахунок використання технології з галузі загального енергетичного машинобудування.

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

1. Розроблена технологія відновлення енергетичного обладнання авіатехніки, що забезпечує ремонтпридатність вузлів в умовах аеродрому.

2. Обчислені параметри технологічних операцій, що дають змогу визначити необхідні параметри (натяги, зусилля посадки та ін.) на основі математичного моделювання.

3. Встановлені закономірності деформації деталей та вузлів обладнання дають змогу визначити їх можливу працездатність у різних режимах роботи при подальшій експлуатації.

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

**Впровадження результатів роботи.** Розроблені автором наукові положення реалізовані в:

– науково-дослідній роботі «Технологія та методи зниження вібрації гідроагрегатів з використанням тривимірного моделювання та розрахунків» (акт впровадження Науково-дослідного інституту "Інститут енергетики", Варшава, Республіка Польща, від 11 липня 2023 р.);

– науково-методичних процесах кафедри аерогідродинаміки та кафедри аерокосмічної теплотехніки 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 ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут".

Робота проводилася відповідно до "Енергетичної стратегії України на період до 2050 р.", що схвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України №373-р від 21 квітня 2023 р. та «Державної цільової науково-технічної програми розвитку авіаційної промисловості на 2021-2030 роки» згідно з постановою Кабінету Міністрів України № 951 від 1 вересня 2021 р.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати роботи доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на: XXVIII Міжнародному конгресі двигунобудівників, (Україна, м. Харків, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2023р.); науково-практичній конференції «Безпека та сталий розвиток критичної інфраструктури в умовах воєнного стану», (Україна, м. Харків, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2023р.). На основі результатів дослідження поданий патент на корисну модель «Статор електричної машини» (номер заявки u 2023 06089 від 14.12.2023).



**Публікації.** Основний зміст дисертації відображено у 4 статтях у виданнях, які входять до переліку наукових фахових видань України [1-4]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковані у 4 тезах науково-технічних конференцій [5–8], 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 з співавторами публікацій; підготовка й видання науково-технічних статей виконано за участю співавторів. В спільних роботах автору належить:

[1–4] – Статті написані одноосібно.

[5] – Розробка методів визначення теплових навантажень елементів обладнання методом скінчених елементів.

[6–8] – Тези написані одноосібно.

[9] – Аналіз дефектів та методів механічних розрахунків гідрогенераторів; моделювання, розрахунок і аналіз системи охолодження гідрогенератора; дослідження міцності опорних вузлів гідрогенератора.

[10] – Розробка конструкції нагнітаючих елементів електричної машини великої потужності.

**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 151 сторінка, з них 146 сторінок основного тексту, 59 рисунків по тексту, 13 таблиць по тексту, списків використаних джерел до кожного розділу, сумарно викладених на 6 сторінках.

Література до вступу:

1. Макаров, П. (2023). Математичне моделювання виправлення форми ротора гідроагрегату в тривимірній постановці. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (1-2), 23–27. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.04> .

2. Макаров, П. (2023). Технологія відновлення форми ротора гідрогенератора. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 0(4sup2), 97-104. <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup2.13> .

3. Макаров, П. (2024). Особливості конструкції, технологія, сучасні методи оцінки якості конструкції елементів роторів енергетичного обладнання. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (4), 20–28. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.04.03> .

4. П.М. Макаров (2023). Вибір раціональної технології виготовлення обода ротора гідрогенераторів-двигунів. *Journal of Mechanical Engineering* («Проблеми машинобудування»), том 26, № 4. <https://doi.org/10.15407/pmach2023.04.029> .

5. Oleksii Tretiak, Anton Kovryga, Pavlo Makarov, Nataliia Penkovska, Stanislav Kravchenko. *Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting*. ICTM 2024.

6. П.М. Макаров. Конструкція і технологія створення та відновлення роторів гідроагрегатів. XXVIII - міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», 2023.

<http://dspace.library.khai.edu/xmlui/handle/123456789/5563>

7. П. М. Макаров. Створення сучасних технологій ремонту енергетичного обладнання авіаційної техніки з використанням методів цифрових двійників. XIX міжнародна наукова-технічна конференція: Тези доповідей – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2023.

8. П.М. Макаров. Розробка технологій відновлення енергетичного обладнання авіаційної техніки з використанням сучасних методів. Науково-практична конференція «Безпека та сталий розвиток критичної інфраструктури в умовах воєнного стану»: Тези доповідей – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», 2023.

<http://dspace.library.khai.edu/xmlui/handle/123456789/5878>

9. Третьяк О.В., Коврига А.Є., Макаров П.М. Методологія розрахунку механічно навантажених вузлів гідрогенераторів, монографія. Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; – Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 95 с. **ISBN 978-617-619-285-5**.

10. Патент Назва МПК H02K 9/04, H02K 1/20, H02K 1/18 СТАТОР ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ. Рішення U202306089 від 27.03.2024

## РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ ТА СИСТЕМ ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ В АВІАЦІЙНІЙ ТЕХНІЦІ

Рух аерокосмічної промисловості до літаків з більшою кількістю електроприводів та електронних систем зумовлений довгостроковими амбіціями щодо переходу на повністю «електричні» літаки. Мотивація заміни механічних, пневматичних і гідравлічних систем на електричні зумовлена бажанням оптимізувати характеристики літака, зменшити витрати на технічне обслуговування та експлуатацію, підвищити ефективність використання палива та зменшити викиди.

Саме тому дуже актуальною стає задача забезпечення безперебійної роботи генеруючого енергетичного обладнання сучасного літака, бо його відмова є критичною подією та призводить до неможливості продовження польоту.

### **1.1 Основні приводи літака**

Приводи на літаках виконують ряд важливих функцій, таких як регулювання поверхонь управління польотом, регулювання кермом висоти, кермом напрямку, елеронами, закрилками, передкрилками та спойлерами, висування та прибирання шасі, позиціонування вхідних напрямних лопаток двигуна та реверсорів тяги, а також відкриття та закриття вантажних люків, люків відсіків зброї.

Протягом останніх кількох десятиліть джерела керування, а також живлення приводів на борту літака еволюціонували. Починаючи з ручних джерел, таких як кабелі та стрижні, технологія приводу поступово просунулася до рішень з гідравлічним та електричним приводом. Перехід від суто механічного керування розпочався з гідромеханічних систем, у яких рух керуючої колонки або важеля передавався механічно для роботи керуючих клапанів у гідравлічному контурі, наповнення та спорожнення циліндрів для забезпечення руху приводу.

На рисунку 1.1 наведені основні системи літака, у яких задіяні гідравлічні та електричні приводи.

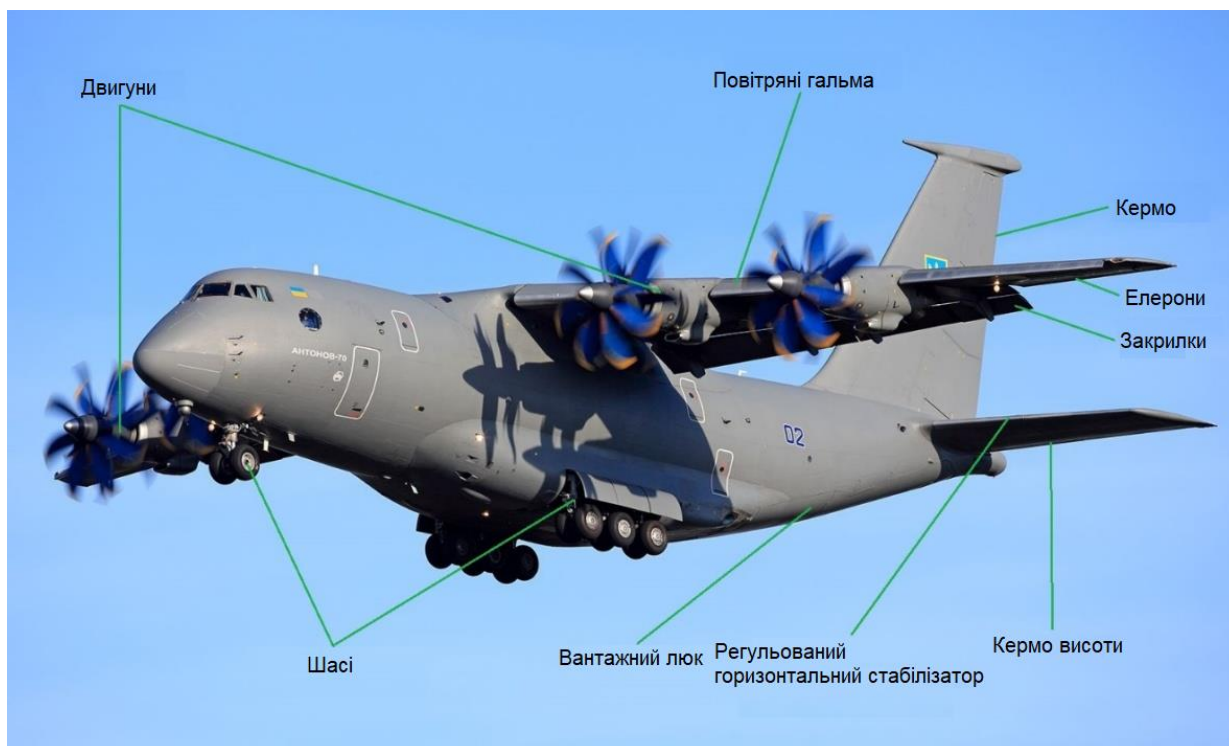


Рисунок 1.1 – Основні системи літака

## 1.2 Еволюція від гідравлічного сервоприводу

Приводи з гідравлічним живленням добре зарекомендували себе вже більше 50 років. Вони вперше були представлені в середині 1935-х років для виконання функцій кінцевої зупинки, необхідних для шасі або вторинних органів управління польотом. Їхнє використання широко розширилося до функцій замкнутого циклу, наприклад, основних засобів керування польотом і керування шасі, за двох комбінованих ефектів. Перший пов'язаний із потужністю, оскільки межі людських сил (потужність м'язів) були швидко досягнуті, коли швидкість і розміри літальних апаратів збільшувалися, що нав'язувало приводи з гідравлічним живленням через їх чудову щільність потужності. Другий більше стосується команд. Стає абсолютно необхідним зменшити інтелектуальне навантаження пілота (через автопілот, роз'єднання осей, компенсації тощо) і підвищити льотні характеристики (шляхом розширення діапазону польоту та покращення якості польоту за рахунок кращої стабільності та аеродинамічної ефективності).

Механічна сигналізація, тобто передача командних і керуючих сигналів за допомогою механічних кабелів і стрижнів, є достатньо надійною, щоб бути

простою, на відміну від електричної сигналізації, яка вимагає багаторазового резервування для будь-якого електричного блоку або лінії передачі. Однак ця перевага швидко стає недостатньою, якщо враховувати недоліки. Механічна сигналізація обмежує масу, габарити та інтеграцію в планер. Він вводить жорсткі обмеження дизайну для змішування або роз'єднання команд і для компенсації люфту, тертя, податливості та теплового розширення. Нарешті, це не дозволяє досягти високої пропускної здатності та точності, які може запропонувати електрична сигналізація.

Привід з гідравлічним приводом хоч і має свої переваги, але також має значні недоліки. Ці недоліки стають все менш і менш прийнятними з різних причин. Як показано в таблиці 1.1, вони по суті формують передачу енергії через передачу матеріалу (рідини):

а) забруднювачі стають все менше і менше прийнятними через їхній негативний вплив на навколишнє середовище та суворі обмеження в конструкції, інтеграції та експлуатації літаків;

б) розподіл потужності рідини під тиском є суттєвим обмеженням, коли враховуються маса, оболонка, виготовлення та геометрична інтеграція всередині планера, особливо для великих літальних апаратів, де приводи можуть бути розташовані далі ніж 50 м від насосів;

в) потенціал реконфігурації та керування живленням на рівні електромережі вкрай низький. Дійсно, вимоги до відокремлення та незалежності забороняють обмін рідиною між мережами, щоб уникнути витоків та поширення забруднення;

г) контроль потужності в основному досягається шляхом дроселювання на дозуючих клапанах зі змінними отворами. Потужність витрачається на створення повної сили незалежно від сили, необхідної для навантаження. Таким чином, ефективність на рівні місії низька, оскільки середня кількість сил, які необхідно створити, у середньому значно нижча за номінальні сили.

Таблиця 1.1

## Переваги/недоліки гідравлічної технології

№	Переваги	Недоліки
1	Чудова питома потужність на рівні обладнання (до 10 кВт/кг)	Низька питома потужність на рівні мережі розподілу електроенергії
2	Компактні та легкі вторинні функції при реалізації в гідравлічній області	Складне керування живленням на рівні мережі розподілу електроенергії (не потрібне поширення витоків чи забруднення). Впливає на вразливість
3	Тепло, що утворюється внаслідок втрат енергії, що легко відводиться гідравлічною рідиною, що повертається в резервуар	Необхідність кондиціонування рідини (наповнення, зарядка, очищення та фільтрація). Впливає на працездатність
4	Низька інерція рухомих частин приводу та висока здатність до прискорення	Погана екологічність
5	Висока сила/низька швидкість, що легко реалізується за допомогою прямого підключення циліндра до навантаження	Нелінійна поведінка для конструкції керування
6	Не залежить від електромагнітних перешкод (немає випромінювання, низька чутливість)	Низька ефективність регулювання потужності через дроселювання на рівні засувки. Ефект посилюється постійним витоків у сервоклапанах і компонентах керування живленням

### 1.3 Перехід до електричних сервоприводів

Механічна сигналізація приводів з гідравлічним живленням поступово поступилася місцем електричній сигналізації [1, 2]. Ця еволюція сприяла використанню більш досконалих контролерів, яке раніше було обмежено їх впровадженням у гідромеханічну область. Впровадження комп'ютерного керування дозволило реалізувати більш просунуті закони керування. На практиці продуктивність приводу в замкнутому циклі, як правило, легко отримати і не потребує надзвичайно складного керування, яке було б важко сертифікувати. Проте

все ще тривають зусилля для покращення продуктивності сервогідравлічних приводів, зокрема для кращої роботи з нелінійністю та покращення надійності керування порівняно з невизначеністю параметрів. Еволюція від чисто механічної до повністю електричної сигналізації зайняла кілька десятиліть до повного впровадження. Електричні командно-контрольні сигнали спочатку трансформувалися в механічні сигнали, які підсумовувалися до команди пілота. Потім впровадження сервоклапанів уможливило поступову заміну механічної сигналізації повним сигналом по дроту.

На кожному кроці використання електричної сигналізації для керування польотом дозволило значно заощадити масу (на прикладі літаків Airbus): 300 кг між A300-B4 та A310, 200 кг між A310 та A320, зменшення маси приводів керма на 45% від A300 до A340 та 50 кг від A340-200 до A340-500/600. Це продовжувалося на A380, що дозволило зменшити площу горизонтального стабілізатора на 10%, а також на A350-900 завдяки підвищенню аеродинамічної ефективності за рахунок налаштування диференціальних закрилків (DFS), змінного розвалу (VC) і адаптивних опущених закрилків (ADHF). Повне усунення механічної сигналізації було встановлено раніше для військових літаків, але воно все ще залишається на початку для гелікоптерів через надзвичайну критичність приведення в дію управління польотом гвинтокрила: все ще дуже мало повних моделей з дротовим керуванням, вироблених серійно.

#### **1.4 Концепції електроживлення**

На дуже ранньому етапі розвитку літаків дослідження стосувалися пошуку нових концепцій, які дозволяли б усунути або зменшити недоліки гідравлічної передачі енергії. Концепції кандидатів узагальнено зображено на рис. 1.2, який починається з повністю гідравлічного вгорі та переходить до безгідравлічного внизу.



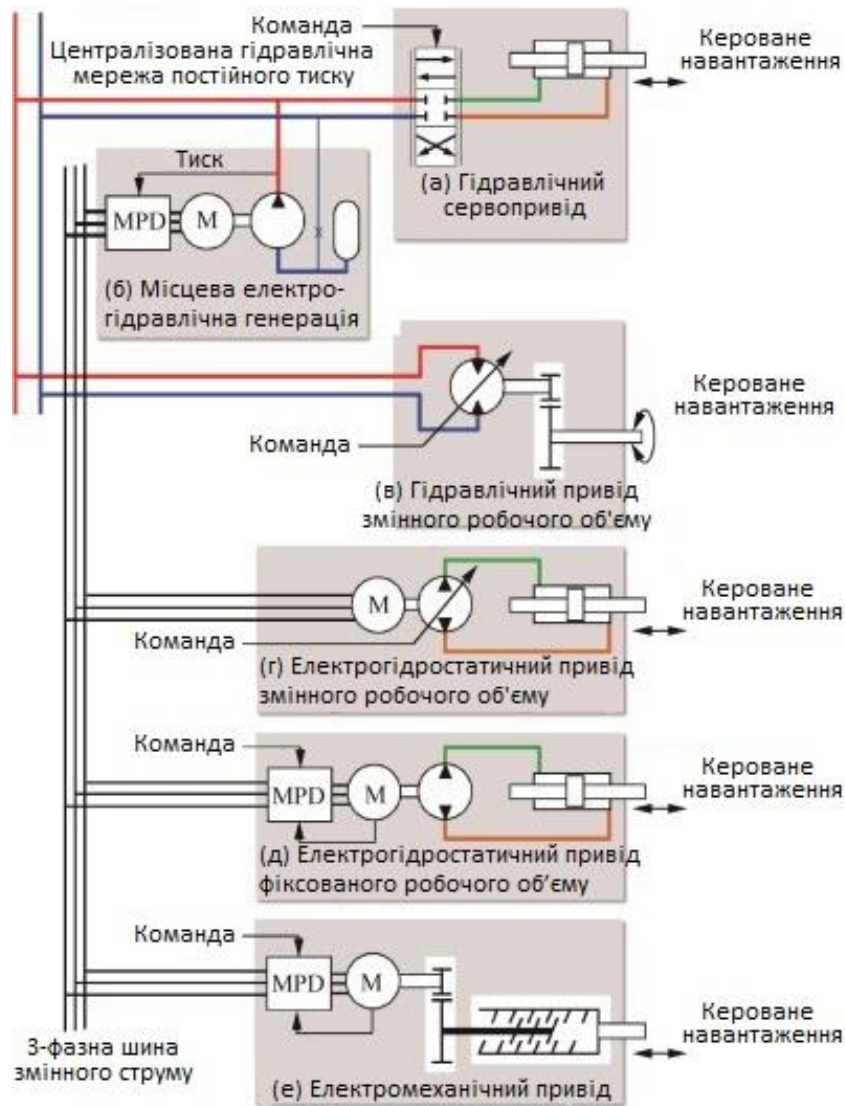


Рисунок 1.2 – Еволюція концепцій приводів від повністю гідравлічних до безгідравлічних

У звичайних гідравлічних сервоприводах, як показано на рис. 1.2(a), гідравлічна потужність розподіляється централізованими мережами та вимірюється шляхом дроселювання. Щоб усунути такий недолік цієї системи, як низька ефективність регулювання потужності через дроселювання на рівні засувки, було застосовано технологію зменшення постійного витоку сервоклапанів шляхом видалення гідравлічного пілотного ступеня для створення клапанів прямого приводу (DDV). Але це рішення було застосовано лише до бойових літаків, таких як Eurofighter і Northrop B2 Saab JAS 39, а також вертольотів, таких як NH Industries NH90. Однак воно не було поширено на комерційні літаки з різних причин, зокрема

тому, що постійний витік допомагає нагріти рідину, щоб уникнути надмірних втрат тиску в трубах при низькій температурі, а DDV потребують приблизно в 50 разів більше потужності на вході команди, що більше не можна враховувати за чисту сигналізацію.

Деякий час розглядалася концепція безпосереднього живлення двигуна змінного струму від джерела електроенергії, який приводить в дію насос із змінною продуктивністю, підключений до гідравлічного циліндра. Це створює гідростатичну петлю. Положення навантаження регулюється замкнутим циклом шляхом впливу на робочий об'єм насоса. Ця конструкція з'явилася наприкінці 1930-х років для бортових гарматних турелей, а потім була застосована в органах управління польотом військових і комерційних літаків у 1950-х роках. Концепцію знову досліджували у 1980-х роках, а в середині 1990-х років її випробували на приведення в дію елеронів. Хоча відсутність силової електроніки була справжньою перевагою, від цієї концепції відмовилися через її низьку ефективність, складність досягнення теплової температури, рівноваги та поганої гідравлічної жорсткості.

Очевидно, що потенціал еволюції систем гідравлічного приводу залишається обмеженим. Оснащення літаків електроприводами дає більш значні переваги, ніж недоліки (див. табл. 1.2).

Тому в сучасній авіації розвиток рухається у напрямку повної заміни механічних та гідравлічних сигнальних систем електричними зв'язками. У системі електронного керування рухи колонки управління, що здійснюються пілотом, інтерпретуються бортовим комп'ютером, який надсилає електричні сигнали до електроніки керування приводом. Електроніка управління керує роботою або гідравлічних регулюючих клапанів для приводу в рух гідравлічних приводів, або електродвигунів для переміщення електромеханічних приводів. Електронні системи дозволили виробникам літаків інтегрувати в системи літака більше приводів з електроприводом, таких як електрогідростатичні та електромеханічні приводи. Ці приводи живляться від електроенергії, що виробляється генераторами, що керуються двигуном, і подається через системи електроживлення.

Таблиця 1.2

## Переваги/недоліки електроприводів

№	Переваги	Недоліки
1	Хороша щільність потужності 3-фазних мереж змінного струму	Необхідність трансформації потужності після двигуна, який розвиває низький крутний момент/високу швидкість для економії маси міді/магніту/ламінату
2	Широкі можливості керування потужністю через твердотільні перемикачі та широтно-імпульсну модуляцію, включаючи розширення діапазону швидкостей за рахунок ослаблення потоку	Вторинні функції не завжди можна реалізувати в електричній області через інерцію ротора двигуна та механічне тертя трансмісії
3	Потужність за вимогою, яка функціонально споживає лише необхідну для навантаження потужність від джерела	Високочастотне перемикання великого струму створює високий рівень електромагнітних перешкод, схильність до впливу вібрацій
4	Plug and play інтеграція в планер для виробництва та технічного обслуговування	Тепло, вироблене внаслідок теплових втрат, відводиться/зберігається локально
5	Просте самотестування та моніторинг	Теплові втрати є основним фактором, оскільки вони визначають робочу температуру компонентів і, отже, термін їх служби та надійність
6	Проста динамічна реконфігурація шляху живлення для споживачів. Зменшена вразливість	Постійні втрати для забезпечення постійної сили на нульовій швидкості (втрати провідності)

Електричне та електронне обладнання літаків вимагає безперебійного електроживлення, для якого застосовуються авіаційні системи електропостачання. Сучасний літак при виході зі строю цих систем не може продовжувати політ та вимагає термінової посадки для запобігання падіння.

На сьогоднішній день технології, що застосовуються для керування приводами більшості літаків, які використовуються на території України, були

розроблені в 60-ті – 70-ті роки і є різними видами гідравлічних та гідромеханічних систем.

На рисунку 1.3 наведені основні електричні системи управління польотом.



Рисунок 1.3 – Основні електричні системи управління польотом

У зв'язку з тим, що зараз в Україні відбувається повномасштабне військове вторгнення російської федерації, дуже часто виникає необхідність виконувати ремонти авіаційної техніки в умовах аеродромів або відмовлятися від ремонту зовсім. Раніше все обладнання в частині складного ремонту передавалося заводам-виробникам, оскільки усунути проблеми у гідравлічних вузлах у польових умовах є вкрай складним завданням, а допустимий час на ремонт зараз вкрай скоротився.

Для скорочення часу на ремонт та рух у бік сучасної тенденції «електричних» літаків потрібно переведення приводів на електричні (крокові двигуни) з електронними системами управління.

Аналіз технічного стану існуючих авіаційних генераторів зазвичай виконується згідно з технічною інструкцією з експлуатації літака і включає:

візуальний огляд, високовольтні випробування, вимірювання опору ізоляції та визначення коефіцієнта поляризації, а також випробування на часткові розряди. Вібраційні, теплові та електричні фактори (напруга, часткові розряди, вихрові струми в осерді), що діють на електроприводи та авіаційні генератори, призводять до прискореного старіння ізоляції та втрати її властивостей [3].

### 1.5 Загальна конструкція системи електропостачання літаків

Розглянемо систему електропостачання літака [4]. Вона складається з систем змінного та постійного струму. Загальна конструкція системи електропостачання літака наведена на рисунку 1.4.

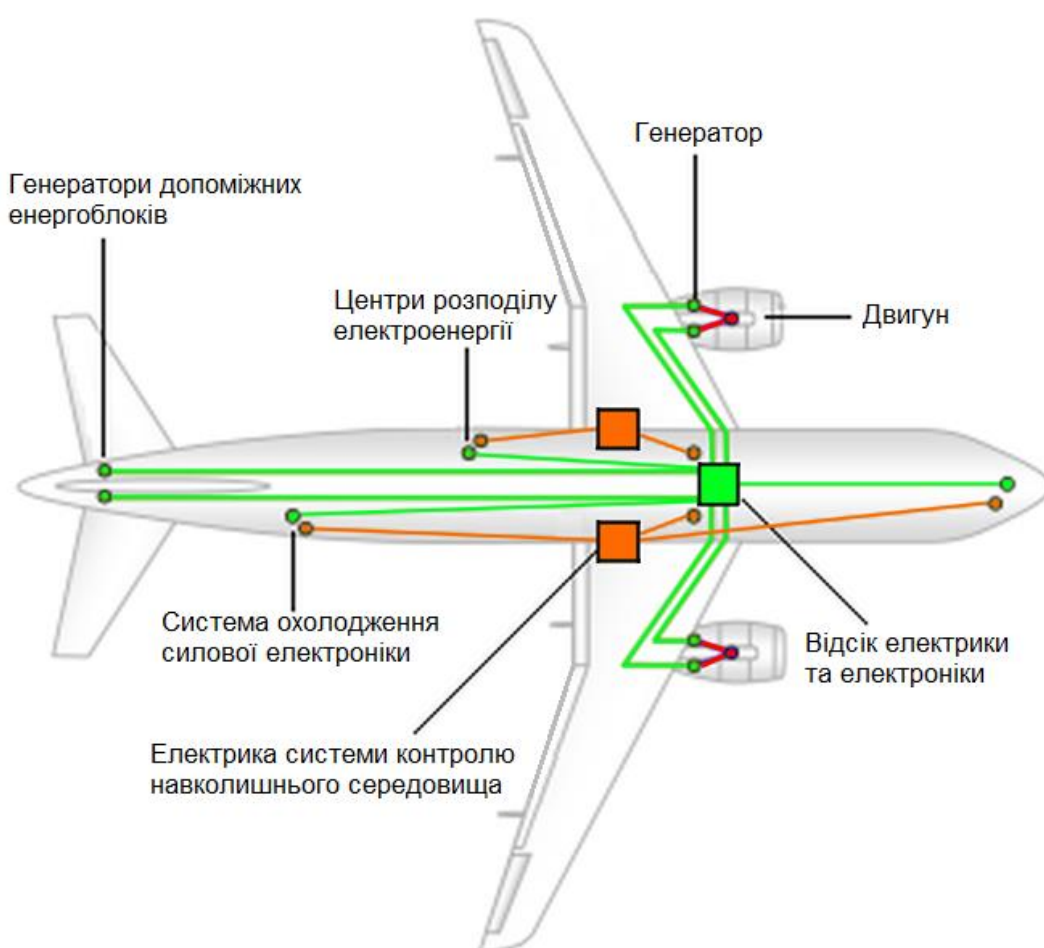


Рисунок 1.4 – Загальна конструкція системи електропостачання

Система електропостачання змінного струму включає первинну систему з живленням від генераторів з вбудованим приводом (IDG), встановлених на кожному двигуні. При наземних операціях електропостачання змінним струмом здійснюється від генератора допоміжної силової установки (APU). Кожен генератор забезпечує трифазне живлення частотою 400 Гц. До основних елементів, пов'язаних із системою електропостачання змінного струму, входять: блоки управління генератором (GCU), блок управління шиною живлення (BPCU) і панелі електропостачання, розташовані в основному центрі обладнання. Функціональна схема електроживлення включає ліву та праву шини змінного струму, які можна запитати від первинних джерел генератора, допоміжної системи та наземного джерела живлення.

Електропостачання постійним струмом здійснюється шляхом перетворення змінного струму на постійний. Системи акумуляторів утворюють додатковий і резервний джерела постійного струму. Основні елементи електропостачання постійного струму включають: основну акумуляторну батарею, зарядний пристрій, два блоки трансформатор - випрямляч (TRU) і статичний інвертор. Елементи, що використовуються у складі системи електропостачання від APU – батарея APU, зарядний пристрій батареї та блок TRU, розташовані у хвостовому центрі обладнання.

#### 1.5.1 Конструкція типового чотириполюсного генератора літака

Розглянемо конструкцію типового чотириполюсного генератора з шунтовою обмоткою із самозбудженням, який використовується в сучасному типі турбогвинтових цивільних транспортних літаків (див. рис. 1.5). Він розроблений для забезпечення вихідної потужності 9 кіловат при безперервному струмі 300 А у діапазоні швидкості від 4500 до 8500 об/мін. У своїй основній формі конструкція відповідає традиційно прийнятій схемі і складається з п'яти основних вузлів, а саме: ярма, якоря, двох кінцевих рам і щіткового механізму [5].

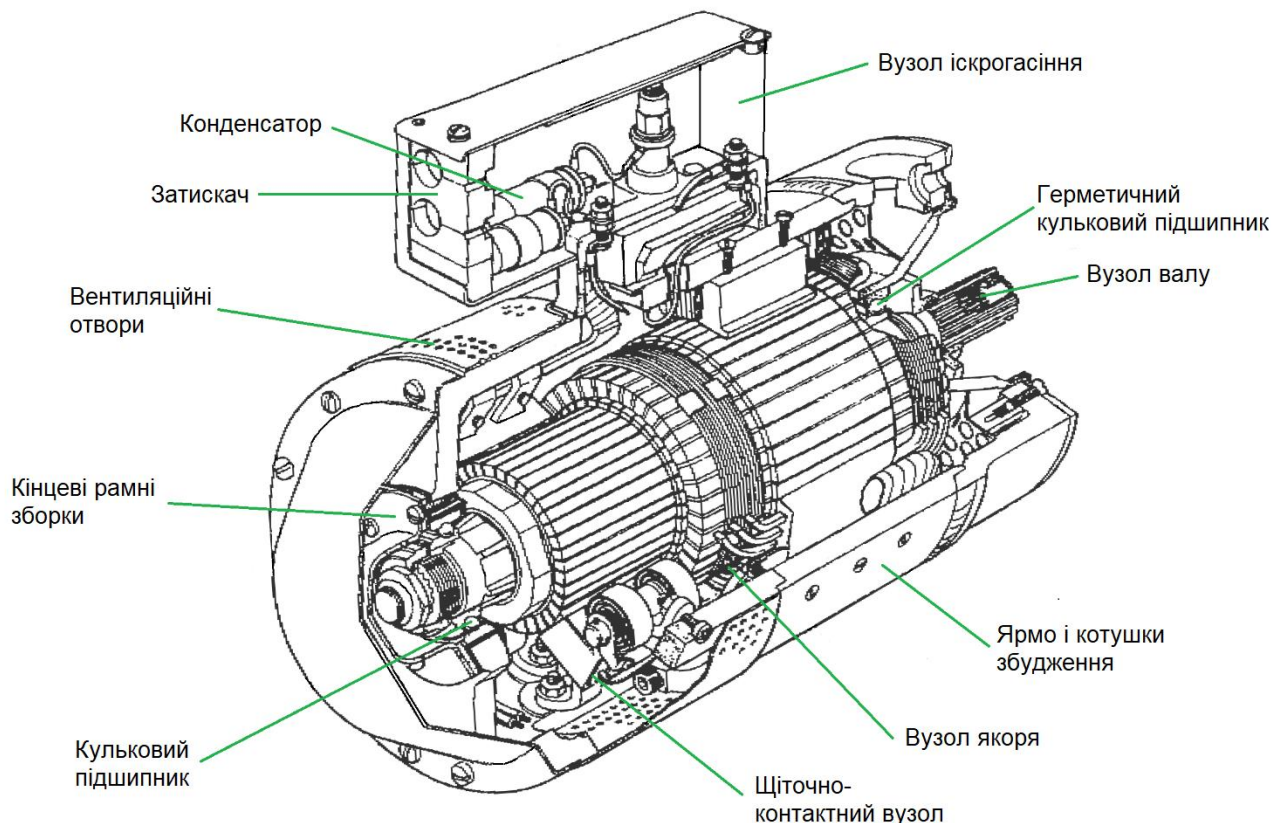


Рисунок 1.5 – Конструкція типового чотирьополосного генератора літака

### 1.5.2 Ярмо

Ярмо утворює основний корпус генератора та призначене для розміщення електромагнітної системи, що складається з чотирьох обмоток збудження та полюсних наконечників. Тут також передбачено кріплення вузлів кінцевої рами. Обмотки являють собою попередньо сформовані котушки з необхідними ампер-витками, намотані та з'єднані послідовно таким чином, що при встановленні на полюсних наконечниках полярність поля, що створюється на полюсах струмом котушки, по черзі є північною та південною. Обмотки збудження належним чином ізолювані та щільно прилягають до полюсних наконечників, які прикручені до ярма. Поверхні полюсних наконечників піддаються змінним магнітним полям, спричиненим обертанням якоря, що призводить до індукованої електрорушійної сили (е.р.с.), яка, у свою чергу, створює вихрові струми через полюсні наконечники, викликаючи місцеве нагрівання та втрату електроенергії. Щоб



мінімізувати ці ефекти, полюсні наконечники мають ламіновану конструкцію; тонкі шари м'якого заліза окислюються для ізоляції та надання високого електричного опору індукованій е.р.с.

### 1.5.3 Міжполюсні та компенсуючі обмотки

Під час роботи під навантаженням струм, що протікає через обмотку якоря генератора, створює магнітне поле, яке накладається на основне поле, створене струмом обмотки збудження. Оскільки силові лінії не можуть перетинатися, поле якоря спотворює основне поле на величину, яка змінюється залежно від навантаження; такий ефект спотворення називається реакцією якоря. Якщо це не виправити, реакція якоря буде створювати небажані наслідки: а) зміщення осі магнітної нейтралі, тобто осі, що проходить через дві точки, в яких е.р.с. не індукується в котушці, встановлюючи реактивне іскроутворення на комутаторі; б) послаблення основного поля, викликаючи зменшення генерованої е.р.с [6, 7]. Положення щіток можна змінити, щоб мінімізувати ці ефекти при змінних умовах навантаження, але більш ефективним методом є встановлення додаткових обмоток в електромагнітній системі, такі обмотки називають міжполюсними та компенсуючими обмотками.

Міжполюсні обмотки намотуються на допоміжні полюсні наконечники з вузькою поверхнею, розташовані посередині між головними полюсами, і з'єднані послідовно з якорем таким чином, що інтерполюс має ту саму полярність, що й наступний головний полюс у напрямку обертання, і оскільки потоки протилежні за напрямком потоку якоря, їх можна вирівняти за будь-якого навантаження, маючи необхідну кількість витків.

Для того, щоб забезпечити справжню корекцію реакції якоря, ефекти, створені інтерполями, повинні бути доповнені, оскільки самі по собі вони не можуть повністю усунути всі спотворення, що виникають на головних полюсних гранях. Компенсаційні обмотки з'єднані послідовно з міжполюсними обмотками та обмотками якоря, розташовані в пазах, вирізаних на поверхнях башмаків головних



полюсів. Таким чином, сторони котушок лежать паралельно сторонам котушок якоря. Ампер-витки обмотки дорівнюють ампер-виткам обмотки якоря, а потік через неї протилежний за напрямом потоку якоря.

#### 1.5.4 Допоміжні інтерполюси

Ефективність інтерполюсів у мінімізації іскріння реагентів обмежена швидкістю якоря. Їх застосування як окремих компонентів системи обмотки збудження обмежене генераторами, що працюють у вузькому діапазоні швидкостей. У випадку генераторів, призначених для роботи в широкому діапазоні, наприклад 2850 об/хв до 10000 об/хв, використання лише інтерполюсів призвело б до побічного ефекту, що призведе до реактивного іскріння, оскільки швидкість генератора зменшується від максимальної до мінімальної. Щоб протидіяти цьому для даного навантаження на генератор необхідно зменшити магніторушійну силу (м.р.с.) інтерполюсів. Потрібний ефект можна отримати, намотуючи допоміжні котушки на міжполюсні котушки та з'єднуючи їх послідовно з обмоткою збудження генератора таким чином, щоб кожна котушка, коли живиться струмом ланцюга шунтового поля, створювала м.р.с. полярності, протилежної полярності, створеній міжполюсною котушкою на тому ж полюсному башмаку. Точний баланс між реактивною е.р.с. та комутаційною е.р.с. підтримується в повному робочому діапазоні швидкості генератора, щоб забезпечити безіскрову комутацію.

#### 1.5.5 Вузол якоря

Вузол якоря містить осердя головного валу (який може бути суцільним або порожнистим), головну обмотку, колектор і підшипники; вся збірка статично та динамічно збалансована. У зображеному генераторі вал є порожнистим і має внутрішні шліци, щоб сполучатися зі шліцами приводного валу, який проходить через всю довжину валу якоря.

Обмотки якоря складаються з ряду окремих ідентичних котушок, які вставляються в прорізи на зовнішніх краях сталевих пластин, які утворюють серцевину якоря. Котушки виготовлені з мідної смуги, а для захисту від зміщення відцентровою силою по колу арматури обв'язаний сталевий дріт (у деяких випадках сталева смуга). Кінці кожної котушки виведені на комутатор і припаяні сріблом до окремих сегментів, причому кінцева частина однієї котушки з'єднана з тим самим сегментом, що й початок іншої котушки. Таким чином, вся обмотка утворює замкнутий ланцюг. Обмотки незмінно просочені силіконовим лаком під вакуумом для підтримки опору ізоляції за будь-яких умов.

Як і у більшості авіаційних генераторів, комутатор має невеликий діаметр для мінімізації відцентрових навантажень і складається з довгих вузьких мідних сегментів, кількість яких відповідає кількості котушок збудження (типова цифра становить 51 котушка). Поверхні сегментів очищаються щітками, які є вузькими та змонтованими парами (зазвичай чотирма парами), щоб підтримувати площу контакту щіток на сегмент – важлива передумова для ефективної комутації.

Якір усіх авіаційних генераторів спирається на високоефективні кулькові чи роликові підшипники або в комбінації цих двох типів. Якщо використовуються комбінації в одному генераторі, буде виявлено, що кульковий підшипник незмінно встановлюється на приводному кінці валу якоря, а роликовий підшипник на кінці комутатора. Таке розташування дозволяє латерально розширювати вал якоря внаслідок підвищення температури в генераторі, не наражаючи підшипники на ризик пошкодження. Підшипники змащуються спеціальним консистентним мастилом з високою температурою плавлення або мастилом і можуть бути ущільненими або неущільненими. Герметичні змащені консистентним мастилом підшипники попередньо упаковані виробником і не потребують подальшого змащування протягом терміну служби підшипника. Негерметичні змащені консистентним мастилом підшипники зібрані з достатньою кількістю мастила, щоб вистачило на період циклу обслуговування генератора. Змащені підшипники вводяться в підшипник через повстяні прокладки, просочені маслом. Ущільнення передбачені для запобігання витоку масла всередину генератора.

### 1.5.6 Кінцеві рамні зборки

Кінцеві рамні зборки прикручуються кожним кінцем поряд з посадкою валу якоря і містять підшипники валу якоря. Кінцева рама приводу забезпечує кріплення генератора до монтажної площадки приводу двигуна або коробки передач, а колектор і рама забезпечують кріплення вузла щітка-редуктор і, у більшості випадків, також забезпечують кріплення повітропроводу охолодження. Огляд і заміна щіток здійснюється видаленням ремінця, який зазвичай закриває отвори в кінцевій рамі колектору.

### 1.5.7 Щітково-контактний вузол

Щіткотримач складається зі щіток і утримуючого обладнання, необхідного для утримання щіток у правильному положенні та під правильним кутом відносно магнітної нейтральної осі. Щітки авіаційних генераторів є електрографітного типу зі штучного графіту. Важливою передумовою для ефективної комутації є збереження площі контакту щітки на сегмент комутатора. Це досягається встановленням кількох пар щіток у щіткотримачі.

Тримачі мають форму відкритих коробок, внутрішні поверхні яких оброблені до розміру щітки, а також невеликий зазор, що дозволяє щітці вільно ковзати, не нахилиючись і не хитаючись. Контакт між щітками та комутатором підтримується тиском, який чиниться вільними кінцями регульованих пружин, прикріплених до стовпів на щіткотримачах. На пружини негативно впливає струм, що проходить через них; тому зазвичай встановлюють ізоляційну прокладку або валик на кінці пружини, де вона прилягає до верхньої поверхні щітки.

Тримачі щіток закріплюються або шляхом їх кріплення до опорного кільця (зазвичай його називають коромислом щіток), яке, у свою чергу, прикручується до кінцевої рами колектору, або, як у випадку зображеного генератора, прикручується безпосередньо до кінцевої рами. Щоб досягти найкращої можливої комутації, опорне кільце або кінцеву раму, залежно від обставин, можна повернути на кілька градусів, щоб змінити положення щіток відносно магнітної нейтральної осі. На кожному генераторі є позначки, що вказують на нормальне робоче положення.

Якщо передбачено чотири або більше щіткотримачів, вони розташовані діаметрально протилежно, а їхні щітки по черзі мають позитивний і негативний полюс, причому щітки однакової полярності з'єднані між собою за допомогою стрижневих та гнучких дротяних зв'язків.

Щітки оснащені короткими проводами або "pigtailes" з гнучкого мідного обплетення, яке формується в щітку під час виробництва. Вільні кінці "pigtailes" закінчуються лопатковими або пластинчастими клемами, які з'єднані з відповідними головними клемами генератора через щіткотримачі та з'єднувальні ланки.

#### 1.5.8 Клемні блоки

Виводи від вузлів щіткового апарату і обмоток збудження підключаються до клемних полюсів, закріплених на блоці, встановленому на кінцевій рамі комутатора або, в деяких генераторах, на ярмі (див. рис. 5). Клеми та блок укладені в коробчасту кришку, також закріплену на кінцевій рамі. Вхід для вихідних живлячих кабелів розподільної системи здійснюється через гумові хомути. Обертання якоря генератора вказується в напрямку, як правило, проти годинникової стрілки, якщо дивитися зі сторони приводу. Між двома клемами встановлюється рухома ланка, яку можна з'єднати в альтернативному положенні, якщо необхідно, щоб генератор рухався у зворотному напрямку.

#### 1.5.9 Вузол іскрогасіння

Іскріння на щітках генератора [8] призводить до поширення електромагнітних хвиль, які перешкоджають прийому радіосигналів. Перешкоди, що виникають у генераторах, можна досить ефективно усунути за допомогою екранування та придушення. В конструкції генераторів поточного типу прийнято використовувати внутрішні системи придушення. Ці системи зазвичай складаються з конденсаторів відповідної номінальної потужності, які з'єднані між корпусом генератора (заземленням) і клемами.

## **1.6 Висновки до першого розділу**

Застосування електричного приводу набуває все більших обсягів у галузі авіакосмічної техніки. Таке широке використання електроприводу має спільні риси з іншими галузями машинобудування завдяки широкому розповсюдженню автоматизації роботи обладнання.

Технології застосування електричних приводів на території України отримали свій найбільший розвиток та практичне застосування в галузі енергетичного машинобудування (гідрогенератори та гідрогенератори-двигуни). Елементи конструкцій гідрогенераторів працюють в умовах складного навантаження, викликаного спільною дією інерційних сил від обертання ротора, сил тяжіння, складальних навантажень, що виникають від посадок деталей з натягом, а також температурних навантажень.

Обертання ротора, нерівномірність електромагнітного поля та гідравлічний вплив на турбіну призводять до виникнення вібрації усєї конструкції гідроагрегату. Це корелюється з впливом вібрацій на електроприводи літака, що виникають протягом його польоту та обумовлені власними коливаннями конструкції літака, вимушеними вібраціями від оборотної частоти двигуна літака і самою частотою обертання приводів.

Вимоги надійності та міцності, що пред'являються в області будування та ремонту гідроагрегатів у зв'язку з високими навантаженнями, дозволили відпрацювати ці технології на практиці. Дані знання та практичні напрацювання в галузі енергетики дозволять успішно застосувати їх і в галузі літакобудування, що дасть можливість здійснювати складний ремонт електрообладнання авіаційної техніки на території України у стислий термін.

## **1.7 Література до першого розділу**

1. Eric Olson. November 05, 2019, <https://insights.globalspec.com/article/12930/aircraft-actuation-technologies-how-do-electrohydraulic-electrohydrostatic-and-electromechanical-actuators-work> .

2. Qiao, G., Liu, G., Shi, Z., Wang, Y., Ma, S., & Lim, T. C. (2018). A review of electromechanical actuators for More/All Electric aircraft systems. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 232(22), 4128–4151, <https://doi.org/10.1177/0954406217749869> .
3. Stone G. C., Gupta B. K., Lyles J. F., Sedding H. G. Experience with Accelerated Aging Tests on Stator Bars and Coils. IEEE International Symposium on Electrical Insulation. June, Toronto, 1990. P. 356-360.
4. Mike Tooley, David Wyatt, Aircraft Electrical and Electronic Systems, Principles, Operation and Maintenance, Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, UK, 30 Corporate Drive, Suite 400, Burlington, MA 01803, USA, First edition 2009, ISBN: 978-0-7506-8695-2.
5. E. H. J. Pallett, Aircraft Electrical Systems, Pearson Education, Ltd and Dorling Kindersley Publishing Inc., 2007, 239 p., ISBN 978-81-317-0389-2.
6. Valavi M., Nysveen A., Nilsen R., Le B. J., Devillers E. Analysis of magnetic forces and vibration in a converter-fed synchronous hydrogenator. 2017 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), Cincinnati, OH, USA, 2017, pp. 1838-1844. <https://doi.org/10.1109/ECCE.2017.8096018>.
7. Austin Hughes, Bill Drury, Chapter Three - Conventional D.C. Motors, Electric Motors and Drives (Fourth Edition), Fundamentals, Types and Applications, 2013, pp. 73-111. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-098332-5.00003-6>.
8. P.M. Velasco-Pla, J. Antonino-Daviu, Sparking Detection in Brushed dc Motors through the Analysis of the Armature Current under the Starting, 2022 International Conference on Electrical Machines (ICEM), Sep 2022, pp. 1537–1541, <https://doi.org/10.1109/ICEM51905.2022.9910793>.

## РОЗДІЛ 2 ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА РОТОРІВ ВЕЛИКИХ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ

### 2.1 Види гідрогенераторів. Загальна конструкція

Конструкція гідрогенераторів, окрім результатів електромагнітного розрахунку, зокрема визначається міркуваннями забезпечення механічної міцності конструкції з урахуванням межі плинності використаних матеріалів та необхідністю виконання ряду вимог, що обумовлені особливостями роботи гідравлічної турбіни або особливостями електромереж, до яких підключений гідрогенератор.

Великий вплив на геометричні розміри активних частин гідрогенератора має температура нагріву при експлуатації, яка визначається їх розмірами та питомими електричними навантаженнями, а також вибраною системою охолодження. В першу чергу це стосується обмотки статора, яка зазвичай є визначною з точки зору забезпечення експлуатаційної температури не вище допустимого значення для використовуваного класу нагрівостійкості ізоляції. Для деяких типів гідрогенераторів визначною може бути температура обмотки ротора.

За умовами статичної та динамічної стійкості роботи гідрогенераторів в електромережі значення синхронного індуктивного опору  $x_d$  та надперехідного індуктивного опору  $x'_d$  не повинні перевищувати значень, що задаються проектними організаціями. Величина  $x'_d$  визначається в значній мірі величиною лінійного навантаження статора та, відповідно, має великий вплив на розміри машини. Значення  $x_d$ , в основному визначається величиною повітряного зазору гідрогенератора, і тому впливає на необхідну потужність збудження і нагрів обмотки ротора, що також може суттєво вплинути на розміри активних частин гідрогенератора.

Розмір повітряного зазору визначає також багато інших характеристик гідрогенератора: статичну перевантажуваність, параметри збудження, розподіл втрат на поверхні полюсів ротора, величину торцевих магнітних потоків і викликаних ними втрат у крайніх пакетах осердь та натискних плитах статора,

області допустимих режимів роботи генераторів (за умовами стійкості, при недозбудженні, при заряджанні лінії електропередачі), та ін.

Вихідна потужність гідрогенераторів зазвичай варіюється від менше 1 МВА до понад 800 МВА, а частота обертання від 50 до 1000 об/хв, залежно від параметрів турбіни, які в свою чергу визначаються наявним напором та витратою води в місці будівництва гідроелектростанції [1]. Низькі частоти обертання призводять до збільшення діаметрального розміру гідрогенераторів, через що їх часто доводиться транспортувати у розібраному вигляді з наступним збиранням безпосередньо на місці експлуатації.

Параметри ротора гідрогенератора часто залежать від вимог до махового моменту обертових частин гідроагрегату, які визначаються умовами регулювання турбіни, міцності напірного трубопроводу турбіни та обмеження максимального підвищення частоти обертання при скиданні навантаження. Обертові частини турбіни мають порівняно невеликий маховий момент, тому маховий момент (момент інерції) ротора гідрогенератора часто повинен бути більшим, ніж це вимагається електромагнітним розрахунком конструкції, яка б задовольнила завданням параметрам при найменшій масі та вартості гідрогенератора. Для збільшення махового моменту як правило потрібно збільшити діаметр ротора або, в крайньому випадку, коли досягнення махового моменту без штучного збільшення маси ротора є неможливим, встановити окремий маховик, з'єднаний з валом.

Наявність розгінної частоти обертання є особливістю роботи гідрогенератора, з'єданого безпосередньо з гідравлічною турбіною, яка у випадку раптового скидання навантаження гідрогенератором якийсь час продовжує працювати з залишковим крутним моментом, оскільки потік води крізь турбіну не може бути раптово зупинений, не викликаючи високого шкідливого підвищення тиску у водоводі.

Співвідношення розгінної частоти обертання до номінальної частоти обертання для гідроагрегатів залежить від вибраного виду турбіни (див. рис. 2.1). Це співвідношення становить приблизно від 1,7 до 1,9 для ковшових турбін



(Pelton), від 1,8 до 2,1 для радіально-осьових турбін (Francis) та від 2 до 2,2 для поворотно-лопатевих турбін (Kaplan) [2].

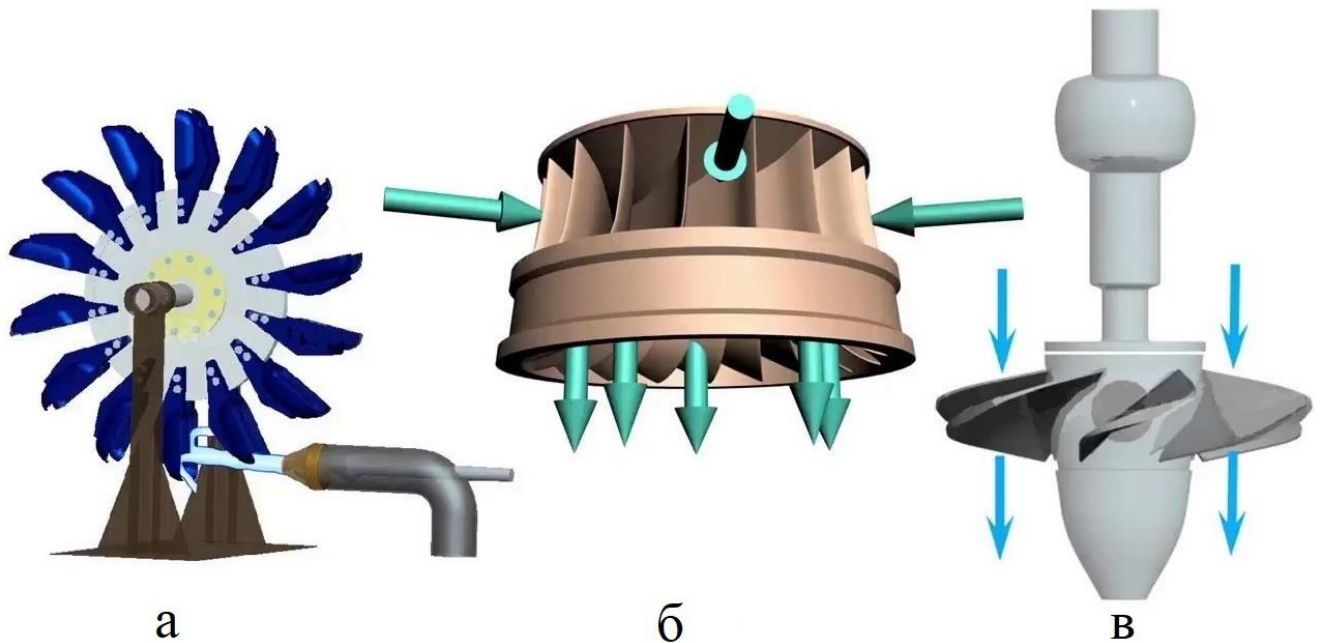


Рисунок 2.1 – Типи гідротурбін: а – ковшова (Pelton); б – радіально-осьова (Francis); в – поворотно-лопатева (Kaplan)

Для поворотно-лопатевої турбіни (Kaplan) теоретично можлива ситуація, коли регулятор турбіни виходить з ладу безпосередньо під час скидання навантаження (так зване порушення комбінаторної залежності), при цьому розгінна частота обертання може досягти 3-кратної номінальної частоти обертання. Проте така ситуація є вкрай малоймовірною, через це в деяких нормативних документах на гідрогенератори вказані вимоги до міцності елементів тільки для уgonу поворотно-лопатевої турбіни зі збереженням комбінаторної залежності, тобто можливість порушення комбінаторної залежності взагалі не розглядається.

Ротор гідрогенератора повинен бути розрахований на задану розгінну частоту обертання, при цьому запас міцності за середніми механічними напруженнями у всіх елементах ротора, в першу чергу в ободі, який зазвичай є найбільш механічно напруженим вузлом, має бути на рівні не менше 1,5 відносно межі плинності матеріалу. Пружна радіальна деформація ротору при цьому не

повинна досягати величини мінімально припустимого за умовами збирання гідрогенератора повітряного зазору.

Для гідрогенераторів, працюючих з поворотно-лопатевими турбінами (Kaplan) у разі розгляду двох варіантів розгінної частоти обертання запас міцності для них приймається різним: у разі збереження комбінаторної залежності турбіни запас також приймається на рівні не менше 1,5; а для режиму з порушенням комбінаторної залежності турбіни прийнятий запас знижується до 1,1 [2].

Іноді виконання умов міцності обода ротора з запасом 1,5 може призвести до суттєвого зростання радіальної ширини обода, що призводить до відповідного зростання ваги ротора. В деяких випадках для зменшення вартості будівництва машинного залу гідроелектростанції та її кранового обладнання можливе зменшення запасу міцності обода за умови погодження цього замовником обладнання. Але в будь-якому випадку запас міцності не повинен бути нижчим за 1,1 відносно межі плинності прийнятого матеріалу обода.

Перша критична частота обертання валопроводу гідрогенератора та турбіни повинна бути вище розгінної частоти обертання гідроагрегату.

Використовуються горизонтальне і вертикальне розташування валів, перше зазвичай для ковшових турбін та радіально-осьових турбін малої потужності, друге радіально-осьових турбін великої потужності та поворотно-лопатевих турбін. Також горизонтальне розташування валу характерне для капсульних гідрогенераторів, що разом з турбіною встановлюються у герметичній капсулі всередині водоводу.

Горизонтальні генератори можуть мати маховик та потребують наявності упорного підшипника для протидії будь-якій незбалансованій гідравлічній тязі. Турбіна може бути встановлена як з одного кінця, так і з обох кінців валу.

З вертикальним валом можливе кілька варіантів взаємного розташування підп'ятника та напрямних підшипників, які показані на рисунку 2.2. Зонтичні схеми (е) та (ж) з розташуванням підп'ятника та напрямного підшипника нижче ротора як правило використовуються для гідрогенераторів з низькою частотою обертання та малою потужністю, у яких відношення довжини осердя  $L$  до діаметра

розточка статора  $D$  не перевищує приблизно  $1/4$ . При дещо більших частотах обертання, більшій потужності та співвідношенні  $L/D$  до  $1/3$  використовуються схеми (г) та (д) з верхнім напрямним підшипником. Підвісні схеми (а), (б) та (в) з розташуванням під'ятника вище ротора, використовується зазвичай для більш високих співвідношень  $L/D$  і високих частот обертання [2].

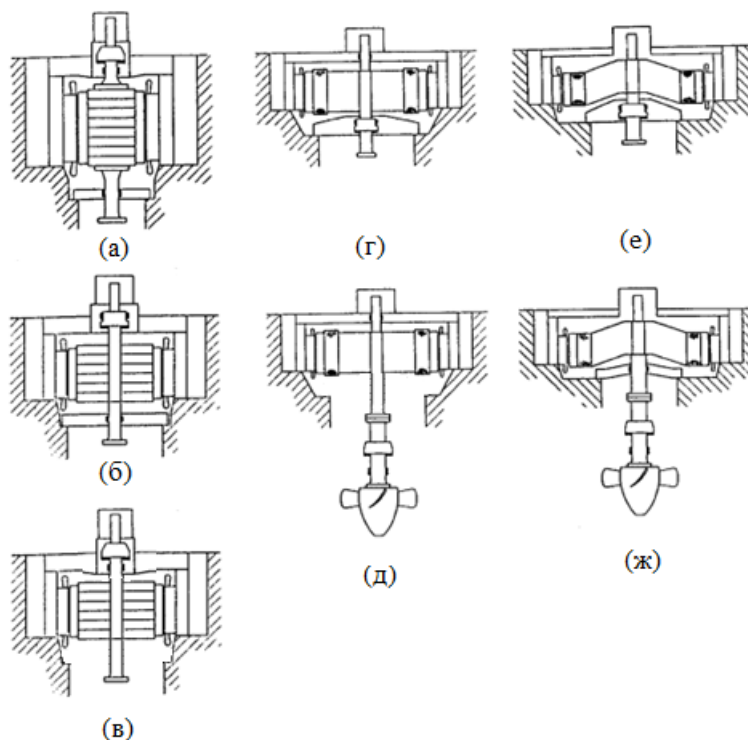


Рисунок 2.2 – Розташування під'ятника та підшипників гідрогенераторів

Проте для деяких величин потужності та частоти обертання гідрогенератора можливе використання як підвісної, так і зонтичної схеми виконання. Для вибору оптимального варіанту необхідно розглянути переваги та недоліки цих виконань.

Верхня хрестовина та корпус статора для підвісного виконання гідрогенератора повинні бути достатньо жорсткими, щоб витримувати навантаження від ваги обертових частин гідрогенератора та турбіни, а також гідравлічного осьового зусилля турбіни, що діють на під'ятник, тому вони будуть важчими та дорожчими порівняно з жорсткою нижньою хрестовиною для зонтичного виконання. Особливо помітною економія ваги та вартості стає, коли при зонтичному виконанні під'ятник опирається безпосередньо на посилену кришку турбіни, тобто коли нижня хрестовина гідрогенератора взагалі відсутня в

конструкції. Також вибір зонтичної конструкції може бути більш оптимальним з міркувань зменшення загальної висоти гідроагрегату з відповідним зниженням висоти та вартості будівництва машинного залу ГЕС.

Однак для підвісного виконання підп'ятник знаходиться у верхній частині валу з меншим діаметром, відповідно він має менші втрати. Також у такому випадку можливе використання кранового обладнання при виконанні робіт з обслуговування підп'ятника.

На рис. 2.3 представлена детальна конструкція гідрогенератора-двигуна зонтичного типу з одним напрямним підшипником (1), розміщеним у масляній ванні хрестовини (3) над ротором (9) і з опорою підп'ятника (8) на кришці насоса-турбіни. Збудження гідрогенератора-двигуна здійснюється від системи незалежного тиристорного збудження. Втулка ротора (10) з'єднана з валом насоса-турбіни за допомогою фланців. До верхньої частини втулки ротора кріпиться вал-надставка, на якому розміщуються втулка направляючого підшипника та контактні кільця. Статор (6) встановлюється на фундамент усередині шахти гідрогенератора-двигуна та кріпиться до фундаменту за допомогою анкерних шпильок (7). На верхню полицю корпусу статора спирається хрестовина з розпірними домкратами (4). Рифлене перекриття хрестовини розташоване на одному рівні із підлогою машинного залу. У центральній частині над хрестовиною встановлено підставку (ковпак) (2), всередині якої кріпиться траверса контактних кілець. Перекриття шахти насоса-турбіни, що встановлюється на балках під ротором гідрогенератора-двигуна, є майданчиком для обслуговування підп'ятника та гальм. Вентиляція гідрогенератора-двигуна здійснюється за замкненим циклом з частковим відбором гарячого повітря для обігріву машинного залу. Охолоджувачі повітря (5) розташовані навколо корпусу статора гідрогенератора-двигуна. Зони холодного і гарячого повітря розділені верхнім і нижнім щитами повітря. Напрямок обертання гідрогенератора-двигуна у генераторному режимі – за годинниковою стрілкою, у режимі двигуна – проти годинникової стрілки (якщо дивитися зверху).

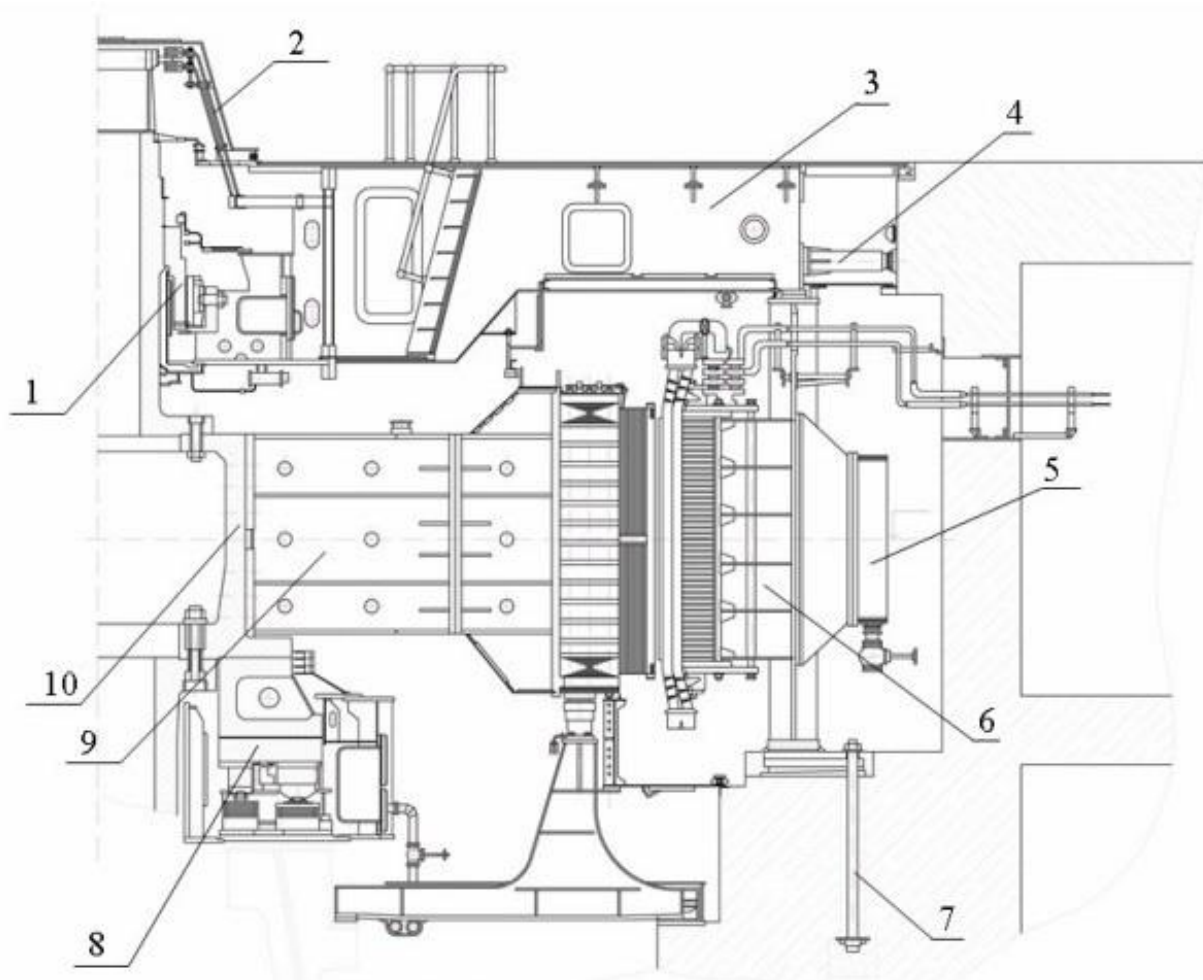


Рисунок 2.3 – Загальна конструкція гідрогенератора-двигуна: 1 – напрямний підшипник; 2 – ковпак; 3 – хрестовина; 4 – розпирний домкрат; 5 – охолоджувачі повітря; 6 – статор; 7 – анкерні шпильки; 8 – упорний підшипник; 9 – ротор; 10 – втулка ротора

## 2.2 Конструкція роторів великих гідроагрегатів

Ротор є найскладнішим конструктивним вузлом гідрогенератора, а його вага може сягати 50% від загальної ваги генератора. Ротор складається з наступних основних деталей: валу, остова з втулкою, обода та полюсів, що закріпленні на ободі (див. рис. 2.4).

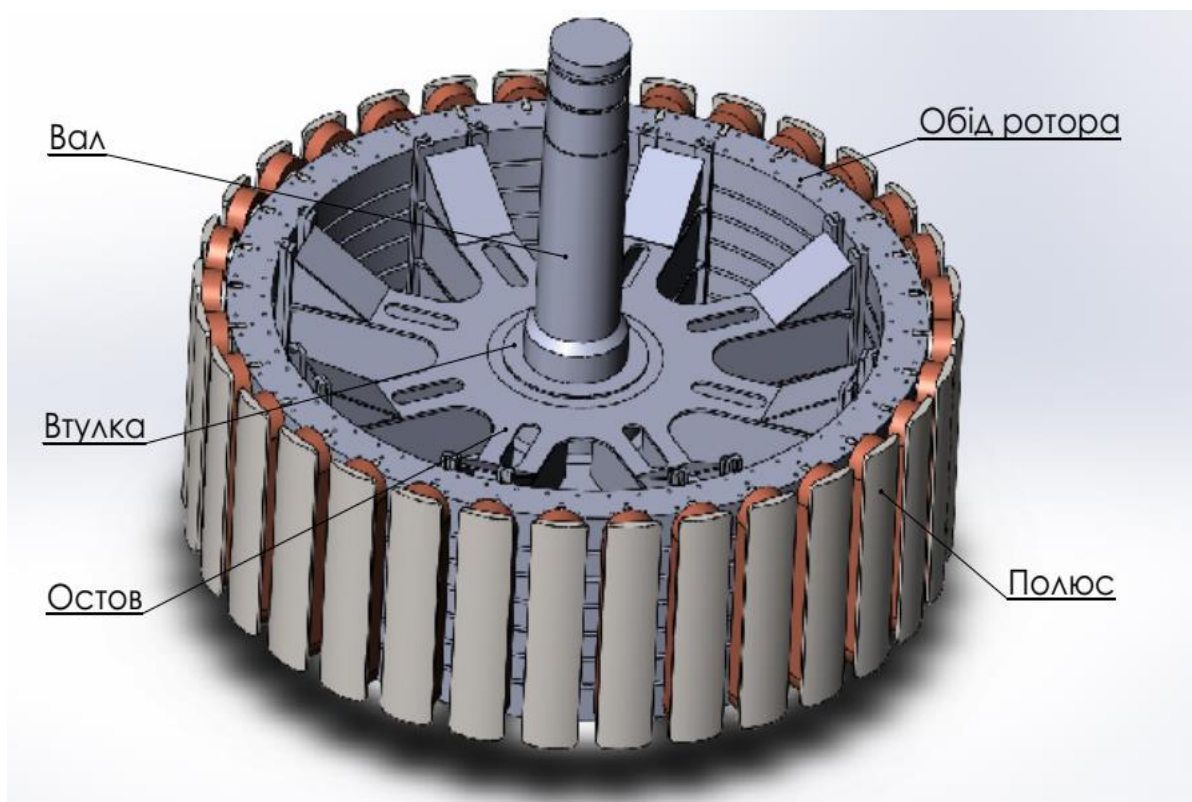


Рисунок 2.4 – Конструкція ротора гідрогенератора

### 2.2.1 Конструкція остова ротора

Основна відмінність роторів гідрогенераторів – це конструкція остова ротора. В залежності від зовнішнього діаметра ротора існують два основних види остова ротора: дискові та спицеві.

Дискові остови ротора, як правило, застосовують в гідрогенераторах невеликого розміру, із зовнішнім діаметром ротора до 4 метрів та номінальною швидкістю більше 600 об/хв. Зазвичай, допустимий діаметр самого остову ротора обмежений габаритами листового прокату. Дискові остови складаються з дисків товщиною до 150 мм, що насадженні на вал та стиснуті наскрізними болтами з прикрученими втулками. Дискові остови роторів мають надійнішу конструкцію і добре сприймають крутний момент (див. рис. 2.5).

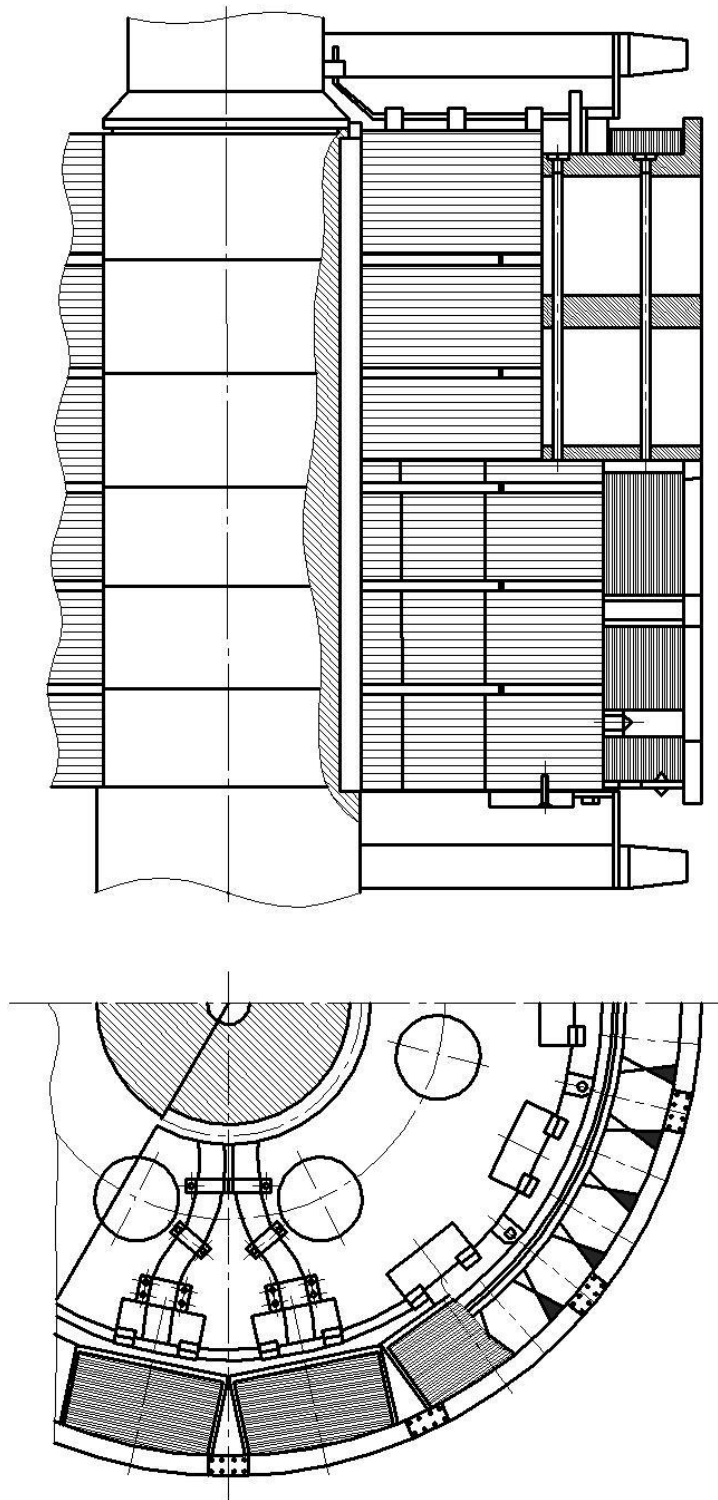


Рисунок 2.5 – Ротор з дисковим остовом

Для тихохідних генераторів великої потужності доцільно збільшувати діаметр ротора до межі, що обмежується його механічною міцністю при угонній частоті обертання. Зі збільшенням діаметра ротора досягається найкраще охолодження генератора та зниження ваги обода при заданому маховому моменті

гідроагрегату. Максимальний діаметр ротора приймається з умови, щоб величина деформації обода при угонній частоті обертання не перевищувала допустимих відхилень повітряного зазору між полюсами ротора і обмоткою статора.

Однак, ротори з зовнішнім діаметром більше 4 метрів унеможливають транспортування його в зібраному вигляді. Тому для середніх та великих гідрогенераторів використовують спицеві роз'ємні остови (див. рис. 2.6), які представляють собою зварену зіркоподібну конструкцію. Спицеві остови конструктивно складніші, оскільки болтове з'єднання кожної спиці має бути розраховане на передачу відповідної частини крутного моменту.

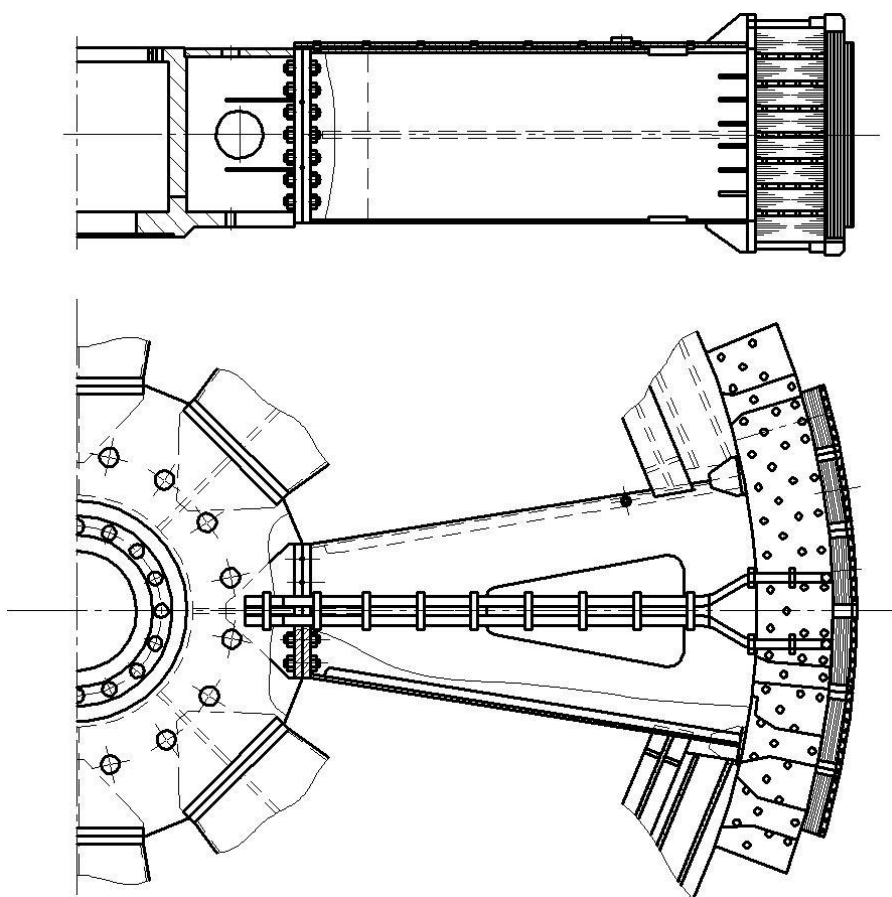


Рисунок 2.6 – Ротор із спицевим роз'ємним остовом

Спицевий остов складається з насадженої на вал втулки та спиць, які кріпляться до втулки за допомогою стикових плит, стяжних шпильок і штифтів. Для великих гідроагрегатів з метою зменшення маси застосовують варіант, коли



втулка ротора заміняє частину валу гідроагрегату. Центральна частина (втулка) – зварена (або лита в зонтичних генераторах) і є одночасно втулкою підп'ятника. Форма її визначається технологією виробництва: деякі виробники обробляють зварювальну центральну втулку і сполучають з нею стикові плити спиць на карусельному верстаті. В цьому випадку втулки мають циліндричну форму, інші виконують її у вигляді багатогранника, обробляючи стикові поверхні на фрезерній колоні. На кінцях спиці по верхніх і нижніх полицях зв'язуються між собою легкими балками, що фіксують правильність положення спиць по торцях.

Спиці сполучаються з ободом за допомогою клинових елементів (див. рис. 2.7). Подібні клинові елементи також використовуються для кріплення полюсів на ободі.

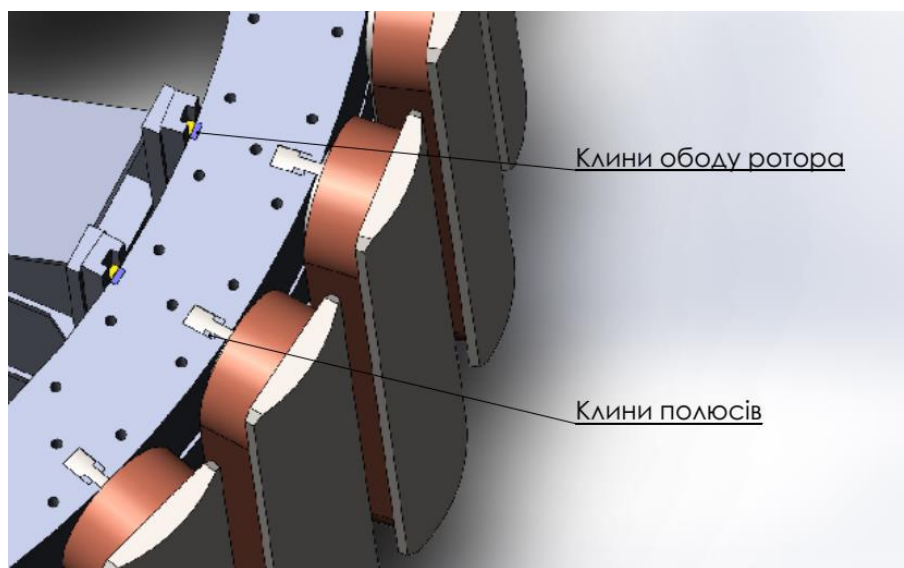


Рисунок 2.7 – Розташування клинових елементів ротора гідрогенератора

### 2.2.2 Обід ротора

Як правило, ротор гідрогенератора має шихтований обід, що збирається на калібрах та шпильках з окремих сегментів, штампованих з листової сталі товщиною 3 - 4 мм. Обід є найбільш напруженим у механічному відношенні вузлом ротора. Міцність обода визначає вибір кругової швидкості та, як наслідок, габаритів ротора.

З урахуванням того, що обід використовується також як вентилятор, виникає необхідність у правильному виборі довжини сегмента, визначаючи цим розміри численних зазорів між їх бічними сторонами. Половина цих зазорів, розташовуючись між полюсами, служить каналами для проходу охолоджуючого повітря і відіграє істотну роль в системі вентиляції гідрогенератора [3, 4].

Для проходу повітря в ободі передбачається кілька вентиляційних каналів, що утворюються дистанційними розпірками. Зверху на спицях обід замикається замками для запобігання зміщення вгору відносно остова при підйомі на гальмах-домкратах.

До нижньої, торцевої частини ротора кріпиться гальмівне кільце, що складається з окремих сегментів. У гідрогенераторів великого діаметра гальмівне кільце укріплено безпосередньо на ободі його стяжними шпильками.

### 2.2.3 Полюси ротора

Полюс складається з осердя, котушки обмотки збудження, ізоляції та демпферної обмотки (див. рис. 2.8). Частина осердя, що спрямована до статора, називається «башмаком». Його форма та розміри визначаються з одного боку – умовами отримання поля збудження синусоїдальної форми, з іншого – розміщенням демпферної обмотки та механічною міцністю краю полюса.

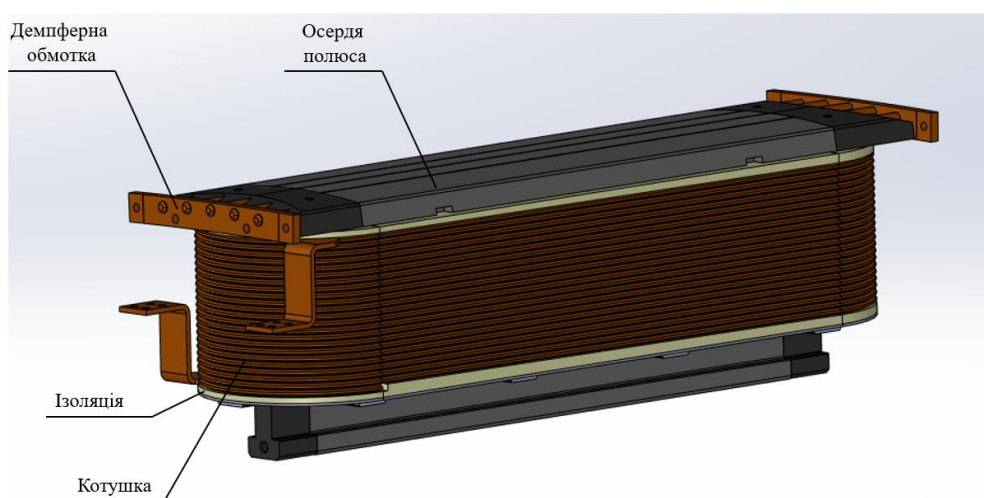


Рисунок 2.8 – Конструкція полюса ротора

Осердя має один або два хвости, зазвичай Г - образної форми, якими полюс кріпиться до обода. Осердя, як правило, виконується шихтованим з тонких листів сталі з масивними щоками по торцях і стягується довгими шпильками.

Обмотка збудження складається з полюсних котушок, з'єднаних послідовно. З'єднання верхнього витка котушки з верхнім та нижнього з нижнім сусідніх котушок забезпечує почергову зміну полярності.

Майже всі гідрогенератори виконуються з поздовжньо-поперечною демпферною обмоткою, розміщеною в пазах полюсних наконечників. Поздовжню частину складають мідні стрижні, закладені в отвори осердя полюса. Мідні демпферні стрижні, як правило, неізолювані, досить щільно встановлені в напівзакритих осьових пазах на поверхні полюса. Масивні мідні полюси-сегменти по торцях полюса коротко замикають стрижні і разом з еластичними міжполюсними перемичками утворюють по торцях полюсів два замкнутих кільця.

Демпферна обмотка послаблює поле зворотної послідовності при несиметричному навантаженні та знижує амплітуду коливань ротора, що виникають у деяких випадках при паралельній роботі генератора.

### **2.3 Технологія кріплення спиць до валу**

Як зазначалося вище, остови роторів потужних гідрогенераторів представляють собою спицеву роз'ємну конструкцію, що складаються з втулки та спиць. В залежності від маси ротора, можна виділити два основних конструктивних види спицевих остовів:

1) з втулкою, що насаджена на вал – кріплення спиць здійснюється до центральних кілець на втулці;

2) «безвалові» ротори – кріплення спиць здійснюється безпосередньо до центральної частини остова через стикові плити.

#### **2.3.1 Кріплення спиць до кілець втулки**

На рис. 2.9 центральну частину остова ротора утворює втулка, що насаджується на вал. У великих гідрогенераторах втулка є великогабаритною

деталлю з масою, що досягає декількох десятків тонн. Її виготовляють цільною відливкою з припуском на подальшу механічну обробку.

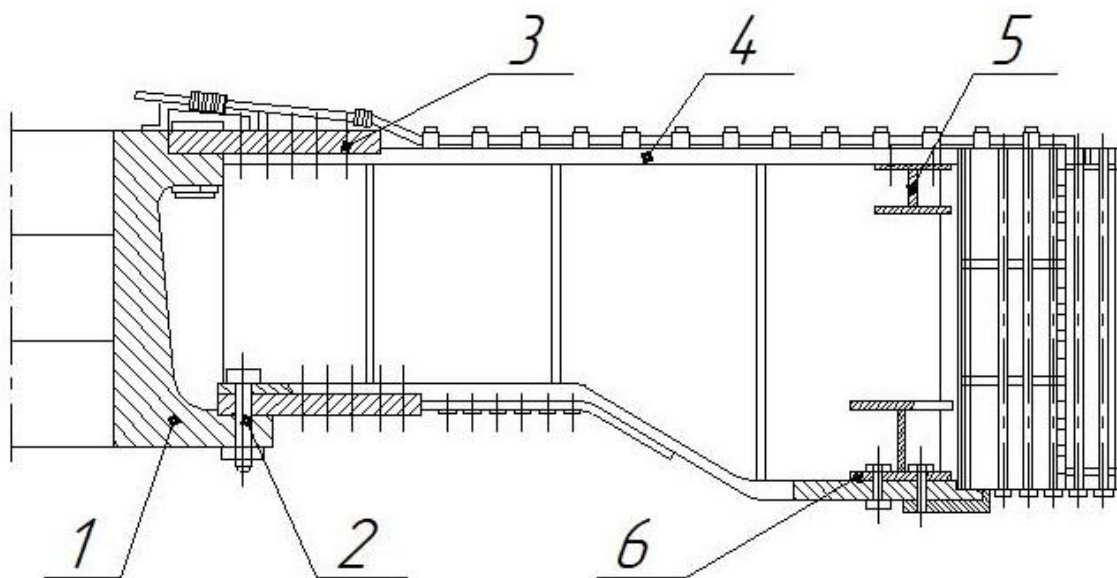


Рисунок 2.9 – Спицевий остов ротора: 1 – втулка; 2,3 – конічні шпильки;  
4 – спиця ротора; 5, 6 – балка жорсткості

До кільцевих фланців втулки за допомогою конічних шпильок кріплять центральні диски, виготовлені з товстолистової вуглецевої сталі. До дисків прикріплюють спиці ротора конусними шпильками такої ж конусності. Спиці остова ротора виконують зварними з товстолистової вуглецевої сталі (див. рис. 2.10). До верхньої і нижньої полиць спиці приварюють дві накладки, що сполучаються з верхнім і нижнім дисками ротора. До зовнішнього кінця спиці приварюють клиновий брус, оброблена вертикальна поверхня якого має бути перпендикулярна опорним поверхням накладок та полиць спиць.

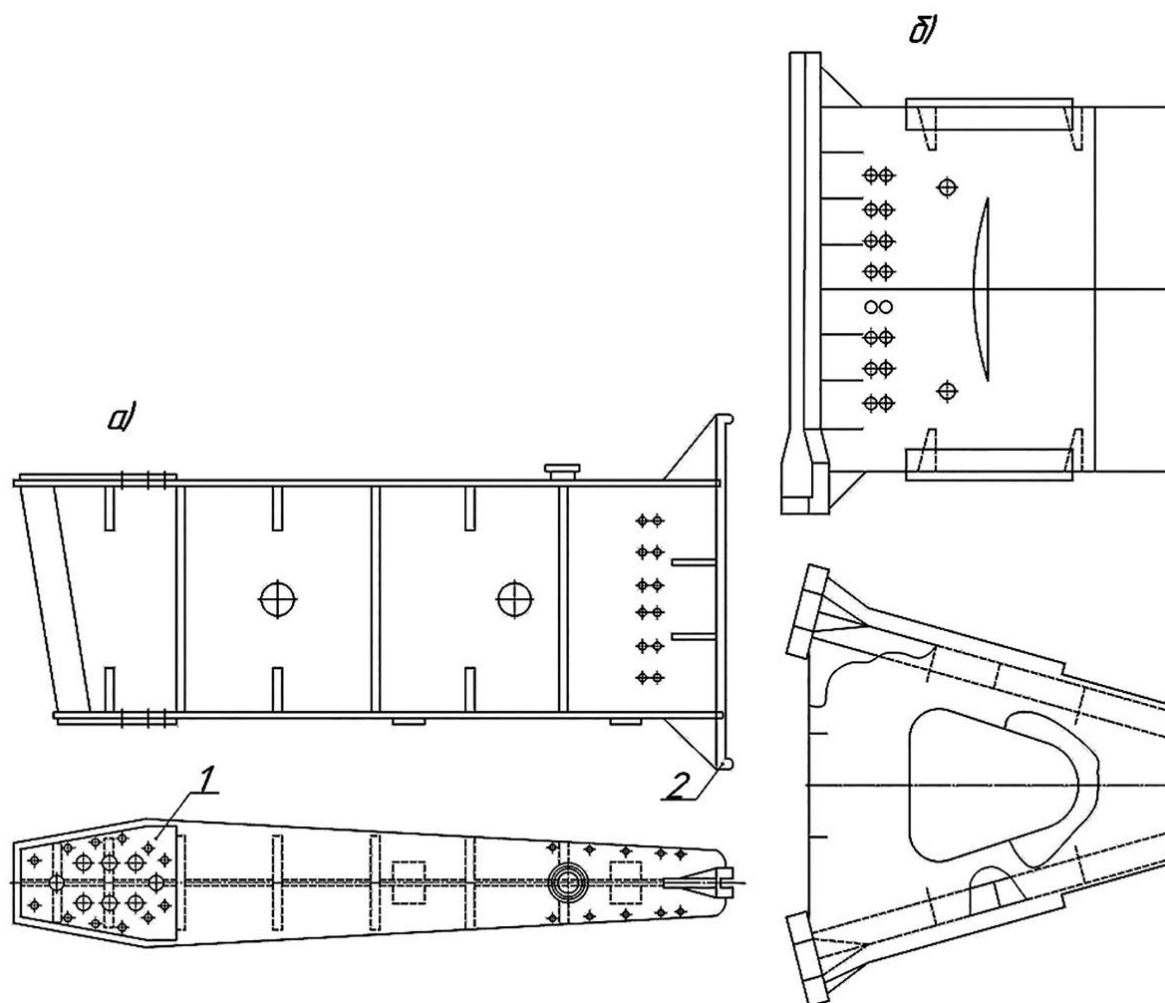


Рисунок 2.10 – Форми спиць ротора: а) двотаврового перерізу: 1 – накладка, 2 – клинова смуга; б) коробчастого перерізу

Нижня частина клинового бруса закінчується буртиком (зубом), що має горизонтальну опорну поверхню, на яку спирається нижній кільцевий шар сегментів обода ротора. У верхній частині клинового бруса є горизонтальний паз, який закладають шпонку, що запобігає ковзанню обода ротора відносно остова при його підйомі на гальмах-домкратах.

У генераторах невеликої потужності спиці ротора виконують з прокату двотаврового перерізу (див. рис. 2.10, а). У роторах великих гідрогенераторів між спицями поблизу обода можуть бути встановлені додаткові балки, що збільшують жорсткість конструкції.

### 2.3.2 Кріплення спиць безпосередньо до центральної частини остова

В генераторах великої потужності кріплення спиці до втулки реалізується шляхом використання паралельних фланців, які виконані разом із валом. В цьому випадку втулка ротора замінює частину валу або, по іншому, їх називають «безвальні» ротори. Спиці кріплять до фланців конічними шпильками. В такій конструкції спиці сприймають тільки вертикальне зусилля від ваги обода, а з точки зору сприйняття навантажень від дії відцентрових сил остов та обід не мають взаємного впливу. В ободі відцентрові сили при угонній частоті обертання викликають тангенційні механічні напруження розтягу та приводять до деформації обода ротора (збільшення діаметра на кілька міліметрів), з утворенням радіального зазору між ободом та остовом, діаметр якого при угоні практично не змінюється.

Щоб уникнути цього, обід насаджують на остов гарячою пресовою посадкою. Обід розігрівають до температури 80...100 °С, далі розклинюють по торцях спиць масивними клинами. Натяг, отриманий при охолодженні обода, вибирають рівним такому зазору, який міг би вийти внаслідок деформації обода при обертанні ротора з угонною частотою, якщо обід розклинювати в холодному стані.

На рис. 2.11 представлена конструкція ротора з кріпленням спиць до центральної частини остова. Центральна частина остова складається з литої втулки, двох дисків, насаджених на виточення втулки, вертикальних стінок-ребер та нижнього фланця, до якого кріпиться диск підп'ятника.

Спиці мають трапецієподібну форму (див. рис. 2.10, б) та з'єднані з центральною частиною остова за допомогою стикових плит. Такі спиці добре підходять для передачі обертового моменту та моменту від ваги обода та полюсів. Конструкція остова (див. рис. 2.11) цілком зварена з листової сталі, що здешевлює її порівняно з конструкціями з масивними сталевими литими втулками.

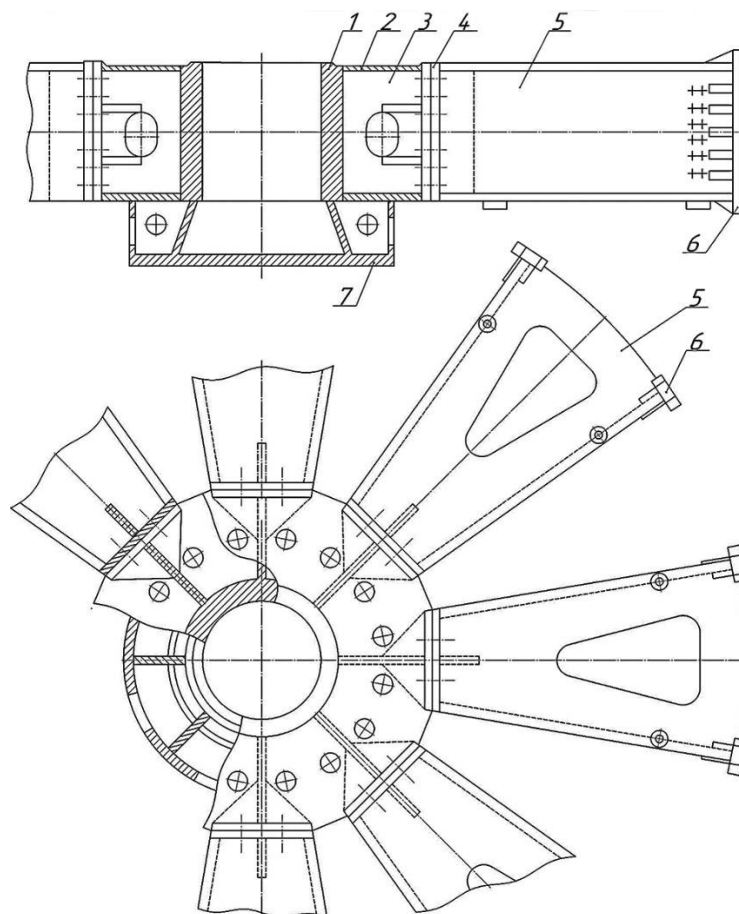


Рисунок 2.11 – Остів ротора зі спицями, що сполучаються зі звареною центральною частиною стиковими плитами: 1 – втулка; 2 – диск; 3 – ребро жорсткості; 4 – загальні плити; 5 – спиця; 6 – клиновий брус; 7 – нижній фланець

## 2.4 Технологія штампування, лазерного різання сегментів та складання обода ротора

В описаній конструкції ротора, обід гідрогенераторів виконується шихтованим та збирається з окремих сегментів. Основними методами виготовлення сегментів для обода ротора є штампування та лазерна різка. Розглянемо детальніше особливості, переваги та недоліки кожного методу.

### 2.4.1 Штампування

Штампування як технологічний процес обробки заготовок, виготовлених з металу, дозволяє отримати готові вироби плоского або об'ємного типу, що відрізняються як своєю формою, так і розмірами. Як робочий інструмент при виконанні штампування може виступати штамп, закріплений на пресі або

обладнанні іншого типу. Залежно від умов виконання штампування металу буває гаряче та холодне. Ці два види даної технології передбачають використання різного обладнання та дотримання певних технологічних норм.

При виконанні холодного штампування металевих деталей процес формування готового виробу протікає тільки за рахунок тиску, що створюється робочими елементами преса на заготовку. За рахунок того, що заготовки при штампуванні за холодною технологією попередньо не нагріваються, вони не піддаються усадці. Це дозволяє виготовляти вироби закінченого виду, які не вимагають подальшого механічного доопрацювання. До недоліків холодного листового штампування металу відноситься висока вартість обладнання, а суттєва економічна вигода даного процесу можлива лише у серійному виробництві.

У минулому столітті допускалося виготовлення листів обода ротора зі сталі Ст3 (межа плинності  $\sigma_T=255$  МПа) [5], а згодом почали переходити на високолеговані сталі марки 10ХСНД, що мають поліпшені механічні властивості (межа плинності  $\sigma_T=390$  МПа) [6]. У сучасній практиці також використовуються термомеханічно зміцнений прокат за стандартом EN 10149-2 з межею плинності до 960 МПа [7], проте у такому випадку використання штампування може бути ускладненим через надвисокі зусилля вирубки заготовок внаслідок високої міцності матеріалу.

Внаслідок холодної пластичної деформації спотворюється кристалічна структура металу; зерна, з яких він складається, витягуються в одному напрямку; зростає міцність та знижується пластичність.

Це пов'язано з напруженнями, які виникають у листовому прокаті при штампуванні та розподіляються нерівномірно. При певному згинальному моменті, який виникає в штампі преса, частина металу, що відокремлюється, злегка згинається і набуває опуклу форму. Вигин заготовки, поворот її перерізів у просторі викликає відхилення центральної частини від торця штампу. Це призводить до нерівномірного розподілу нормальних напружень на контактній поверхні, що, у свою чергу, викликає нерівномірний розподіл радіальних напружень за товщиною заготовки і в шарах металу, паралельних її площині (див. рис. 2.12) [8].



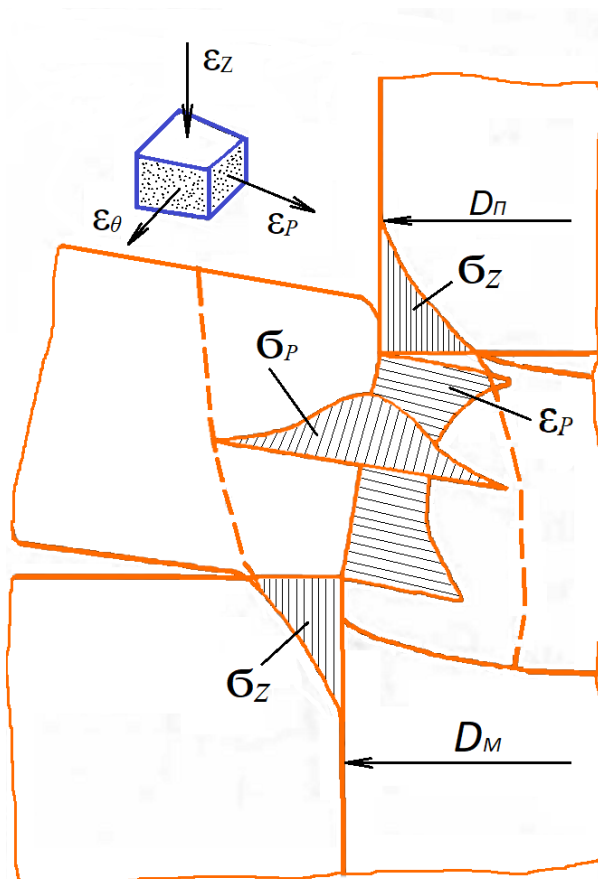


Рисунок 2.12 – Епюри напружень та деформацій при штампуванні

Це явище називається наклепування. Деформувати наклепаний метал важче, потрібні більші зусилля та потужніше обладнання. Тому холодна пластична деформація застосовується рідше, тільки для пластичних металів або заготовок малого перерізу (листи, дріт) [9].

Зважаючи на те, що виробництво гідрогенераторів відноситься до одиничного або малосерійного, використання холодної штамповки для виробництва обода ротора є економічно недоцільним, а значна деформація металу призводить до великих технологічних допусків, що є неприпустимим для надійної роботи агрегату.

#### 2.4.2 Лазерне різання

Лазерне різання металу – найбільш прогресивний процес обробки металів. Воно дозволяє створювати високоякісні елементи з таких металів та сплавів, як

латунь, мідь, легована, інструментальна та нержавіюча сталі, титан, алюмінієві сплави та ін.

Лазер досить широко застосовується у різних галузях промисловості. На сьогоднішній день завдяки високій точності та складноконтурному розкрою він є найкращою альтернативою механічній обробці металів. Лазерне різання також здатне скоротити час виробничого процесу та забезпечити високу точність різання, без нагрівання виробу та збереження механічних властивостей матеріалів. Сьогодні компанії, які займаються лазерною різкою металу використовують два типи лазерів:

- твердотільні (YAG-лазери), потужність яких зазвичай не перевищує 1-6 кВт, а довжина хвилі – 1 мкм;
- газові (CO<sup>2</sup>-лазери) з потужністю 50-15000 Вт, активним середовищем яких є гелій, аргон, азот, а також вуглекислий газ.

Більшість сталей вважаються ідеальним матеріалом для лазерного різання. Такі високоміцні метали, як AISI-SAE 4130 (хромомолібденова сталь) і 4340 (хромонікелевомолібденова сталь), показують виняткову точність лазерного різання з мінімальною шорсткістю поверхні.

Технологічні переваги лазерного різання:

- виготовлена деталь набуває ідеальної лінії зрізу, яка не потребує додаткової обробки;
- внаслідок оптимізації розкрою листа металу значно скорочується кількість відходів;
- можливість працювати з найбільш крихкими та тонкими матеріалами;
- збільшення продуктивності завдяки роботі на максимальній швидкості лазерного розкрою.

Однак використання методу лазерного різання має недоліки, пов'язані з габаритами виробів. Наразі немає лазерів, що здатні обробляти товстостінні метали, а максимальний розмір заготовочного листа не повинен перевищувати 3000x1500 мм.

Відповідно до сучасних вимог щодо міцності і надійності гідроагрегатів технологія виготовлення сегментів обода роторів за допомогою лазерного різання є найбільш ефективною.

## **2.5 Технологія виготовлення полюсів ротора**

Виготовляють осердя полюсів двох типів: масивними кованими з подальшою механічною обробкою або зібраними з окремих листів (шихтованими). У гідрогенераторах в основному застосовують шихтовані осердя полюсів. Листи осердя полюса одержують холодним штампуванням із низьковуглецевої або електромагнітної сталі товщиною 1 або 1,5 мм. Штамповані листи полюса збирають на стяжні шпильки в осердя. По торцях осердя встановлюють масивні сталеві ковані щоки спеціального профілю. Гайки стяжних шпильок утоплюють у передбачені в щоці виїмки. Зібране осердя полюса для надання йому монолітності опресовують тиском, що досягає 10 МПа, підтягують гайки стяжних шпильок і приварюють до щоки. Після зняття тиску преса між листами осердя залишається тиск близько 1,5...2 МПа. Після опресовування осердя, як правило, відбувається зміщення листів один відносно одного. З'являється ребристість поверхні, а отвори для демпферної обмотки зменшуються. Це усувають механічною обробкою з розсвердленням отворів. Після розсвердлювання отворів в осердя забивають демпферні стрижні, встановлюють короткозамикаючі демпферні полоси і паяють їх мідно-фосфористим або срібним припоєм.

При встановленні полюса з Т-подібним хвостом на роторі його хвіст входить у відповідний паз обода ротора і розклинається двома парами зустрічних клинів прямокутного перерізу, виготовлених із шпонкової сталі, які мають ухил стичних поверхонь 1:200 або 1:100.

Знизу до обода ротора приварюють пластинки, що закривають паз та виконують функцію упору для полюса і запобігають випаданню клину. У клину, що виймається вгору, залишається виступаючий край над ободом для захоплення його при знятті полюса ротора.

Котушки, як правило, виконуються з плоскої шинної міді, що намотується на ребро. Залежно від ширини осердя і форми котушки мають по торцях осердя однорадіусне, дворадіусне або прямокутне виконання. Для зниження нагріву обмотки збудження має бути збільшена поверхня охолодження котушок. Ізоляція між витками складається з двох шарів тканого скла, з термореактивною смолою. Після ущільнення котушки шляхом запікання під тиском міжвиткова ізоляція має товщину приблизно 0,3 мм.

Котушка обмотки збудження ізолюється від осердя полюса та від обода ротора. Ізоляція навколо осердя має вигляд твердоспресованої гільзи зі скляної тканини та додаткового паперу на лаці. Така гільза має велику механічну міцність і нагрівостійкість.

Торці котушок ізолюються від обода з одного боку та від башмаку і щік з іншого боку склотекстолітовими шайбами, що одягаються на осердя. Витки котушки ізолюються прокладками з паперу на лаці, що наклеюється на обидві сторони міді за допомогою лаку. Ізольовані котушки пресуються в нагрітому стані, лак твердне і котушки набувають монолітності. Міжполюсні з'єднання котушок збудження закріплюють на ободі ротора, що забезпечує міцність і гнучкість з'єднання.

Завдяки встановленню міжполюсних з'єднань забезпечується об'єднання демпферних обмоток у загальну повну клітку.

У великих машинах відцентрова сила та втомні напруження можуть призвести до великих механічних навантажень на міжполюсні з'єднання. В таких випадках можливе використання конструкції з припаюванням шин до кількох товстих мідних пластин поруч із кінцевими затискачами полюсів. Вони забезпечують задовільний контакт з ободом, який замикає ланцюг між полюсами.

Відцентрова сила на сторонах котушки має складову, яка прагне зігнути витки, тобто відігнути їх по краю від полюса. Щоб протистояти цьому, в деяких конструкціях котушки утримуються затискачами, які закріплені на самому осерді полюса; дві частини кожного затискача стягуються разом після встановлення котушки та її ізоляції [10, 11].

## 2.6 Монтаж ротора гідрогенератора на станції

### 2.6.1 Підготовчі роботи

Перед початком монтажу ротора гідрогенератора проводяться наступні підготовчі роботи:

- ознайомлення з креслениками обладнання та технологічних пристосувань, з інструкцією з монтажу обладнання для уточнення порядку монтажу, визначення габаритів та ваги елементів обладнання;

- перевірка монтажних майданчиків, у тому числі їх габаритів для можливості розміщення на них зібраних вузлів та їх наступного перенесення до місця постійної установки.

- перевірка наявності необхідного монтажного та вантажопідйомного обладнання, інструменту, матеріалів, та ін.;

- перевірка наявності електроживлення, у тому числі джерела постійного струму для сушіння обмотки ротора, а також джерела змінного струму великої потужності для виконання робіт, що потребують нагрівання елементів ротора (насадка втулки ротора на вал, розклинування обода ротора).

- підготовка засобів для забезпечення в процесі монтажу захисту обладнання від пилу та забезпечення температури не нижче ніж  $+5^{\circ}\text{C}$ .

Іноді монтажу ротора мають також передувати роботи з встановлення і бетонування на монтажному майданчику закладних плит, що використовуються в процесі монтажу.

### 2.6.2 Насадження втулки ротора на вал

Втулка ротора зазвичай є складовою частиною роторів потужних гідрогенераторів з порівняно низькою частотою обертання. В тих випадках, коли втулка та вал відвантажуються з заводу окремо, передбачається операція насадження на вал втулки у гарячому стані.

Фіксація втулки від осьового і обертального зміщення відносно валу здійснюється за допомогою відповідних шпонок, проте іноді фіксація втулки від

обертального руху забезпечується за рахунок натягу від гарячої посадки втулки на вал без використання повздовжньої шпонки.

Вал генератора встановлюється у вертикальне положення (зазвичай нижній кінець валу розташований у ямі для зменшення загальної висоти та зручності виконання робіт) та кріпиться до фундаменту спеціальними технологічними пристосуваннями. Вертикальне положення регулюється шляхом встановлення відповідних підкладок та перевіряється за допомогою рівня.

Втулка ротора розміщується поруч з валом на металевих тумбах, навколо втулки споруджується спеціальний намет для нагріву. Виконується нагрів втулки до температури, вказаної в технічній документації, індукційним методом за допомогою намагнічуючої обмотки.

Нагріта до заданої температури втулка звільняється від обмотки та, після контрольної перевірки посадкових місць, краном насаджується на вал. При цьому проводиться контроль положення втулки відносно шпонок та посадкового місця на валу. Запірне кільце встановлюється після остаточного охолодження втулки.

### 2.6.3 Збирання остова ротора

Остов ротора збирається на валу гідрогенератора з насадженою на нього втулкою ротора або безпосередньо на втулці ротора при «безвальній» конструкції ротора. В деяких випадках збирання остова може виконуватися на тимчасовій технологічній втулці з наступним закріпленням остову до валу генератора безпосередньо в кратері гідроагрегату. Збирання остова як правило виконується на спеціальному технологічному стенді, що постачається разом з елементами ротора.

Установка спиць остова ротора виконується за допомогою крану, при цьому зовнішні кінці спиць опираються на регульовані за висотою технологічні опори, що забезпечує однакове висотне положення всіх спиць і полегшує процес затягування болтів. Щоб уникнути перекосів, що можуть викликатися нерівномірністю навантаження на центральну втулку, спиці рекомендується встановлювати по черзі з протилежних сторін.

Кріплення спиць до втулки ротора, залежно від конструкції, виконується радіально або вертикально спрямованими болтами і циліндричними штифтами, встановленими на роз'ємах цих елементів. Болти затягуються до щільного сполучення площин за допомогою динамометричного ключа з метою обмеження механічних напружень. Щільним вважається таке сполучення елементів, коли в роз'єм не проходить щуп завтовшки 0,1 мм, при цьому допускаються тільки місцеві нещільності не більше 10 % ширини з'єднання.

Після закріплення спиць та встановлення між ними розпирних балок виконується перевірка правильності розташування спиць, а саме радіусів від осі остова до зовнішньої поверхні клинної полоси, тангенціальних відстаней між пазами в клинових полосах сусідніх спиць, висотні позначки опорних зубів спиць. Перевірка радіусів виконується за допомогою спеціальної технологічної стріли. При відхиленнях від вимог технічної документації виконуються роботи з виправлення остова ротора.

#### 2.6.4 Збирання та опресування шихтованого обода ротора

Складання та опресування сталі обода ротора зазвичай виконується на технологічному стенді, що використовувався для збирання остова.

Поверхні сегментів обода ротора перед встановленням треба ретельно очистити від антикорозійних покриттів, іржі та задирок, якщо вони залишилися після виготовлення.

Складання обода починається з установки гальмівних сегментів, які розташовуються горизонтально та концентрично на відповідних регульованих підставках.

Після перевірки положення гальмівних сегментів розпочинається вкладання сегментів обода ротора. При укладанні першого шару сегментів потрібно простежити за збіжністю розташування пазів в сегментах та остові ротора. Вкладання сегментів виконується пошарово з виконанням вимог кресленника щодо зміщення сусідніх шарів сегментів в тангенціальному напрямку, що має велике значення для забезпечення механічної міцності обода. Вкладання виконується на

технологічних оправках, що встановлюються у отвори на вже встановлених сегментах та забезпечують збіжність отворів під шпильки та пазу на усіх шарах встановлених сегментів.

В процесі вкладання сегментів необхідно контролювати тип використаних сегментів, бо в різних місцях за висотою обода можуть використовуватись сегменти різних типів (наприклад сегменти з додатковими пазами під встановлення пружин для притискання катушок полюсів або сегменти з вентиляційними розпірками).

Періодично в процесі збирання обода виконується його опресовування за допомогою технологічних шпильок відповідної висоти. Зазвичай опресовування виконується в залежності від розташування вентиляційних каналів в ободі через кожні 500...600 мм висоти. Кожен опресований пакет при цьому перед складання листів наступного пакета фіксується в спресованому стані спеціальними планками, привареними зовні і зсередини обода. Після закінчення складання обода фіксуючі планки видаляються, а місця їх приварювання – шліфуються.

Існує також технологія опресовування осердя за допомогою гідродомкратів, що дозволяє збільшити висоту пакетів при опресовуванні або ж взагалі обійтись без проміжних опресовувань та зробити тільки остаточне опресовування повністю зібраного обода ротора. Проте через збільшення вартості технологічного обладнання така технологія використовується лише на ГЕС з великою кількістю однотипних гідрогенераторів.

Після остаточної стяжки обода ротора за допомогою тимчасових шпильок або гідродомкратів виконується калібрування отворів під встановлення постійних шпильок. Калібрування виконують спеціальними прошивками (дорнами), яким передається ударне навантаження від пневматичного обладнання або зусилля від крану машинного залу. Після закінчення калібрування отворів в них встановлюються конструктивні шпильки, для їх встановлення використовуються пневмомолотки та спеціальні технологічні оправки.

Затягування постійних шпильок виконується за допомогою динамометричного ключа з метою рівномірності створюваних у них напружень.



Після остаточного затягування гайки стяжних шпильок фіксуються відносно обода та шпильок за допомогою зварювання.

Після затягування встановлених конструктивних шпильок процес калібрування, встановлення та затягування шпильок повторюється на отворах, які були зайняті технологічними стяжними шпильками.

Також на зібраному ободі виконується калібрування пазів під клини кріплення обода до спиць і під хвостовики полюсів.

Остаточним етапом збирання обода ротора є його розклинування на остові за допомогою зустрічних клинів, що встановлюються у співпадаючі пази обода та клинових полос остова. Заклинування виконується після нагрівання обода ротора, завдяки чому той розширюється з утворенням додаткових радіальних зазорів між ним і остовом. Після остигання вже заклиненого обода ротора в місцях заклинювання виникає натяг, який буде забезпечувати надійну роботу цього вузла. Більш докладно процес розклинування описаний нижче за текстом у розділі 2.8.

#### 2.6.5 Навішування полюсів

Перед встановленням полюсів на обід ротора виконується перевірка відсутності виступаючих сегментів обода на зовнішньому контурі. У разі необхідності знайдені нерівності прибираються шліфувальними машинками.

В пазах обода під хвостовики полюсів на однаковій висоті приварюються упори, на зовнішньому контурі обода в передбачених місцях встановлюються пружини.

Перед навішуванням проводиться огляд полюсів ротора, вимірювання опору ізоляції та високовольтні випробування, за необхідності виконується усунення дефектів та сушіння полюсів. Також кожен з полюсів зважують з наступним розподілом полюсів з приблизно однаковою масою діаметрально протилежно на ободі для полегшення балансування ротору.

Полюси кантуються та піднімаються за допомогою спеціальних технологічних пристосувань та крану машинного залу ГЕС. Для запобігання

зачіпання полюса за пружину за між ним та ободом встановлюються прокладки з тонколистової сталі, які висмикуються після встановлення полюса.

Після встановлення полюса на упор обода виконується перевірка висотного положення полюса. За необхідності виконується коригування висотного положення за рахунок приварювання додаткових прокладок на упори або переварювання цих упорів в нове положення.

Встановлений полюс остаточно розклинюють в пазах зустрічними парними клинами за допомогою кувалди або пневмомолотка. Виступаючі кінці клинів обрізуються та зачищаються згідно з вимогами технічної документації.

Після остаточного розклинювання полюсів за допомогою стріли перевіряється концентричність ротора.

Виконується встановлення міжполюсних з'єднань обмотки збудження та демпферної обмотки за допомогою пайки або болтового з'єднання. Якщо це передбачене конструкцією, то встановлюються додаткові кріплення міжполюсних з'єднань до обода ротора.

## **2.7 Послаблення натягу заклинювання обода, відхилення форми ротора від номінальної, причини та наслідки**

Під час збирання на монтажному майданчику ГЕС ідеальну циліндричну форму ротора отримати майже неможливо. Через великі розміри деталей та вузлів ротора, що збираються разом, навіть незначні неточності їх виготовлення неминуче призводять до відхилення форми ротора від циліндричної.

Також, в процесі експлуатації гідрогенератора, ротор знаходиться під впливом багатьох факторів. На елементи ротора діють відцентрові зусилля при обертанні ротора (особливо у разі раптових скидань навантаження гідрогенератора, що супроводжується підвищенням частоти обертання ротора до так званої розгінної частоти обертання), зусилля від сили тяжіння, термічні деформації внаслідок нагрівання активних частин, магнітні зусилля через вплив

електромагнітного поля. Всі ці чинники призводять до ослаблення натягу посадки обода ротора та змінення первинної форми ротора.

Особливо великий вплив на натяг та форму ротора ці фактори мають у початковий період експлуатації, коли відбувається сумісне припрацювання вузлів, вибираються всі монтажні зазори. При цьому обід ротора після набуття експлуатаційних деформацій не повертається у первісний стан, а за рахунок залишкових деформацій відбувається зменшення натягу посадки обода на остов ротора. У разі нерівномірності цих залишкових деформацій вздовж кола ротора виникає викривлення його форми.

Тому зазвичай підприємства-виробники гідрогенераторів рекомендують виконувати роботи з ремонту обертових частин гідрогенератора після кількох перших років роботи, проте в силу різних причин ці рекомендації не завжди виконуються.

Наслідком послаблення натягу посадки обода на остов є так зване відділення обода від остова, коли через відцентрове розширення обода ротора при наборі частоти обертання після пуску гідрогенератора (тобто при частоті обертання, нижче за номінальну) натяг повністю щезає. Це призводить до циклічних зсувів обода по опорній поверхні зубців остова при кожному пуску та зупині гідроагрегату. Кількість таких переміщень, з урахуванням особливостей роботи гідроагрегатів, що передбачає можливість кількох пусків та зупинок на протязі доби, за весь час експлуатації гідрогенератору може сягати  $10^4 \dots 10^5$  разів. З часом такі циклічні переміщення викликають контактну фретинг-корозію опорних зубів остова ротора, що, в свою чергу, може призвести до утворення втомних тріщин на поверхні тертя зубів з наступним їх руйнуванням [12].

Таке відділення обода від остова може відбуватися також за умови збереження проектного натягу, але лише під час збільшення частоти обертання ротора вище номінальної. Проте такі режими роботи гідрогенератора зустрічаються вкрай рідко та не призводять до негативних наслідків у вигляді фретинг-корозії. Для безпечної експлуатації гідрогенераторів вважається

достатнім, щоб частота обертання, за якої стається відділення обода від остова, була як мінімум на 25% вищою за номінальну частоту обертання ротора.

Що стосується викривлення форми ротора, то наслідком цього може бути порушення балансування ротора та поява неврівноваженого магнітного зусилля між ротором і статором, що буде обертатися з розрахунковою частотою обертання ротора. Як порушення балансування, так і поява неврівноваженого магнітного зусилля призводить до підвищення вібрації опорних вузлів гідрогенератора [13-15]. Така підвищена вібрація в свою чергу може викликати порушення в роботі напрямних підшипників гідроагрегату.

Також значні порушення форми ротора можуть вплинути на форму електромагнітного поля в магнітній системі гідрогенератора, що призведе до погіршення якості електроенергії, що виробляється, через появу вищих гармонічних складових і відхилення вихідної напруги гідрогенератора від синусоїдальної форми [14-17].

Вимірювання фактичної форми ротора проводиться одночасно з вимірюванням форми статора на зібраному гідрогенераторі шляхом замірів повітряних зазорів між полюсами ротора та розточкою осердя статора при поступовому провертанні ротора (на 1 полюсне ділення на кожному кроці вимірювання). При цьому форма статора вимірюється відносно одного з полюсів ротора, який проходить по всьому колу розточки статора, а форма ротора вимірюється відносно однієї точки статора, повз яку проходять всі полюси ротора.

Оцінка результатів цих вимірювань проводиться за допомогою математичного аналізу шляхом розкладання в ряд Фур'є за допомогою чисельного інтегрування результатів вимірювань методом прямокутників.

При цьому значення нульової гармонічної складової розкладання в ряд Фур'є відповідає середньому арифметичному значенню всіх вимірюваних по колу зазорів. Значення амплітуди та фазного кута першої гармоніки відповідають величині та напрямку зміщення геометричної осі вимірюваних форм статора і ротора відносно осі обертання гідроагрегату. Значення амплітуди другої гармоніки розкладання в ряд

Фур'є відповідає величині еліптичності вимірних форм. Наступні гармонічні складові показують відхилення вже більш складної форми.

При цьому основне практичне значення зазвичай мають результати розкладу в ряд Фур'є за першою гармонікою, бо зміщення геометричної осі форми обода ротора відносно осі його обертання може бути виправлене під час переклинування обода шляхом зміщення усього кільця обода відносно остова в потрібну сторону. Вищі складові розкладення форми ротора в ряд Фур'є важко підлягають виправленню через значну жорсткість зібраного в кільце обода порівняно з жорсткістю остова, що при спробі виправлення може призвести лише до збільшення деформації окремих спиць остова, але практично не вплине на форму самого обода.

На діючих гідрогенераторах рекомендується періодично перевіряти достатність натягу посадки обода на остов шляхом вимірювання відділяючої частоти обертання обода від остова. Для цього використовуються механічні датчики важільного типу, які встановлюються на остові ротора та фіксують переміщення обода ротора відносно остова в радіальному напрямку. Випробування проводиться для декількох режимів з різними частотами обертання ротора гідрогенератора з перевіркою наявності радіального переміщення після закінчення кожного з режимів. У разі виявлення відділення обода від остова при частоті обертання, нижче за номінальну, рекомендується виконати відновлення натягу шляхом гарячого переклинування обода.

Суттєві послаблення розклинування обода ротора також можуть проявлятися візуально у вигляді осьового зміщення обода відносно остова під час підйому ротора на гальмах-домкратах.

## **2.8 Технологія гарячого переклинування обода ротора**

Роботи з гарячого переклинування обода можуть виконуватись як при розібраному гідрогенераторі на роторі, що розташований на монтажному майданчику ГЕС, так і на зібраному гідрогенераторі, якщо його конструкція

дозволяє порівняно простий одночасний доступ до всіх клинових полос остова ротора. Зазвичай такий простий доступ найлегше досягається у випадку, коли кількість спиць остова ротору співпадає з кількістю лап верхньої хрестовини гідрогенератора, тоді всі клинові полоси можна розташувати між лапами хрестовини шляхом зупинки ротора у відповідному кутовому положенні.

Слід зазначити, що верхній та нижній кінці забивного клину обода ротора, як правило, обрізуються після первинного збирання ротора для виключення можливості їх чіплення за непорушні частини гідрогенератора при роботі гідрогенератора. Тому наявні клини вже не мають запасу довжини, необхідної для відновлення натягу. Таким чином відновлення натягу стає можливим за умови заміни всіх пар зустрічних клинів на нові, що мають необхідний запас за довжиною забивного клину. Також існує варіант відновлення натягу з встановленням в пазах обода додаткових прокладок із тонколистової сталі з використанням існуючих клинів, проте така технологія не може розглядатися як надійний спосіб відновлення натягу через можливість зміщення або деформацій встановлених додаткових прокладок.

Для нагрівання обода ротора під час робіт з переклинування можуть використовуватись кілька методів. Найбільш розповсюдженим є нагрівання обода за допомогою електронагрівачів, що встановлюються у вентиляційних каналах по всьому колу обода ротора та з'єднуються з трифазним джерелом живлення. При індукційному нагріванні на обід намотується кілька витків кабелю, на який подається змінний струм. Також є можливим нагрів обода активними втратами в обмотці ротора при її живленні від резервного збудника, але такий спосіб не є оптимальним через те, що найбільшого нагріву зазнають полюси, а не сам обід.

При використанні будь якого методу нагріву обід попередньо вкривається теплоізоляційним матеріалом (рис. 2.13).

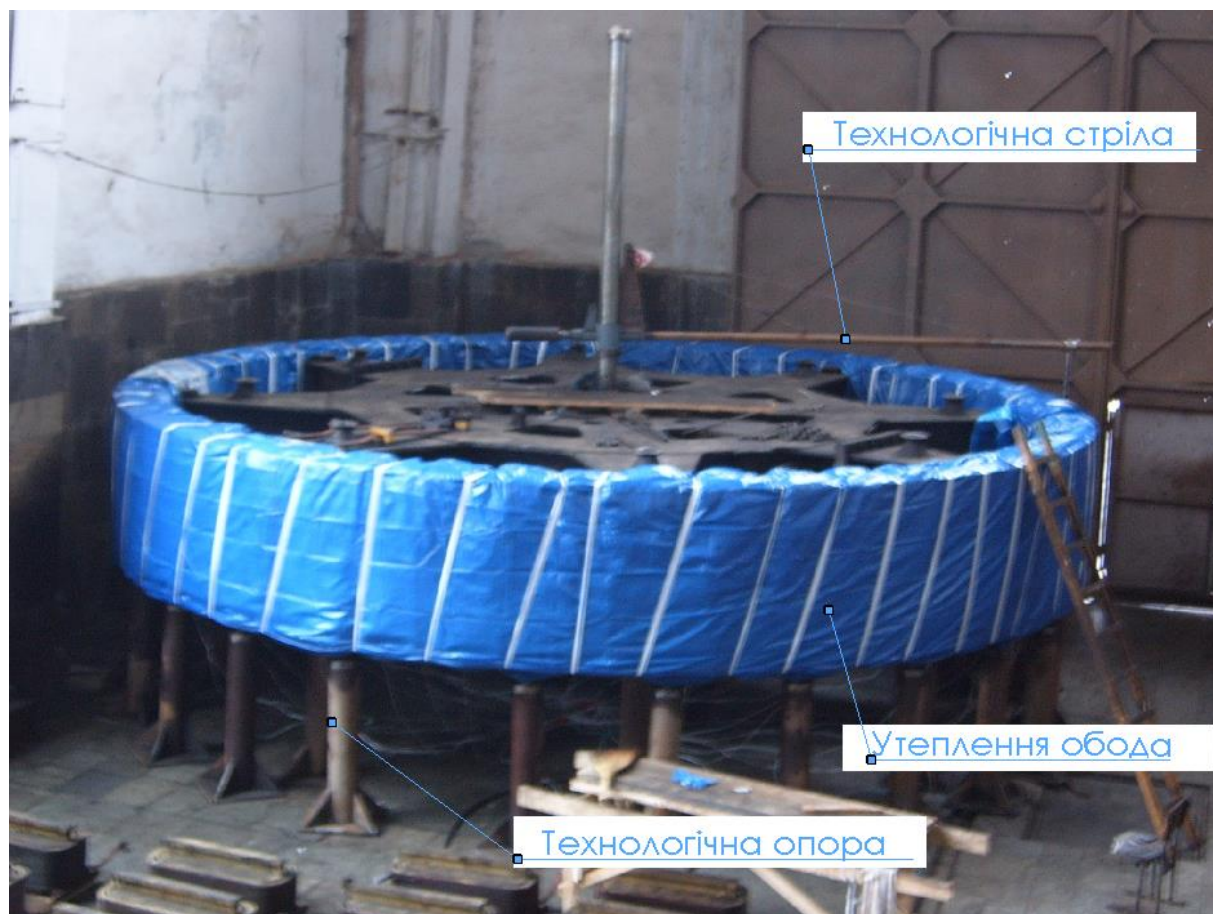


Рисунок 2.13 – Ротор на монтажному майданчику ГЕС в процесі нагрівання обода для гарячого розклинування

Контроль температури спиць та обода при нагріванні проводиться термометрами, термопарами або термоперетворювачами опору. Збільшення радіуса обода під час нагрівання контролюється за показаннями індикаторів годинникового типу, що закріплюються на спицях з упором штока в обід.

На першому етапі робіт з переклинування обода ротора необхідно видалити існуючі клини. Це виконується за допомогою нагрівання обода ротора зі створенням різниці температур між остовом та ободом  $20...40\text{ }^{\circ}\text{C}$  (в залежності від величини фактичного натягу). Зазвичай видаляються всі забивні клини та половина закладних клинів (через один). Друга половина клинів, що залишилися в пазах обода, запобігає випадковому зміщенню обода відносно остова в процесі виконання робіт. За необхідності замінювані забивні клини можуть вийматися із застосуванням крана та скоб, що приварюються до них.

Далі виконується огляд та вимірювання фактичних розмірів звільнених пазів під встановлення клинів. Для отримання коректних результатів вимірювань обід ротора попередньо має охолонути до температури навколишнього середовища.

Після закінчення огляду вільних пазів вийнята половина старих закладних клинів встановлюється назад в пази. Аналогічні роботи на другій половині пазів виконуються після виймання з них раніше залишених там закладних клинів.

Отримані результати вимірювань фактичних розмірів пазів використовуються для виготовлення або доопрацювання нових пар клинів обода. Приклад забивного клину наведено на рис. 2.14.

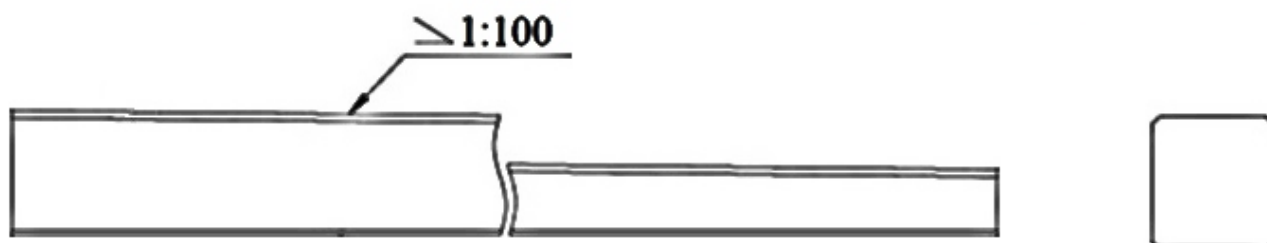


Рисунок 2.14 – Ескіз клину ротора

Оптимальним є варіант, при якому нові клини виготовляються вже з урахуванням фактичних розмірів пазів, проте в деяких випадках це може бути неприйнятним з точки зору тривалості робіт. У разі жорстких вимог до часу ремонтних робіт клини можуть бути виготовлені попередньо, з великим запасом за довжиною забивного клину, що зможе компенсувати можливе збільшення радіального розміру пазу. В деяких випадках також може бути потрібне доопрацювання закладних клинів для компенсації наявного зміщення пазів в ободі та остові в тангенціальному напрямку.

Заміна старих закладних клинів на нові виконується при холодному стані обода ротора. Заміна виконується на спицях почергово, бо одночасне виймання всіх старих закладних клинів може призвести до випадкового зміщенню обода ротора відносно остова.



Далі в пази встановлюються забивні клини. Їх необхідно забити при холодному стані обода ротора, приблизно однаковим зусиллям, до металічного дзвону (коли клин вже перестає рухатися).

Перед нагріванням ротора на всіх забивних клинах робляться відмітки, що відповідають переміщенню клину для досягнення мінімально допустимого розрахункового натягу посадки обода на остов. Розмір цього переміщення визначається добутком мінімального натягу та ухилу клинів, який зазвичай складає 1:200, тобто вертикальне переміщення забивного клину на 200 мм відповідає 1 мм радіального натягу. В деяких конструкціях також зустрічається ухил клину 1:100.

У разі необхідності виправлення форми ротора величини переміщення окремих клинів коригуються у відповідності з розрахунковими даними, отриманими на основі чисельного аналізу форми ротора. При цьому загальне сумарне переміщення всіх клинів має залишитися незмінним, що забезпечує мінімально допустимий натяг обода відносно остова.

Нагрівання обода ротора виконується до створення різниці температур між остовом та ободом 40...60 °С (в залежності від величини необхідного натягу). Для цього встановлюються тумби-підставки під обід ротора та спиці для рівномірного розташування U-подібних електронагрівачів по колу у вентиляційні канали, потужністю по 0,9 кВт кожний (див. рис. 2.15).

Досягнення такого перепаду температури може викликати складнощі, пов'язані з недостатньою потужністю джерела живлення для нагріву обода, недостатньою теплоізоляцією обода або підігріванням спиць остова ротора за рахунок теплопередачі від обода ротора. В такому випадку спиці остова можуть додатково охолоджуватися за допомогою сухого льоду.

Після досягнення необхідної різниці температур виконується забивання клинів до попередньо нанесених відміток. Забиті клини попередньо фіксуються зварюванням для забезпечення відсутності переміщень під час остигання ротора.

Після повного остигання обода ротора до температури навколишнього середовища створюється натяг обода відносно остова.

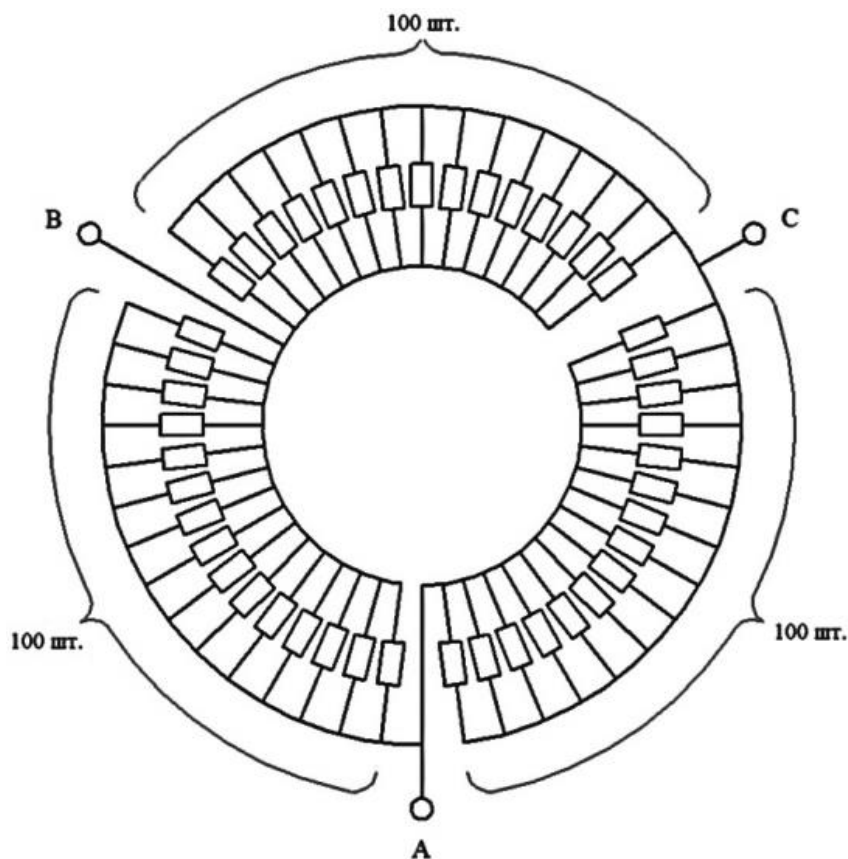


Рисунок 2.15 – Схема з'єднання електронагрівачів

Величина фактично отриманого натягу також може бути опосередковано підтверджена шляхом вимірювання механічних напружень стиснення в спицях остова ротора за допомогою тензодатчиків [18]. Тензодатчики мають бути встановлені на спицях ще до встановлення нових клинів.

Для установки тензорезисторів на спицях ротора проводиться зачистка майданчика до шорсткості Ra 2,5. Схема установки тензорезисторів показана на рисунку 2.16.

Показники тензодатчиків при повному остиганні ротора після завершення гарячого переклинування порівнюються з розрахунковими напруженнями в спицях.

На останньому етапі робіт розбираються схеми нагріву, знімається теплоізоляційний матеріал, після чого виконується контрольна перевірка отриманої форми ротора.

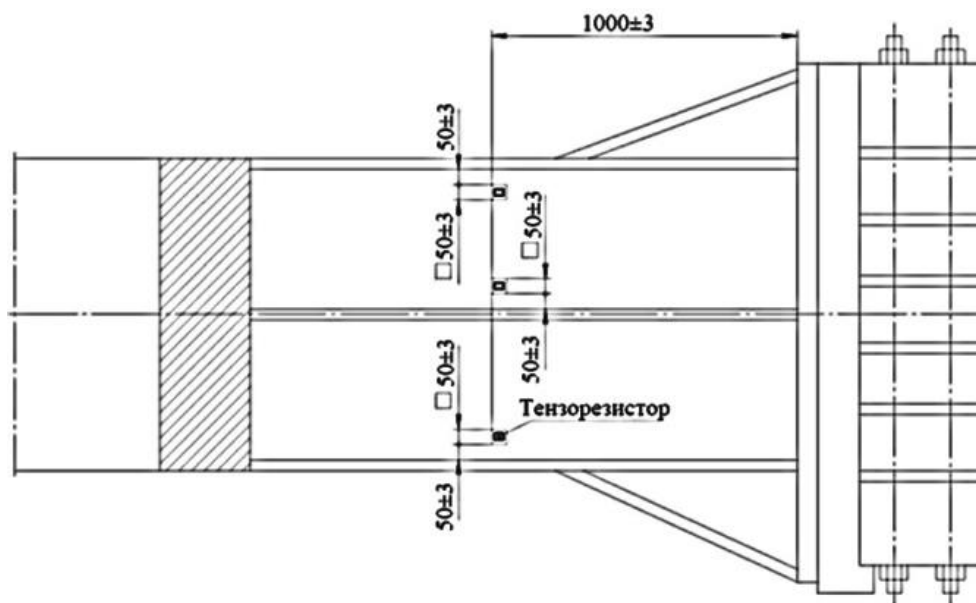


Рисунок 2.16 – Схема установки тензорезисторів на спиці.

У разі необхідності додаткового коригування форми ротора роботи з гарячого перекинування можуть бути повторені. При цьому частина забивних клинів може бути переміщена догори з одночасним додатковим забиванням діаметрально протилежних клинів на ту ж величину, що призведе до зміщення обода у відповідну сторону.

Після отримання остаточної форми забивні клини остаточно фіксуються зварюванням до закладних клинів, а верхня та нижня частини забивних клинів обрізається.

## 2.9 Висновки до другого розділу

Розглянуті основні особливості конструкції гідрогенераторів в залежності від параметрів самого гідрогенератора, виду та параметрів турбіни, розташування та особливостей гідроелектростанції.

Виконано огляд різновидів конструкції роторів гідрогенераторів, їх особливостей з точки зору забезпечення механічної міцності обертових елементів, послідовності збирання.

Розглянуті основні аспекти процесів виготовлення конструктивних елементів роторів та технологій, що використовуються при цьому.

Проведено аналіз процесу монтажу гідрогенераторів на гідроелектростанціях, розглянуті основні види технологічних операцій у ході монтажу.

Розглянуті особливості проведення робіт з відновлення елементів ротора гідрогенератора в умовах гідроелектростанції та досягнення при цьому конструктивних параметрів (натягів, зусиль посадки елементів та ін.), необхідних для подальшої надійної експлуатації гідрогенератора.

## 2.10 Література до другого розділу

1. Энергетика: історія, сучасність і майбутнє – Кн. 3 : Розвиток теплоенергетики та гідроенергетики / Є.Т. Базеєв, Б.Д. Білека, Є.П. Васильєв, Г.Б. Варламов, І.А. Вольчин, Ю.Г. Дашкієв; Наук. ред. В.М. Клименко, Ю.О. Ландау, І.Я. Сігал. – 2013.– 399 с.

2. Parker F. Electrical Engineer's Reference Book, 16th Edition by M. A. Laughton, D.F. Warne. 28 part. Alternating Current Generators. – 2007.

3. S. Pickering, D. Lampard, and M. Shanel. \ Modelling ventilation and cooling of the rotors of salient pole machines". Electric Machines and Drives Conference, 2001. IEMDC 2001. IEEE International. 2001, pp. 806-808.

4. G. Traxler-Samek, R. Zickermann, and A. Schwery. \ Cooling Airflow, Losses, and Temperatures in Large Air-Cooled Synchronous Machines". Industrial Electronics, IEEE Transactions on 57.1 (2010), pp. 172-180.

5. ДСТУ 2651:2005 Сталь вуглецева звичайної якості. Марки (ГОСТ 380-2005). Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id\\_doc=41616](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=41616) .

6. ДСТУ 8817:2018 Прокат конструкційний з нелегованої та легованої сталі для мостобудування. Технічні умови. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id\\_doc=79565](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=79565) .

7. ДСТУ EN 10149-1:2 Вироби зі сталі з високою границею плинності плоскі гарячекатані для холодного формозмінювання. Частина 1. Загальні умови

постачання. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id\\_doc=29426](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=29426).

8. Юхимчук В.Д. Ю 94 Технологія виробництва електричних машин: Підручник / В.Д. Юхимчук – Х.: Тім Пабліш Груп, 2014. – 750 с.

9. Wiedemann, E., und Kellenberger, W.: Konstruktion elektrischer Maschinen. Berlin Heidelberg-New York: Springer. 1967.

10. Пат. на корисну модель 75734 Україна, МПК7 H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення котушок, розташованих на полюсах електричної машини / Грубой О. П., Коврига А. Є., Шикаленко О. А., Третяк О. В., Козловський А. М. – № u201206846; заявл. 05.06.12; опубл. 10.12.2012, Бюл. № 23. – 5 с.

11. Пат. на корисну модель 94663 Україна, МПК6 H02K 3/46, H02K 3/52. Пристрій кріплення котушок, розташованих на полюсах електричної машини / Грубой О. П., Шикаленко О. А., Коврига А. Є., Третяк О. В., Овсянникова О. О. – № u201406019; заявл. 02.06.14; опубл. 25.11.2014, Бюл. № 22. – 5 с.

12. Грубой А.П., Кирьянов А.Н. Опыт восстановительного ремонта механической части роторов гидрогенераторов/двигателей ГАЭС "Жарновец" (Польша). // Гидроэнергетика Украины. — 2004. — № 1. — С. 30/33.

13. Кузьмин В.В., Режимы эксплуатации и наиболее часто встречающиеся повреждения гидрогенераторов ГЭС Днепровского каскада. Влияние параметров воздушного зазора между ротором и статором гидрогенератора на надежность его работы [Текст] / В.В. Кузьмин, А.Н. Вакуленко // Гидроэнергетика Украины. – 2005. – №2. – С. 22-30.

14. Valavi M., Nysveen A., Nilsen R., Le B. J., Devillers E. Analysis of magnetic forces and vibration in a converter-fed synchronous hydrogenator. 2017 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), Cincinnati, OH, USA, 2017, P. 1838-1844. <https://doi.org/10.1109/ECCE.2017.8096018>.

15. Tétreault A. Rotor shape vs. rotor field pole pole shorted turns: Impact on rotor induced vibrations on hydrogenators. 2012 IEEE International Conference on Condition Monitoring and Diagnosis, Bali, Indonesia, 2012, P. 133-136. <https://doi.org/10.1109/CMD.2012.6416393>.

16. Li J. Analysis of the gyroscopic effect on the hydro-turbine generator unit [Text] / J. Li., D. Chen, G. Liu, X. Gao, K. Miao., Y. Li, B. Xu // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2019. – Vol. 132. – P. 138-152, ISSN 0888-3270. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.06.020>.

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

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

18. Причины возникновения и методы устранения электромагнитного дисбаланса гидрогенераторов / А.П. Грубой, А.К. Шофул, В.И. Батулин, О.М. Калитиевская, А.Е. Коврига // Гідроенергетика України. — 2012. — № 2. — С. 12-15.

## РОЗДІЛ 3 ВИПРОБУВАННЯ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ-ДВИГУНІВ

### 3.1 Загальний огляд вертикальних оборотних гідроагрегатів

Розглянемо два вертикальних оборотних гідроагрегати ГА1 і ГА2 (номінальна потужність 48,3 МВт в режимі генератора і 61,5 МВт в режимі двигуна), що складаються з радіально-осьової насос-турбіни та гідрогенератора-двигуна виробництва компанії «Skoda», які були введені в експлуатацію в 1971 році на електростанції «Zydowo» (Республіка Польща).

У 2012 – 2013 роках на гідроагрегатах ГА1 та ГА2 було проведено роботи з реконструкції турбін із вимірюванням числа лопатей турбіни з 7 до 9 шт. та роботи по реконструкції гідрогенераторів з перешихтуванням осердя статора, заміною обмотки статора, заміною ізоляції обмотки ротора, переклинуванням обода ротора (з нагріванням обода ротора без полюсів до 140 °С).

Гідрогенератори-двигуни гідроагрегатів ГА1 і ГА2 мають зонтичне виконання з опорою підп'ятника на нижню хрестовину, при цьому підп'ятник і нижня хрестовина входять до складу насос-турбіни. Направляючий підшипник гідрогенератора-двигуна розташований у верхній хрестовині, в нижній хрестовині напрямний підшипник відсутній. Загальний вигляд гідроагрегату представлений рис. 3.1.

Слід також відзначити, що проведені при випробуваннях досліди з вимірювання відокремлювальних оборотів не дали достовірних результатів, ймовірно внаслідок надміру великих механічних навантажень на датчики переміщення, встановлені на роторі гідрогенераторів-двигунів. У зв'язку з цим відокремлювальні обороти були визначені лише розрахунковим шляхом.

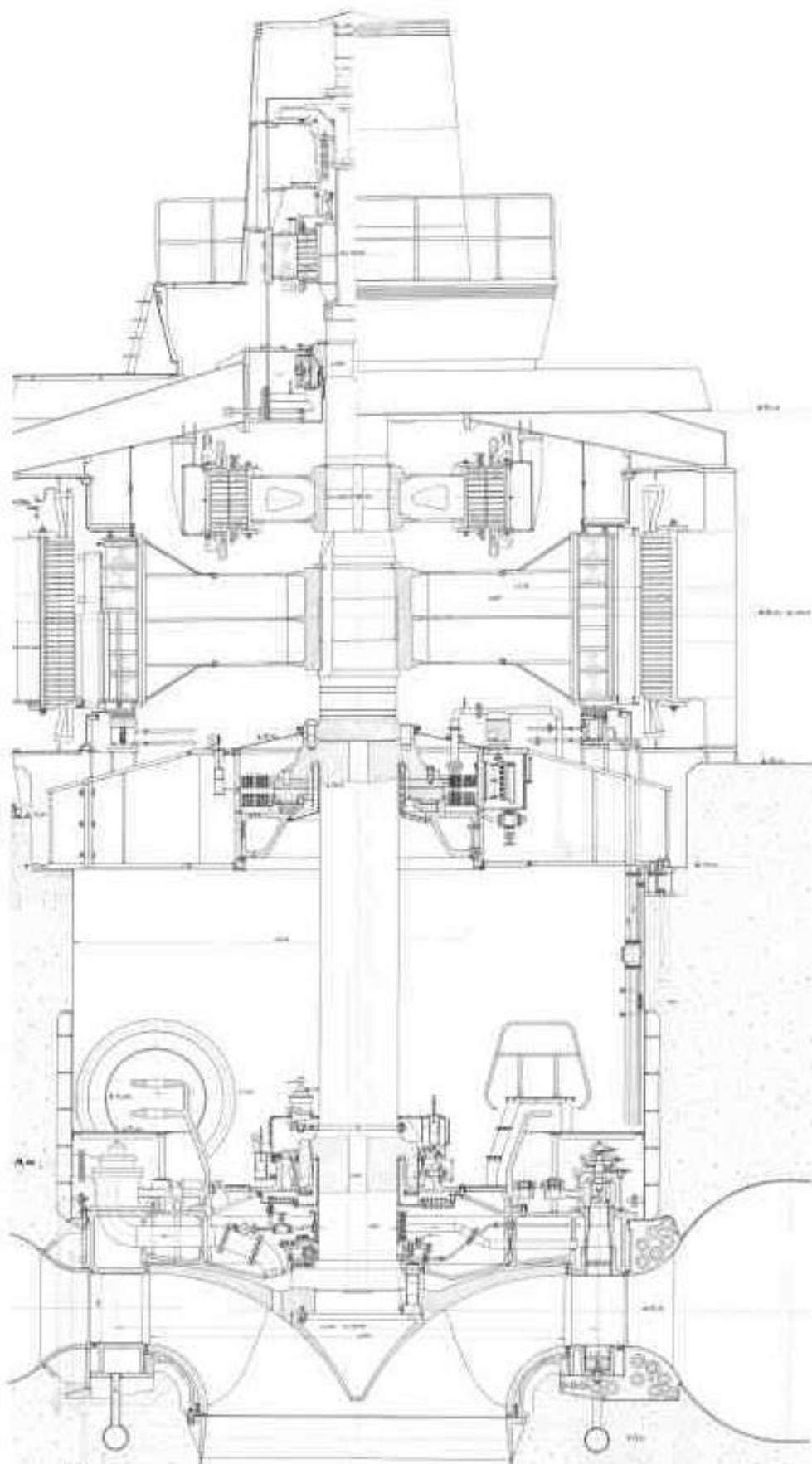


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд гідроагрегату



### 3.2 Аналіз вібраційних випробувань

Аналіз вібраційних випробувань гідрогенераторів-двигунів гідроагрегатів ГА1, ГА2 виконано на підставі формулярів вібраційних випробувань [1].

#### 3.2.1 Вібраційний стан підшипникових опор ГА1

Бій валу в районі верхнього напрямного підшипника та турбінного підшипника [2] вже на холостому ході без збудження має великий загальний рівень (в районі 250 мкм), при цьому перша гармонійна складова не перевищує 76 мкм. При подачі збудження загальний рівень і перша гармонійна складова зростають і при номінальному збудженні приймають значення до 580 мкм в районі верхнього напрямного підшипника (оборотна складова при цьому 517 мкм), 630 мкм в районі турбінного підшипника (оборотна складова при цьому 530 мкм). З набором навантаження бій валу дещо зменшується і при навантаженні  $P = 55$  МВт набуває наступних значень: в районі верхнього напрямного підшипника 346 мкм (оборотна складова при цьому 330 мкм); у районі турбінного підшипника 340 мкм (оборотна складова у своїй 340 мкм). рівень бою становить 297 мкм у районі верхнього напрямного підшипника (оборотна складова 271 мкм) та 269 мкм у районі турбінного підшипника (оборотна складова 259,8 мкм).

Абсолютна вібрація корпусу турбінного підшипника змінюється від режиму холостого ходу без збудження до режиму холостого ходу з номінальною напругою статора від 62 до 72,9 мкм, при цьому оборотна складова збільшується з 10 до 40 мкм. При наборі навантаження рівень вібрації дещо знижується і за  $P=55$  МВт набуває значення 42,9 мкм (перша гармонійна складова – 26,1 мкм). У насосному режимі максимальний рівень становив 50,5 мкм (оборотна складова 16,8 мкм).

Вертикальна вібрація корпусу підп'ятника у всіх проведених режимах вбирається у 86,3 мкм, а оборотна складова вбирається у 20 мкм.

Абсолютну вібрацію верхнього напрямного підшипника можна порівняти за величиною з боєм валу в цьому районі. Її характер повторює характер відносної вібрації (зростання загального рівня та оборотної складової від холостого ходу без збудження до холостого ходу із збудженням та деяке зниження з набором

навантаження). Вібрація корпусу верхнього напрямного підшипника на холостому ходу без збудження має великий загальний рівень (в районі 340 мкм), при цьому перша гармонійна складова не перевищує 82 мкм. При подачі збудження загальний рівень і перша гармонійна складова зростають і при номінальному збудженні набувають значення до 659 мкм (оборотна складова при цьому 473 мкм). З набором навантаження бій валу зменшується і за навантаження  $P=55$  МВт становить 282 мкм (оборотна складова у своїй 281 мкм).

В цілому вібраційний стан агрегату незадовільний і має явно виражені електромагнітні причини:

- збільшення вібрації зі збільшенням струму збудження, а також миттєве зменшення при знятті збудження автоматом гасіння поля;
- зниження биття валу та вібрації при збільшенні навантаження;
- абсолютна вібрація верхнього напрямного підшипника співставна за величиною з боєм валу в цьому районі.

На підставі результатів випробувань можна зробити такі висновки:

а) бій валу генераторного та турбінного підшипника згідно ДСТУ ISO 7919-5 [3] лежить у зоні "С" (до 500 мкм) та "D" (понад 500 мкм), експлуатація агрегату за таких значень неприпустима;

б) вібрація турбінного підшипника в режимах навантаження відповідає зоні В/С (до 50 мкм) згідно ДСТУ ISO 10816-5 [4];

в) абсолютна вібрація верхнього напрямного підшипника у всіх режимах перевищує вимоги ДСТУ ISO 10816-5 (до 160 мкм) та не дозволяє експлуатувати агрегат.

### 3.2.2 Вібраційний стан активної сталі статора ГА1

Одним із суттєвих факторів надійності роботи генератора є експлуатаційний стан стиків складеного осердя статора. Оцінка стану стиків за результатами контролю вібрації в режимах холостого ходу більш надійна, особливо при різних рівнях збудження та за температури статора не вище 40 °С. У цьому випадку

виключається вплив вібрацій, що виникають під дією сил магнітного тяжіння та через дробність числа пазів на полюс і фазу.

Максимальний рівень низькочастотних складових (0,5 - 30 Гц) вібрації активної сталі статора в режимі холостого ходу без збудження становить 125,6 мкм. При подачі збудження ця величина зростає та при номінальній напрузі статора досягає 167 мкм. При цьому величина першої гармонійної складової змінюється від 28 мкм (холостий хід без збудження) до 93 мкм (холостий хід із збудженням). Збільшення низькочастотної вібрації в режимі холостого ходу з збудженням говорить про спотворення магнітного поля повітряного зазору. Розмахи складових вібрації з оборотними частотами по обидва боки кожного стику осердя мало відрізняються між собою, крім стику 2-3 (62 і 93 мкм відповідно).

При наборі навантаження загальний рівень низькочастотної вібрації знижується і за  $P = 55$  МВт вбирається у 83 мкм (оборотна складова 62 мкм). Це пояснюється збільшенням зусиль, що стягують сектори за рахунок дій постійної складової сил магнітного тяжіння та теплових деформацій при нагріванні статора через різницю температур осердя і корпусу. Внаслідок чого монолітність осердя підвищується через вибірку зазорів між секторами і у місцях контакту активної сталі з призмами та вібрація знижується.

Складова вібрації активної сталі статора частотою 100 Гц набуває максимальних значень в режимі холостого ходу при струмі збудження 60 % від номінального і досягає 21 мкм. У режимі номінального навантаження та насосному режимі її величина не перевищує 8,4 мкм.

На підставі результатів випробувань можна зробити наступні висновки:

а) рівень 100 Гц складової вібрації активної сталі статора генератора не перевищує 21 мкм, що відповідає оцінці "задовільно" (30 мкм в режимі навантаження і 50 мкм в режимі без навантаження) відповідно до діючої нормативної документації та ДСТУ ISO 10816-5:2010 і ДСТУ EN 60034-14:2016 [5];

б) низькочастотна вібрація активної сталі статора досягає 167 мкм і відповідає критерію "незадовільно" відповідно до діючої нормативної

документації; рекомендується зробити огляд вузлів кріплення осердя, спинки осердя та стики секторів статора, а також штифтів нижнього фланця корпусу та вузлів кріплення корпусу до фундаменту (особливо в районі стику 2-3).

### 3.2.3 Вібраційний стан підшипникових опор ГА2

Бій валу в районі верхнього напрямного підшипника в режимі холостого ходу без збудження становить 175 мкм (оборотна 61,5 мкм). З подачею збудження величина бою трохи збільшується й у режимі холостого ходу з номінальним збудженням становить 236,9 мкм (оборотна складова 107,3 мкм). При наборі навантаження рівень дещо зменшується й у режимі  $P = 55$  МВт вбирається у 159,8 мкм (оборотна складова 104,3 мкм). У режимі насоса максимальне значення – 165 мкм (зворотна 133 мкм). Така величина бою валу відповідно до ISO 7919-5 знаходиться в зоні A/B (до 250 мкм) і агрегат не має обмежень щодо експлуатації.

Бій валу в районі турбінного підшипника в режимі холостого ходу без збудження становить 281 мкм (оборотна 110,4 мкм). З подачею порушення величина бою збільшується і в режимі холостого ходу з номінальним збудженням становить 353,3 мкм (оборотна складова 181,4 мкм). При наборі навантаження рівень зменшується й у режимі  $P = 55$  МВт вбирається у 212,3 мкм (оборотна складова 191,7 мкм). У режимі насоса максимальне значення – 184,5 мкм (зворотна 174,3 мкм). Така величина бою валу відповідно до ISO 7919-5 знаходиться в зоні (до 250 мкм) в режимах навантаження і насосному режимі і агрегат не має обмежень з експлуатації. А в режимах холостого ходу без і зі збудженням у зоні D (250÷500 мкм).

Абсолютна вібрація корпусу турбінного підшипника змінюється від режиму холостого ходу без збудження до режиму холостого ходу з номінальною напругою статора від 512 до 909 мкм, при цьому оборотна складова збільшується з 10 до 19 мкм. При наборі навантаження рівень вібрації дещо знижується і при  $P=55$  МВт набуває значення 33,4 мкм (перша гармонійна складова – 14,9 мкм). У насосному режимі максимальний рівень вібрації становив 41,7 мкм (оборотна складова 13,7 мкм). Слід зазначити, що показання датчика (за загальним рівнем), розташованого

правому березі, значно перевищують показання датчика, розташованого по верхньому б'єфу, в режимах зі збудженням при  $i_f = 60\%$ ,  $80\%$  та  $100\%$  від номінального) і при  $P = 27$  та  $41$  МВт. При цьому оборотні складові знаходяться на рівні, що можна порівняти один з одним.

Вертикальна вібрація корпусу підп'ятника у всіх проведених режимах вбирається у  $80,8$  мкм, а оборотна складова вбирається у  $20$  мкм.

Абсолютна вібрація верхнього напрямного підшипника в режимі холостого зі збудженням має максимальне значення і становить  $377$  мкм (зворотна складова  $109$  мкм). З подачею збудження рівень вібрації зростає і в режимі холостого ходу з номінальним збудженням становить  $436,8$  мкм ( $436,8$  мкм). Абсолютна вібрація верхнього напрямного підшипника в цих режимах перевищує бій валу в цій зоні практично вдвічі. При наборі навантаження величина вібрації зменшується і при  $P = 55$  МВт вбирається у  $192$  мкм (оборотна складова  $146$  мкм). Оборотна складова від холостого ходу без порушення режиму навантаження змінюється від  $109$  мкм до  $146$  мкм. Велика величина загального рівня вібрації корпусу верхнього напрямного підшипника в режимах холостого ходу без і зі збудженням пов'язана з наявністю інших гармонік її спектральному складі. Виходячи з цього, потрібно провести ревізію кріплення всього опорного вузла.

На підставі результатів випробувань можна зробити наступні висновки:

а) бій валу генераторного підшипника відповідно до ДСТУ ISO 7919-5 лежить у зоні "С" (до  $500$  мкм), експлуатація агрегату за таких значень неприпустима;

б) вібрація турбінного підшипника в режимах навантаження відповідає зоні В/С (до  $50$  мкм) згідно з ДСТУ ISO 10816-5;

в) абсолютна вібрація верхнього напрямного підшипника у всіх режимах перевищує вимоги ДСТУ ISO 10816-5 (до  $160$  мкм) та не дозволяє експлуатувати агрегат.

### 3.2.4 Вібраційний стан активної сталі статора ГА2

Максимальний рівень низькочастотних складових (0,5 - 30 Гц) вібрації активної сталі статора в режимі холостого ходу без збудження становить 133 мкм. При подачі збудження ця величина трохи зростає і при номінальній напрузі статора досягає 145 мкм. При цьому величина першої гармонійної складової змінюється від 36 мкм (холостий хід без збудження) до 40 мкм (холостий хід зі збудженням). Розмахи складових вібрації з оборотними частотами по обидва боки кожного стику осердя мало відрізняються між собою.

При наборі навантаження загальний рівень низькочастотної вібрації знижується і при  $P = 55$  МВт вбирається у 76 мкм (оборотна складова 46 мкм). Це пояснюється збільшенням зусиль, що стягують сектори за рахунок дій постійної складової сил магнітного тяжіння та теплових деформацій при нагріванні статора через різницю температур осердя і корпусу. Внаслідок чого монолітність осердя підвищується через вибірку зазорів між секторами, у місцях контакту активної сталі з призмами та вібрація знижується.

Складова вібрації активної сталі статора частотою 100 Гц набуває максимальних значень в режимі холостого ходу при струмі збудження 40% від номінального і досягає 51 мкм. У режимі номінального навантаження та насосному режимі її величина не перевищує 8,8 мкм.

На підставі результатів випробувань можна зробити такі висновки:

а) рівень 100 Гц складової вібрації активної сталі статора генератора вбирається у 51 мкм;

б) низькочастотна вібрація активної сталі статора досягає 147 мкм і відповідає критерію "незадовільно" відповідно до діючої нормативної документації; рекомендується зробити огляд вузлів кріплення осердя, спинки осердя та стику секторів статора, а також штифтів нижнього фланця корпусу та вузлів кріплення корпусу до фундаменту.

### 3.3. Аналіз форм статорів та роторів

Аналіз форм роторів та статорів гідрогенераторів-двигунів гідроагрегатів ГА1, ГА2 виконано на підставі формулярів вимірювань повітряного зазору при повертанні ротора.

#### 3.3.1 Аналіз форми статора ГА1

Форма статора ГА1 виміряна відносно полюса №6, значення повітряних зазорів при повертанні ротора наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Форма статора ГА1

№ п/п	№ зубця статора	Зазор зверху, мм	Зазор знизу, мм	Середнє значення, мм
1	280	15,2	17,3	16,25
2	270	14,4	17,6	16,0
3	259	14,0	17,0	15,5
4	249	13,9	15,9	14,9
5	238	13,7	14,8	14,25
6	228	14,3	14,3	14,3
7	217	13,5	14,3	13,9
8	207	13,9	14,5	14,2
9	196	13,9	14,8	14,35
10	186	14,3	14,8	14,55
11	175	14,3	14,3	14,3
12	165	14,0	14,5	14,25
13	154	13,9	13,7	13,8
14	144	14,2	13,7	13,95
15	133	14,8	13,9	14,35
16	123	14,8	14,0	14,4
17	112	15,0	15,1	15,05
18	102	15,3	15,1	15,2
19	91	15,7	16,3	16,0
20	81	15,3	16,3	15,80
21	70	14,7	17,0	15,85
22	60	15,6	16,8	16,2
23	49	15,1	16,0	15,55
24	39	14,9	16,2	15,55
25	28	14,3	15,4	14,85
26	18	14,1	15,9	15,0
27	7	14,6	15,6	15,1
28	333	14,4	15,4	14,9

№ п/п	№ зубця статора	Зазор зверху, мм	Зазор знизу, мм	Середнє значення, мм
29	322	14,9	15,9	15,4
30	312	15,1	16,5	15,8
31	301	15,1	17,0	16,05
32	291	15,4	17,8	16,6

Для аналізу форму статора (за середнім зазором) розкладено до ряду Фур'є [6], результати розкладання подано в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Розкладання форми статора ГА1 в ряд Фур'є

Порядок гармонік	Амплітуда, мм	Фаза, градуси
0	30,13	-
1	0,78	157
2	0,52	61

Таким чином, розкладання форми статора в ряд Фур'є має вигляд:

$$F(\alpha) = 30,13/2 + 0,78 \cdot \sin(\alpha + 157^{\circ}) + 0,52 \cdot \sin(2 \cdot \alpha + 61^{\circ}) + \dots \quad (3.1)$$

Кут  $\alpha$  відраховується від зубця №280 у бік зменшення номерів зубців.

З розкладання форми статора випливає, що геометрична вісь осердя статора ГА1 зміщена відносно осі обертання агрегату на 0,78 мм у бік зубця №7 (відповідає фазі першої гармоніки розкладання 157 градусів), еліптичність обода становить 0,52 мм. Іншими словами, вісь обертання агрегату зміщена відносно геометричної осі осердя статора на 0,78 мм у бік зубця №175.

### 3.3.2 Аналіз форми ротора ГА1

Форма ротора ГА1 виміряна відносно зубця статора №39, значення повітряних зазорів при провертанні ротора наведені в таблиці 3.3



Таблиця 3.3

## Форма ротора ГА1

№ полюса	Зазор зверху, мм	Зазор знизу, мм	Середнє значення, мм
1	15,2	16,5	15,85
2	15,2	16,5	15,85
3	14,9	16,2	15,55
4	14,9	16,2	15,55
5	15,0	16,5	15,75
6	14,9	16,2	15,55
7	15,2	16,7	15,95
8	14,9	16,5	15,7
9	14,6	16,5	15,55
10	15,7	17,0	16,35
11	15,4	16,2	15,8
12	14,1	17,0	15,55
13	15,1	17,0	16,05
14	15,8	15,3	15,55
15	15,4	16,5	15,95
16	15,7	15,7	15,7
17	14,4	15,3	14,85
18	15,7	17,0	16,35
19	16,0	16,5	16,25
20	15,2	16,7	15,95
21	15,5	16,2	15,85
22	15,5	16,2	15,85
23	15,4	15,6	15,5
24	15,0	15,6	15,3
25	15,8	15,9	15,85
26	15,2	16,2	15,7
27	15,2	15,9	15,55
28	14,9	17,0	15,95
29	14,0	15,9	14,95
30	15,4	15,9	15,65
31	14,7	15,6	15,15
32	15,2	16,2	15,7

Для аналізу форму ротора (за середнім зазором) розкладено до ряду Фур'є, результати розкладання представлені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

## Розкладання форми ротора ГА1 в ряд Фур'є

Порядок гармонік	Амплітуда, мм	Фаза, градуси
0	31,42	-
1	0,14	122
2	0,08	171

Таким чином, розкладання форми ротора в ряд Фур'є має вигляд:

$$F(\alpha) = 31,42 / 2 - 0,14 \cdot \sin(\alpha + 122^\circ) - 0,08 \cdot \sin(2 \cdot \alpha + 171^\circ) + \dots \quad (3.2)$$

Кут  $\alpha$  відраховується від полюса №1 у бік збільшення номерів полюсів.

З розкладання форми ротора випливає, що геометрична вісь обода ротора ГА1 зміщена відносно осі обертання агрегату на 0,14 мм у бік полюса №30 (відповідає фазі першої гармоніки розкладання  $122^\circ$ ), еліптичність обода становить 0,18 мм.

### 3.3.3 Аналіз форми статора ГА2

Форма статора ГА2 виміряна відносно полюса №31, значення повітряних зазорів при провертанні ротора наведені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5

## Форма статора ГА2

№ п/п	№ зубця статора	Зазор зверху, мм	Зазор знизу, мм	Середнє значення, мм
1	280	16,2	17,5	16,85
2	270	16,5	17,4	16,95
3	259	16,9	16,2	16,55
4	249	17,5	15,4	16,45
5	238	17,6	14,9	16,25
6	228	17,4	14,5	15,95
7	217	17,0	14,8	15,90
8	207	17,3	15,1	16,20
9	196	17,3	14,9	16,10
10	186	17,1	15,9	16,50
11	175	16,2	16,7	16,45
12	165	16,2	16,5	16,35
13	154	15,9	16,3	16,10
14	144	16,0	15,7	15,85
15	133	16,4	15,4	15,90
16	123	16,2	14,8	15,50
17	112	17,2	14,5	15,85
18	102	17,7	14,8	16,25
19	91	18,2	14,9	16,55
20	81	18,0	15,5	16,75
21	70	18,0	14,9	16,45
22	60	18,1	14,9	16,50
23	49	17,8	14,8	16,30
24	39	17,6	14,8	16,20
25	28	17,6	14,3	15,95
26	18	17,2	15,1	16,15
27	7	15,9	15,6	15,75
28	333	16,0	16,2	16,10
29	322	16,0	17,1	16,55
30	312	15,5	17,7	16,60
31	301	16,0	17,1	16,55
32	291	16,2	17,1	16,65

Для аналізу форму статора (за середнім зазором) розкладено до ряду Фур'є, результати розкладання представлені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

## Розкладання форми статора ГА2 в ряд Фур'є

Порядок гармонік	Амплітуда, мм	Фаза, градуси
0	32,56	-
1	0,20	106
2	0,16	53

Таким чином, розкладання форми статора в ряд Фур'є має вигляд:

$$F(\alpha) = 32,56/2 + 0,20 \cdot \sin(\alpha + 106^{\circ}) + 0,16 \cdot \sin(2 \cdot \alpha + 53^{\circ}) + \dots \quad (3.3)$$

Кут  $\alpha$  відраховується від зубця №280 у бік зменшення номерів зубців.

З розкладання форми статора випливає, що геометрична вісь осердя статора ГА2 зміщена відносно осі обертання агрегату на 0,20 мм у бік зубця №295 (відповідає фазі першої гармоніки розкладання 106 градусів), еліптичність обода становить 0,16 мм. Іншими словами, вісь обертання агрегату зміщена відносно геометричної осі осердя статора на 0,20 мм у бік зубця №127.

#### 3.3.4 Аналіз форми ротора ГА2

Форма ротора ГА2 виміряна відносно зубця статора №39, значення повітряних зазорів при провертанні ротора наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7

## Форма ротора ГА2

№ полюса	Зазор зверху, мм	Зазор знизу, мм	Середнє значення, мм
1	18,0	14,2	16,1
2	18,5	14,6	16,55
3	18,0	13,9	15,95
4	18,7	15,2	16,95
5	18,3	14,5	16,4
6	18,3	14,3	16,3
7	18,4	14,1	16,25
8	18,4	14,3	16,35
9	18,1	14,1	16,1
10	17,5	14,9	16,2
11	18,0	15,5	16,75
12	18,4	14,1	16,25
13	18,2	14,5	16,35
14	18,1	15,5	16,8
15	18,3	14,1	16,2
16	18,5	14,1	16,3
17	18,5	14,6	16,55
18	18,5	14,9	16,7
19	18,2	13,1	15,65
20	18,2	15,1	16,65
21	18,4	15,5	16,95
22	18,0	15,2	16,6
23	18,8	14,1	16,45
24	18,0	14,3	16,15
25	18,5	14,9	16,7
26	17,8	14,5	16,15
27	18,3	14,9	16,6
28	18,2	14,1	16,15
29	18,2	14,7	16,45
30	18,4	14,3	16,35
31	17,6	14,8	16,2
32	18,2	14,5	16,35

Для аналізу форму ротора (за середнім зазором) розкладено до ряду Фур'є, результати розкладання представлені в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8

## Розкладання форми ротора ГА2 в ряд Фур'є

Порядок гармонік	Амплітуда, мм	Фаза, градуси
0	32,78	-
1	0,07	63
2	0,04	174

Таким чином, розкладання форми ротора в ряд Фур'є має вигляд:

$$F(\alpha) = 31,78/2 - 0,07 \cdot \sin(\alpha + 63^{\circ}) - 0,04 \cdot \sin(2 \cdot \alpha + 174^{\circ}) + \dots \quad (3.4)$$

Кут  $\alpha$  відраховується від полюса №1 у бік збільшення номерів полюсів.

З розкладання форми ротора випливає, що геометрична вісь обода ротора ГА2 зміщена відносно осі обертання агрегату на 0,07 мм у бік полюса №3 (відповідає фазі першої гармоніки розкладання  $63^{\circ}$ ), еліптичність обода становить 0,04 мм.

## 3.3.5 Висновки за формами статорів та роторів

У статора гідроагрегату ГА1 спостерігається зміщення геометричної осі щодо осі обертання на 0,78 мм, що при експлуатації призводить до одностороннього магнітного тяжіння у бік мінімального повітряного зазору і відповідно до нерівномірного навантаження на сегменти напрямних підшипників. Розрахункове значення одностороннього магнітного тяжіння становить 166,4 кН (17,0 тс). Також слід зазначити, що форма по низу статора дещо гірша за форму по верху статора (при роздільному розкладанні форм статора по верху і низу в ряди Фур'є зміщення геометричної осі по верху статора становить 0,54 мм, зміщення геометричної осі по низу статора становить 1,23 мм).

Форма статора гідроагрегату ГА2 в цілому задовільна, зміщення геометричної осі статора відносно осі обертання становить 0,20 мм, проте при цьому спостерігається істотна еліптичність форм роздільно по верху і низу статора (при роздільному розкладанні форм статора по верху і низу в ряди Фур'є еліптичність по верху статора становить 0,98 мм, еліптичність по низу статора становить 0,90 мм), що компенсується для форми за середнім зазором за рахунок різного кутового положення еліпсів.



- термічна чутливість < 0.15 °C;
- поле зору камери 24 x 18 градусів;
- тип датчику Датчик FPA, без охолодження;
- діапазон записаного спектру 7,5 - 13 мікрометрів, вбудований атмосферний фільтр який відсікає стрічки менше 7,5 мікрометрів;
- смуговий фільтр додатковий функціональний фільтр, керований з меню;
- цифрова роздільна здатність повна динаміка зображення збережена з роздільною здатністю 14 біт;
- максимальний розмір файлу 215 kB;

Випробування було проведене згідно зі станційною технологічною інструкцією.

Параметри нагріву осердя статора генератора:

- напруга живлення 363,2 В
- струм живлення 590 А
- кількість витків намагнічуючої обмотки 8
- час розігріву 45 хв.
- температура навколишнього середовища 18 °C
- початкова температура 14 °C

Теплові зображення були записані з відстані, що дорівнює діаметру статора по всьому колу через 45 хвилин від початку нагріву.

На рис.3.2 – 3.10 наведені термограми, записані після 45 хвилин нагрівання осердя статора за індуктивним методом.

Для досліджуваної поверхні було прийнято значення коефіцієнта випромінювання 0,95.



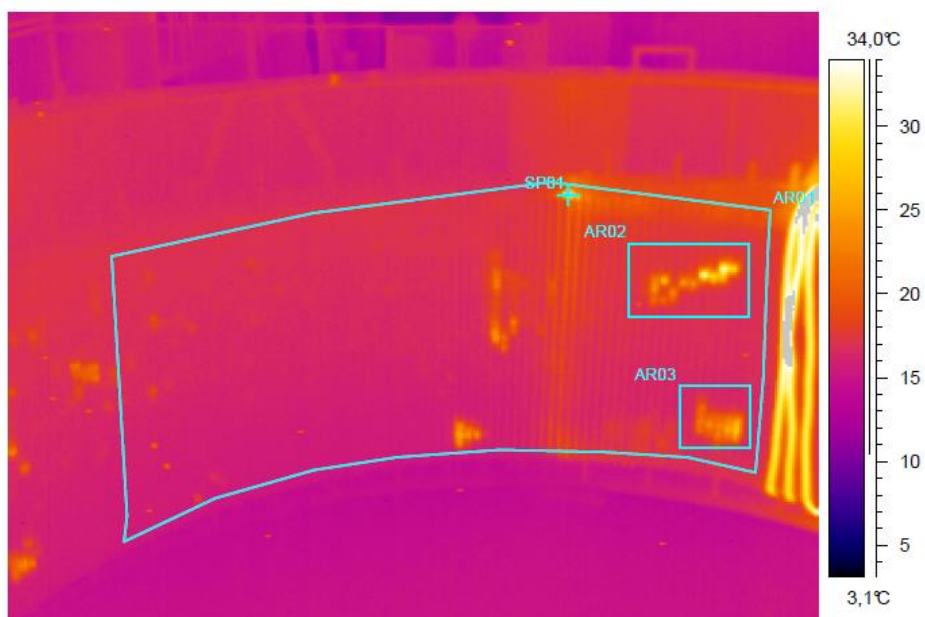


Рис. 3.2 – Термограма 1 ( $t_{SP01} = 43,1^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR01) = 43,1^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\text{average}}(AR01) = 17,1^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR02) = 33,3^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR03) = 27,7^{\circ}\text{C}$ )

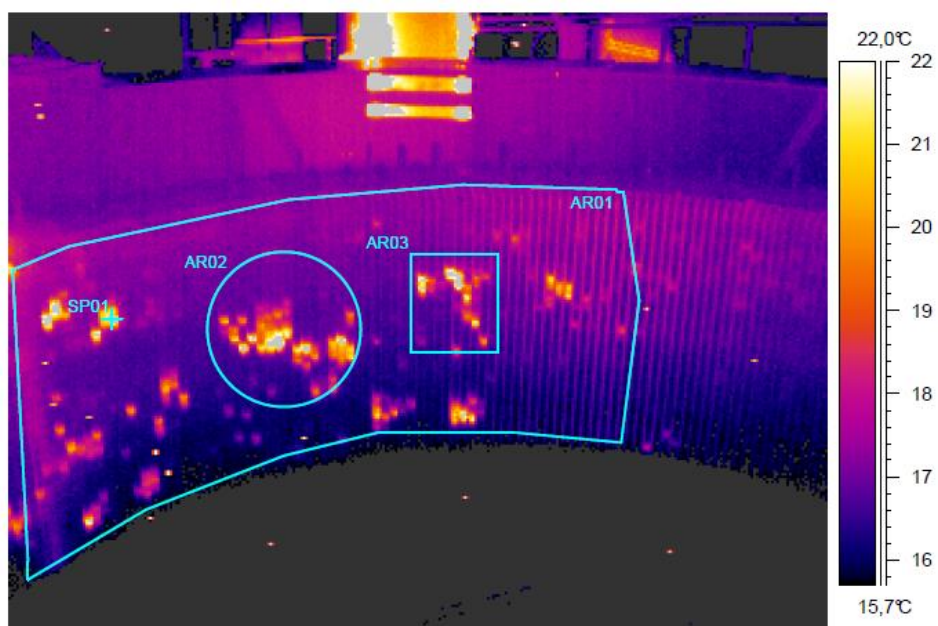


Рис. 3.3 – Термограма 2 ( $t_{SP01} = 23,6^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR01) = 28,3^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\text{average}}(AR01) = 17,0^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR02) = 28,3^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR03) = 25,5^{\circ}\text{C}$ )

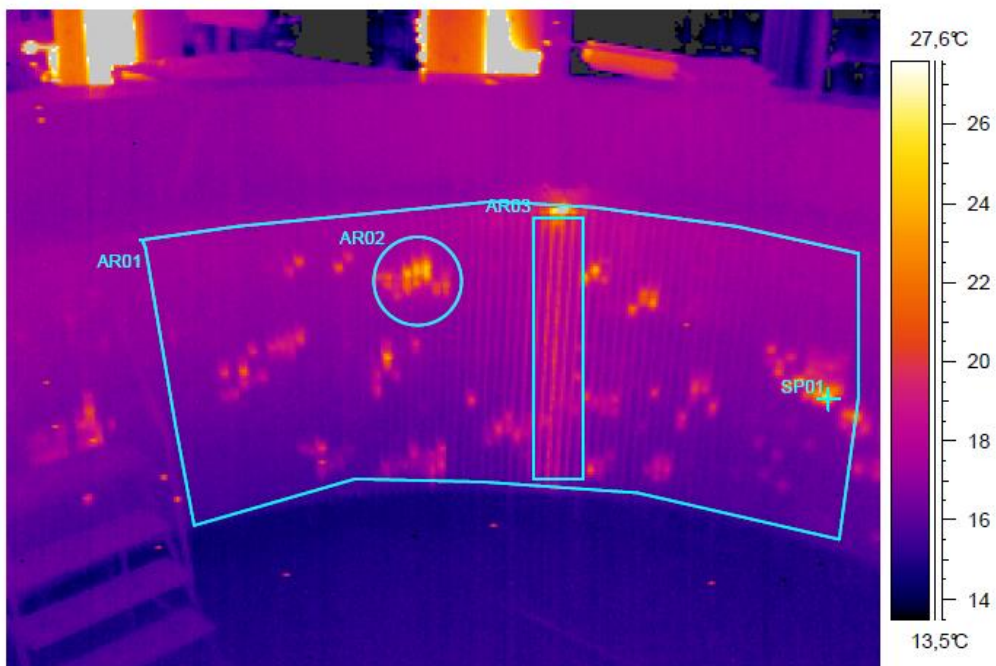


Рис. 3.4 – Термограма 3 ( $t_{SP01} = 26,2^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR01) = 46,6^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\text{average}}(AR01) = 17,1^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR02) = 24,7^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR03) = 23,3^{\circ}\text{C}$ )

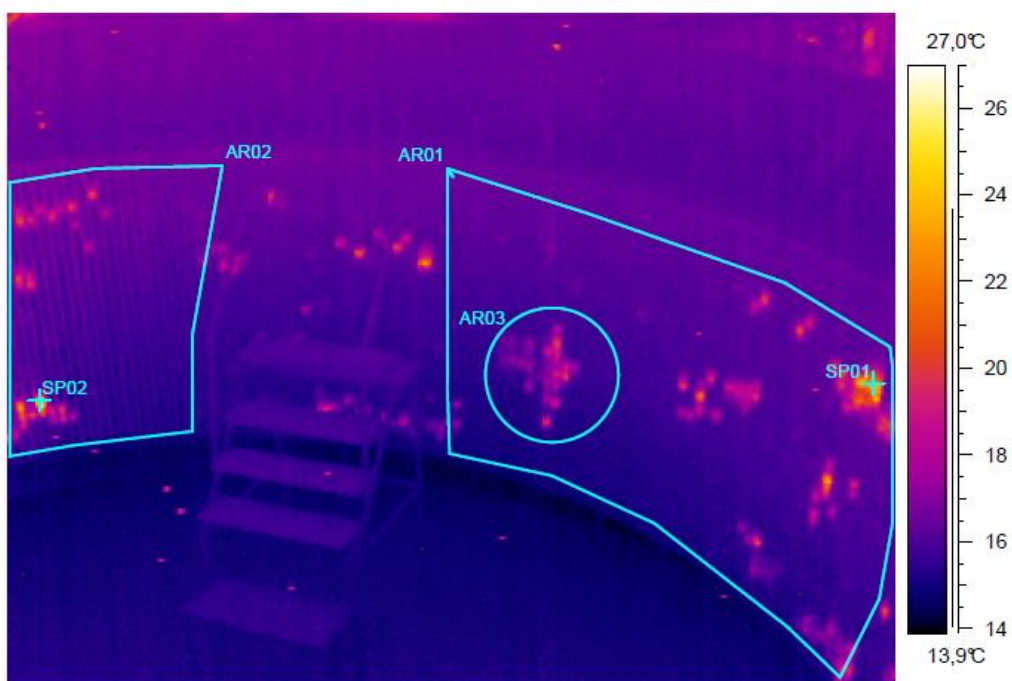


Рис. 3.5 – Термограма 4 ( $t_{SP01} = 23,5^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{SP02} = 30,0^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR01) = 24,6^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\text{average}}(AR01) = 16,0^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR02) = 30,0^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR03) = 20,6^{\circ}\text{C}$ )

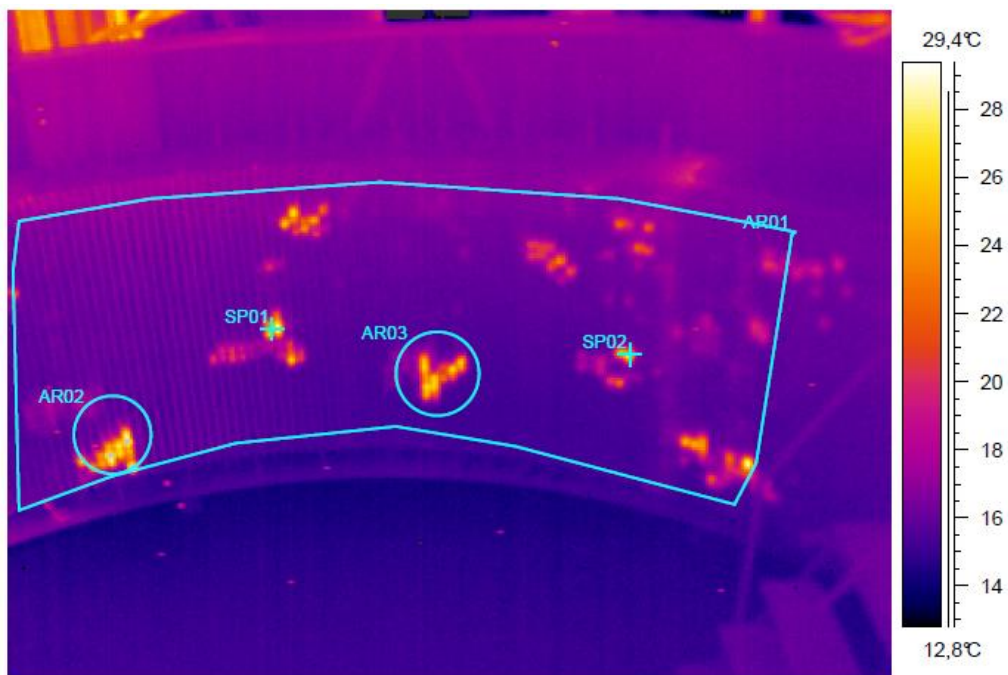


Рис. 3.6 – Термограма 5 ( $t_{SP01} = 23,6^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max (AR01)} = 33,1^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\text{average} (AR01)} = 16,4^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max (AR02)} = 32,5^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max (AR03)} = 27,1^{\circ}\text{C}$ )

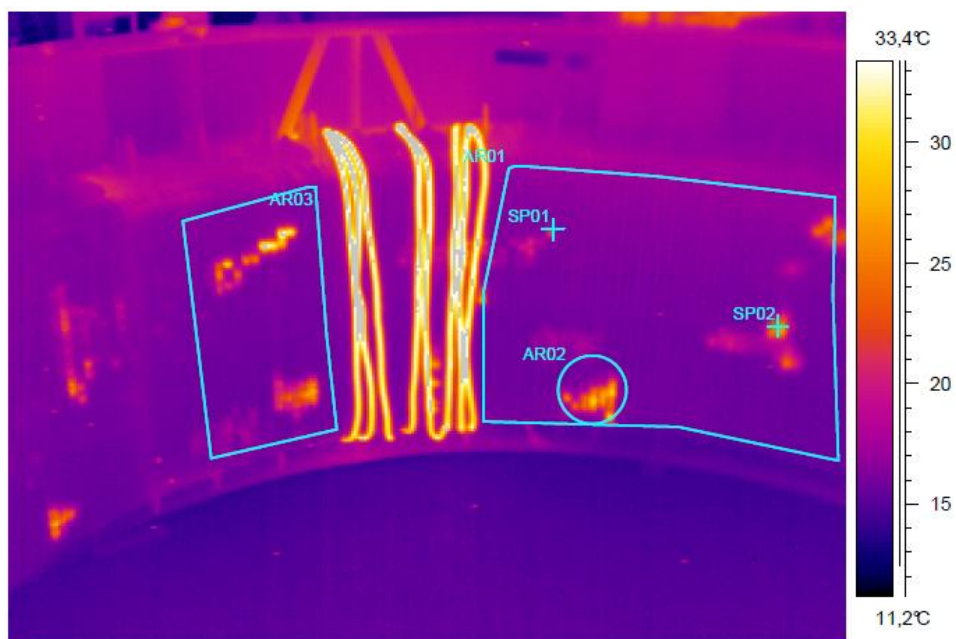


Рис. 3.7 – Термограма 6 ( $t_{SP01} = 18,9^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{SP02} = 25,0^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max (AR01)} = 29,6^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\text{average} (AR01)} = 16,6^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max (AR02)} = 29,6^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max (AR03)} = 26,5^{\circ}\text{C}$ )

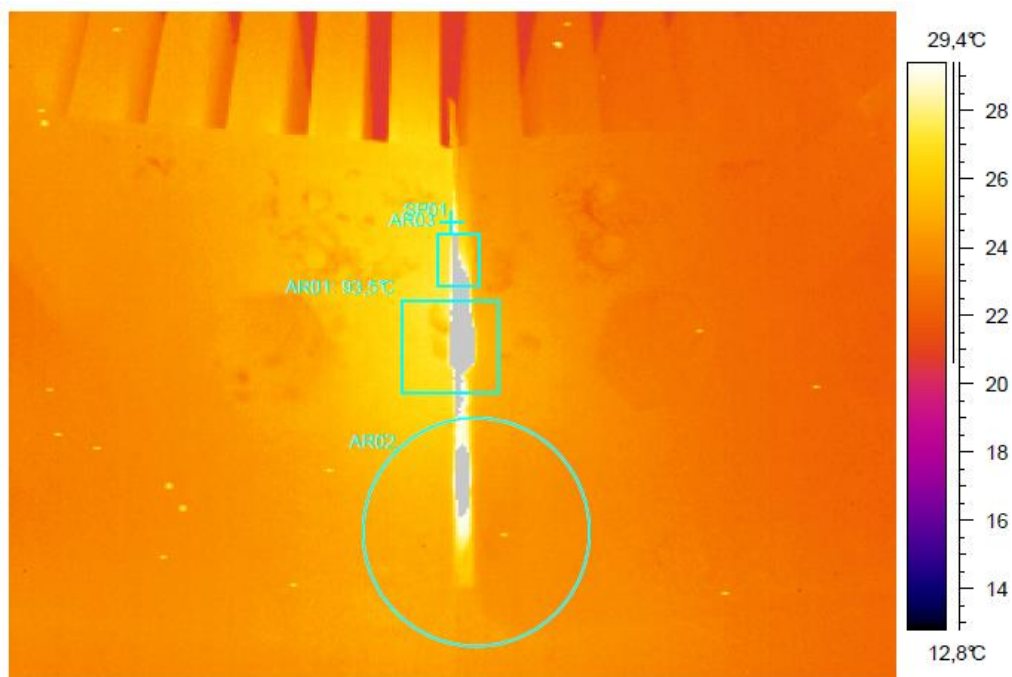


Рис. 3.8 – Термограма 7 (стик осердя) ( $t_{SP01} = 27,2^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR01) = 93,5^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\text{average}}(AR01) = 31,2^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR02) = 32,9^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR03) = 39,4^{\circ}\text{C}$ )

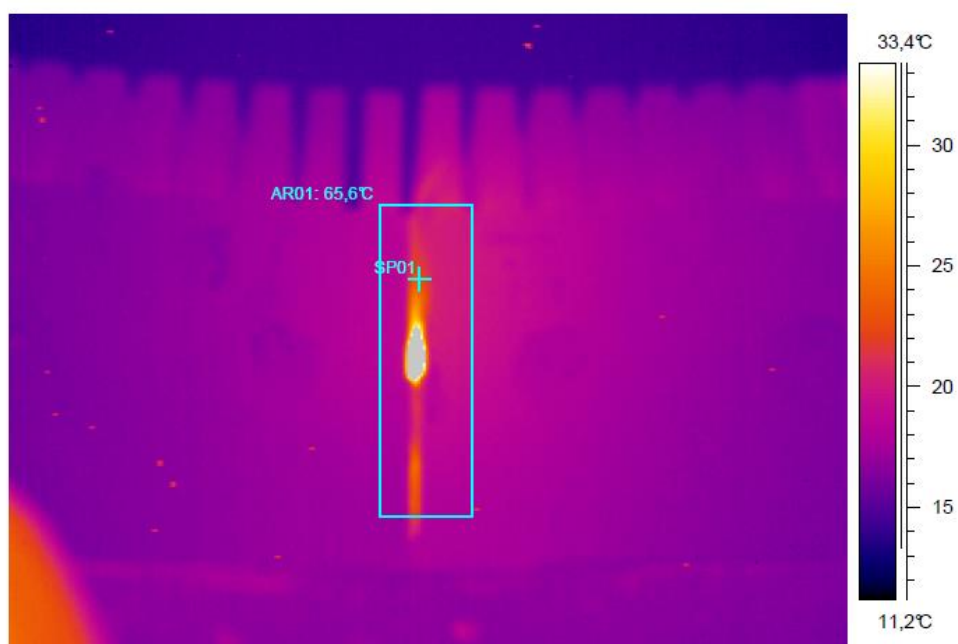


Рис. 3.9 – Термограма 8 (стик осердя) ( $t_{SP01} = 23,1^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\max}(AR01) = 65,6^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{average}}(AR01) = 20,3^{\circ}\text{C}$ )



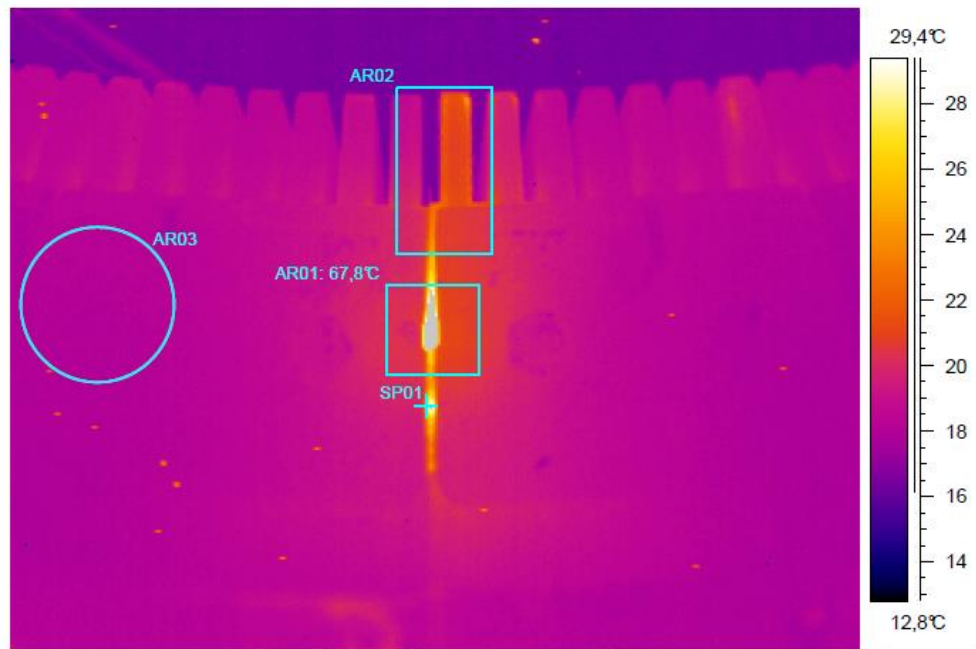


Рис. 3.10 – Термограма 9 (стик осердя) ( $t_{SP01} = 25,2^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR01) = 67,8^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\text{average}}(AR01) = 22,7^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR02) = 24,8^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\max}(AR03) = 19,3^{\circ}\text{C}$ )

Тепловізійне обстеження осердя генератора при індукції  $B = 0,94$  Тл виявило місця з підвищеною температурою і нерівномірний розподіл температури по всій поверхні пакетів активної сталі.

Максимальна зареєстрована температура після 45 хвилин нагрівання становила  $46,6^{\circ}\text{C}$ . Середня температура пакетів після 45 хвилин нагрівання склала  $16,7^{\circ}\text{C}$ . Фактичне середнє підвищення температури пакетів після 45 хвилин нагрівання становить  $2,7^{\circ}\text{C}$  при максимально допустимому підвищенні температури  $10^{\circ}\text{C}$  при індукції 1 Тл (згідно вимогам станційної технологічної інструкції).

Різниця температур між середньою температурою та найгарячішою точкою пакетів після 45 хвилин нагрівання становить  $29,9^{\circ}\text{C}$  і перевищує допустиму різницю температур  $10^{\circ}\text{C}$  при індукції 1 Тл.

Також спостерігалися великі площі з температурою вище допустимих меж і значними підвищеннями температури на стиках сегментів елементарного листа активної сталі статора.

Орієнтовна кількість місць в пакетах, що потребують ремонту, складає  $>40$ .

Таким чином можна зробити висновок, що стан пакетів активної сталі генератора не відповідає вимогам станційної технологічної інструкції.

### **3.5 Висновки до третього розділу**

Виконані випробування гідрогенераторів-двигунів виробництва компанії «Skoda» на електростанції «Zydowo» (Республіка Польща).

Проведено аналіз вібраційного стану гідроагрегатів в різних режимах роботи, визначені основні експериментальні вібраційні параметри та перевірено їх відповідність вимогам нормативної документації.

Виконані вимірювання форм роторів та статорів гідрогенераторів-двигунів, за результатами аналізу форм числовими методами з використанням розкладання в ряд Фур'є визначені розрахункові відхилення існуючих форм від циліндричної.

Проведено діагностику технічного стану активних частин гідрогенератора з використанням тепловізійного обладнання, в тому числі випробування осердя статора на питомі втрати і нагрівання при його індуктивному намагнічуванні.

### **3.6 Література до третього розділу**

1. IEEE Std 115-2009 "IEEE Guide for Test Procedures for Synchronous Machines Part I—Acceptance and Performance Testing Part II—Test Procedures and Parameter Determination for Dynamic Analysis," (Revision of IEEE Std 115-1995), vol., no., pp.1-219, 7 May 2010. <https://www.doi.org/10.1109/IEEESTD.2010.5464495>

2. S. Nandi, H. A. Toliyat and X. Li, "Condition Monitoring and Fault Diagnosis of Electrical Motors—A Review," in IEEE Transactions on Energy Conversion, vol. 20, no. 4, pp. 719-729, Dec. 2005. <https://doi.org/10.1109/TEC.2005.847955>

3. ДСТУ ISO 7919-5:2014 Вібрація механічна. Оцінювання стану машин за результатами вимірювання вібрації на обертальних валах. Частина 5. Агрегати гідроелектростанцій та насосних станцій. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=92753](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=92753) .

4. ДСТУ ISO 10816-5:2010 Вібрація. Оцінення вібрації машин за результатами вимірювання вібрації необертювих частин. Частина 5. Машинні агрегати для гідроелектростанцій і насосних станцій. Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id\\_doc=51471](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=51471).

5. 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). Режим доступу: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=68108](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=68108)

6. Дубовик В. П., Юрик І. І. Вища математика: Навчальний посібник. К.: А.С.К., 2006. 648 с. [https://xn--e1ajqk.kiev.ua/wp-content/uploads/2019/12/dubovik-yp-yurik-vischa-matematika\\_a4932a8da7f.pdf](https://xn--e1ajqk.kiev.ua/wp-content/uploads/2019/12/dubovik-yp-yurik-vischa-matematika_a4932a8da7f.pdf).

7. С. Carounagarane, Т. R. Chelliah and D. Khare, "Analysis on Thermal Behavior of Large Hydrogenerators Operating With Continuous Overloads," in IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 56, no. 2, pp. 1293-1305, March-April 2020. <https://www.doi.org/10.1109/TIA.2019.2958782>

## РОЗДІЛ 4 РЕКОНСТРУКЦІЯ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ-ДВИГУНІВ

### 4.1 Пропозиції щодо модернізації та ремонту

За результатами аналізу вібраційного стану гідрогенераторів-двигунів ГА1 та ГА2 виявлено підвищені значення бою валу в районі верхнього напрямного та турбінного підшипників та підвищена вібрація генераторного підшипника, що виходять за межі допустимих значень при експлуатації згідно з вимогами ISO 7919-5 та ISO 10816-5 [1].

Підвищену вібрацію можуть викликати наступні причини [2, 3]:

- замикання витків обмотки ротора;
- нерівномірність повітряного зазору по колу між ротором та статором;
- ексцентриситет між бочкою ротора і віссю валу (у тому числі виникає при роботі генератора внаслідок відділення обода від остова ротора);
- недостатньо жорстке кріплення опори верхнього напрямного підшипника (корпусу підшипника, хрестовини), можливий резонанс опори.

За результатами вимірювання форм роторів значних відхилень за їхньою формою у статичному положенні виявлено не було. Однак за результатами вимірів форм на працюючому гідроагрегаті ГА1 по датчиках повітряного зазору виявлено, що повітряний зазор при подачі збудження змінюється, причому несиметрично по верху і низу ротора, що може свідчити про відокремлення обода від остова ротора та про послаблення заклинування полюсів на ободі.

За результатами вимірювання форм статорів виявлено, що для статора гідрогенератора-двигуна ГА1 спостерігається відхилення геометричної осі статора від обертової осі ротора, яке вимагає виправлення шляхом зміщення статора або ротора. Для гідрогенератора-двигуна ГА2 спостерігається суттєва різниця форм по верху та низу статора. Також за результатами вимірювання вібрації на статорах ГА1 та ГА2 спостерігається підвищена низькочастотна вібрація осердя. Всі зазначені фактори можуть свідчити про ослаблення кріплення осердя до корпусу статора, ослаблення кріплення секторів статора між собою, ослаблення кріплення



корпусу статора до фундаменту, а також недостатню жорсткість фундаменту в місці кріплення статора.

Посилення жорсткості кріплення опори верхнього напрямного підшипника може бути виконано шляхом встановлення розпирних радіальних домкратів між лапами хрестовини і фундаментом. Попередній варіант розташування домкратів показаний на рис. 4.1 [4, 5].

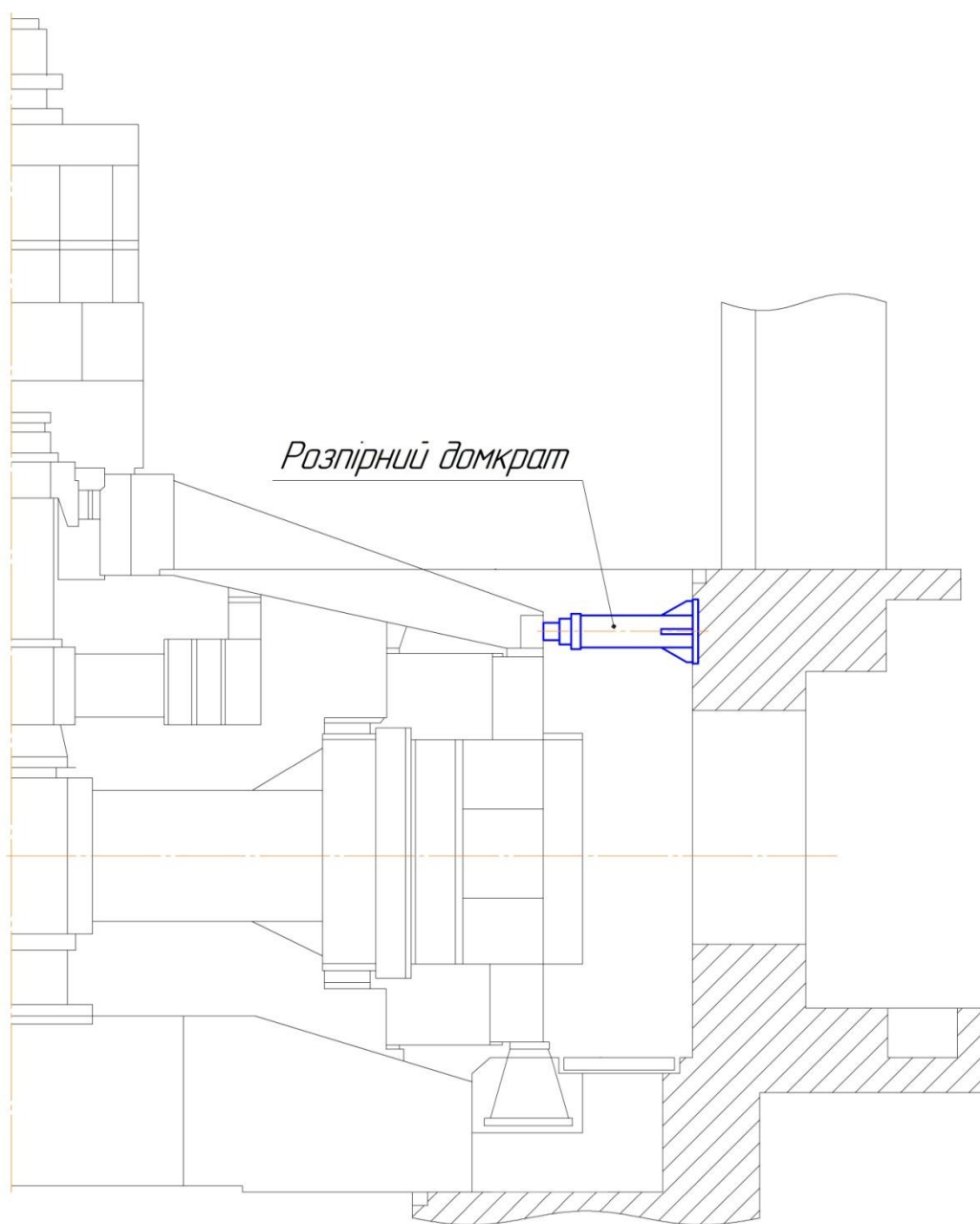


Рисунок 4.1 – Розташування розпирних домкратів

Для вирішення всіх питань, пов'язаних із встановленням домкратів та необхідністю посилення кріплення елементів гідрогенератора до фундаменту, необхідно провести додаткові дослідження (механічні розрахунки, дослідження власних частот корпусних і деталей, що обертаються, узгодження радіальних навантажень у частині передачі їх на фундамент).

Таким чином, для забезпечення безпечної роботи та зменшення вібрації необхідно на гідрогенераторах-двигунах ГА1 та ГА2 провести наступні заходи:

- встановити додатково розпірні домкрати на верхній хрестовині;
- виконати обстеження елементів кріплення корпусу статора до фундаменту, кріплення секторів статора між собою, кріплення осердя статора; при необхідності, вжити заходів щодо посилення ослаблених місць кріплення;
- виконати гаряче переклинування обода ротора.

Відповідно до виконаних розрахунків необхідна різниця температур між ободом і остовом ротора при гарячому розклинуванні обода становить 60 °С. При цьому повинна бути забезпечена величина діаметрального натягу обода відносно остова 3,3 – 3,4 мм.

## **4.2 Механічний розрахунок елементів ротора**

У розрахунку необхідно визначити:

- розрахункову величину роз'єднувальної частоти обертання;
- необхідну величину натягу обода ротора;
- необхідну різницю температур між ободом ротора та спицями для досягнення необхідного натягу;
- механічні напруження та збільшення зовнішнього діаметра обода ротора при номінальних та угонних частотах обертання.

Отримані напруження не повинні перевищувати 2/3 від межі плинності використаних матеріалів.

### **4.2.1 Вихідні дані щодо дослідження ротора**

Вихідні дані щодо дослідження ротора наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

## Вихідні дані

Найменування	Позначення	Розмірність
Зовнішній діаметр обода ротора	$D_1=5,592$	м
Внутрішній діаметр обода ротора	$D_2=4,868$	м
Номінальна частота обертання ротора	$n=187$	об/хв.
Угонна частота обертання ротора	$n_y=262$	об/хв.
Кількість полюсів ротора	$Z_1=32$	-
Глибина паза у сегменті під хвіст полюса	$H_2=0,097$	м
Маса шихтованого полюса ротора	$G=1637,81$	кг
Діаметр отвору під стяжну шпильку М30	$D_0=0,0383$	м
Радіус по центру мас полюса	$R_1=3,63$	м
Радіус осей шпильок першого ряду в сегменті	$R_0=2,5$	м
Кількість сегментів по колу	$Z_0=8$	-
Ширина повітряного каналу в обід ротора.	$B_k=0,036$	м
Число повітряних каналів	$Z_k=6$	-
Число пазів в обід ротора під хвосту полюсів	$Z_p = Z_1 \cdot 1 = 32$	-
Площа паза	$F_p=0,005315$	м <sup>2</sup>
Число груп стяжних шпильок у сегменті	$Z_2=4$	-
Число шпильок у кожній групі на полюс	$Z_4=5$	-
Зсув сегментів, вимірний числом кроків між групами стяжних шпильок	$Z_5 = \frac{Z_2 - 2}{2} = 1$	
Питомий тиск під час запресування сегментів	$Q=2$	МПа
Зовнішній діаметр стяжної шпильки по нарізці	$D_5=0,036$	м
Діаметр шпильки по тілу	$D_8=0,024$	м
Внутрішній діаметр різьби шпильки	$D_6=0,025706$	м
Площа перерізу шпильки за внутрішнім діаметром різьби	$F_2 = \frac{\pi \cdot D_6^2}{4} = 0,$	м <sup>2</sup>
Межа плинності матеріалу сегментів	$S_9=240$	МПа
Число, при якому число шарів елементарного обода ціле	$K_8=3$	-
Осьова довжина обода під осердями полюсів	$L_p=1,8$	м
Осьова довжина обода без каналів під осердями полюсів	$L_0=1,584$	м
Глибина паза під клини обода	$H_0=0,018$	м
Товщина сегмента обода	$S=0,003$	м
Межа плинності матеріалів стяжних шпильок	$S_6=280$	МПа
Маса 1-го сегмента обода ротора	$G_1=31,4$	кг
Щільність сталі	$\gamma_1=7850$	кг/м <sup>3</sup>
Мінімальна радіальна ширина сегмента обода ротора	$H_1=0,212$	м
Маса обода ротора під осердями полюсів з вирахуванням маси пазів під хвосту полюсів	$G_{об}=81000$	кг

#### 4.2.2 Розрахункова сітка

Розрахункова сітка будувалася для кожного окремого елемента конструкції. Вводився елемент керування сіткою. При цьому мінімальний геометричний елемент конструкції повинен включати не менше 3-х елементів сітки. Збіжність результатів досягалась шляхом зменшення сітки таким чином, щоб результати не відрізнялися більш ніж на 0,5%. Параметри розрахункової сітки наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Параметри розрахункової сітки

Параметр	Значення
Тип сітки	сітка на твердому тілі
Використовуване розбиття	сітка на основі кривизни
Точки Якобіана	4 точки
Макс. розмір елемента, мм	177,462
мін. розмір елемента, мм	35,4925
Якість сітки	висока
Усього вузлів	198158
Усього елементів	120636
Максимальне співвідношення сторін	200,9
Відсоток елементів із співвідношенням сторін $< 3$	75,9
Відсоток елементів із співвідношенням сторін $> 10$	0,841
% спотворених елементів (якобіан)	0

На рисунках 4.2 і 4.3 наведені, відповідно, розрахункова сітка, побудована для дослідження моделі, та граничні умови розрахунку.

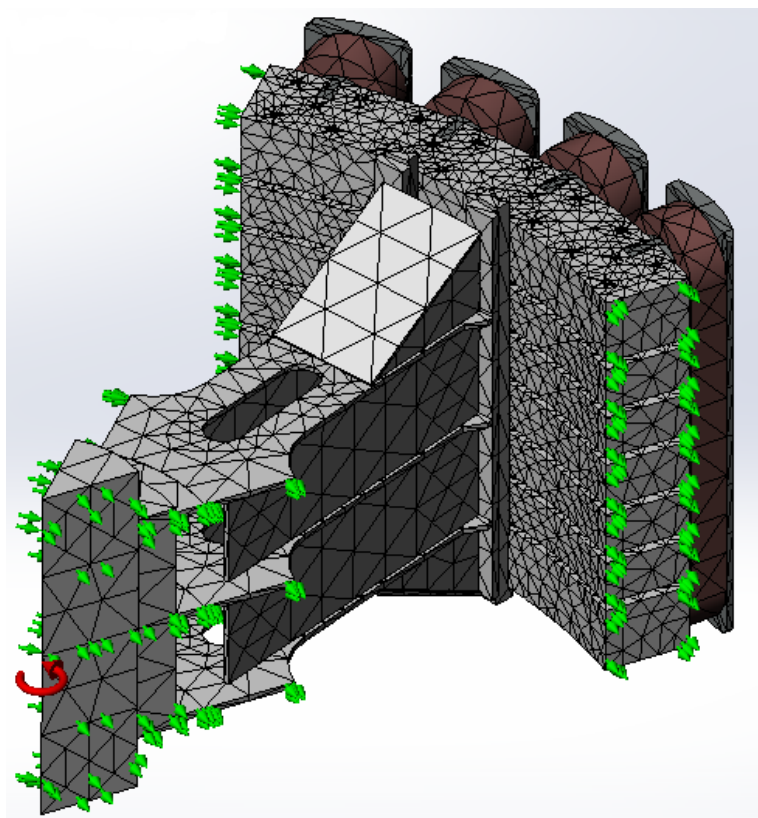


Рисунок 4.2 – Розрахункова сітка

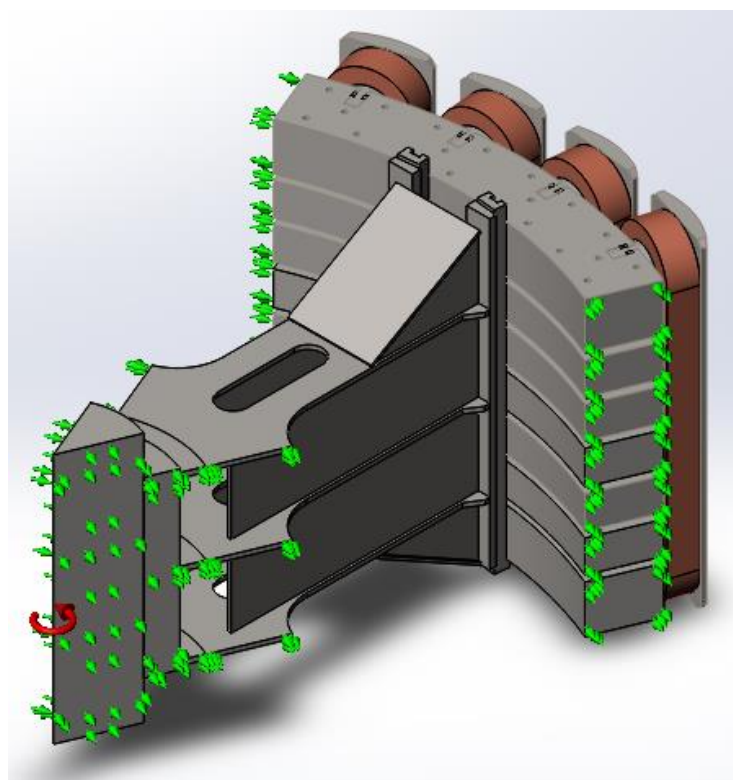


Рисунок 4.3 – Граничні умови розрахунку

### 4.2.3 Аналітичний розрахунок

4.2.3.1 Коефіцієнт відцентрових сил при номінальній та угонній частоті обертання:

$$A_n = \left(\pi \cdot \frac{N_H}{30}\right)^2 = 385,531 \frac{1}{c^2}; \quad (4.1)$$

$$A_y = \left(\pi \cdot \frac{N_Y}{30}\right)^2 = 752,766 \frac{1}{c^2} \quad (4.2)$$

4.2.3.2 Радіус інерції обода ротора:

$$a = \frac{D_2}{D_1} = 0,87053; \quad (4.3)$$

$$R_{oi} = \frac{1}{3} \cdot D_1 \cdot \left(\frac{1+a+a^2}{1+a}\right) = 2,619 \text{ м}; \quad (4.4)$$

4.2.3.3 Відцентрова сила полюсів:

$$C_{\pi} = A_y \cdot Z_1 \cdot G \cdot R_1 \cdot 10^{-6} = 143,212 \text{ МН}; \quad (4.5)$$

4.2.3.4 Відцентрова сила обода ротора:

$$C_0 = A_y \cdot G_{ob} \cdot R_{oi} \cdot 10^{-6} = 159,702 \text{ МН}; \quad (4.6)$$

4.2.3.5 Напруження розтягування в сегменті обода ротора при угонній частоті обертання:

$$Z_6 = 4 \quad (4.7)$$

$$\sigma_0 = \frac{C_{\pi} + C_0}{6,26 \cdot H_1 \cdot L_0} \cdot \frac{Z_6}{Z_6 - 1} = 192,129 \text{ МПа}; \quad (4.8)$$

Матеріал сегменту обода ротора: S300MC EN10149-2-95 з межею плинності  $\sigma_s = 300 \text{ МПа}$ .

Запас міцності за межами плинності

$$m = \frac{\sigma_s}{\sigma_0} = 1,561; \quad (4.9)$$

4.2.3.6 Площа поверхні сегмента:

$$F_1 = 0,89 \text{ м}^2; \quad (4.10)$$

4.2.3.7 Зусилля запресування між сегментами, що припадає на одну шпильку:

$$P_1 = \frac{Q \cdot 10^6 \cdot F_1}{Z_2 \cdot Z_4} = 89000 \text{ Н}; \quad (4.11)$$

4.2.3.8 Момент затягування стяжної шпильки:

$$M_1 = 0,22 \cdot P_1 \cdot D_5 = 704,88 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (4.12)$$

Приймаємо момент затягування стяжної шпильки рівним:

$$M_{\text{зат}} = 700 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (4.13)$$

4.2.3.9 Напруження розтягування у шпильці при затягуванні:

$$\sigma_4 = \frac{M_{\text{зат}} \cdot 10^{-6}}{0,22 \cdot D_5 \cdot F_2} = 170,3 \text{ МПа}; \quad (4.14)$$

4.2.3.10 Напруження кручення у шпильці:

$$T_{\text{кр}} = \frac{8 \cdot M_{\text{зат}} \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot D_6^3} = 104,938 \text{ Мпа}; \quad (4.15)$$

4.2.3.11 Приведене напруження у шпильці обода ротора:

$$\sigma_5 = \sqrt{\sigma_4^2 + 3 \cdot T_{\text{кр}}^2} = 249,075 \text{ Мпа}; \quad (4.16)$$

4.2.3.12 Число шарів сегментів в ободі з урахуванням нещільності сегментів:

$$M_0 = \frac{0,98 \cdot L_0}{s} = 517,44; \quad (4.17)$$

Приймаємо число шарів сегментів в ободі з урахуванням нещільності сегментів рівним:

$$M_0 = 517; \quad (4.18)$$

4.2.3.13 Площа перерізу шпильки по тілу:

$$F_0 = \frac{\pi \cdot D_8^2}{4} = 0,0004524 \text{ м}^2 \quad (4.19)$$

4.2.3.14 Напруження зрізу в шпильці від дії відцентрових сил при угоні:

$$T_1 = \frac{C_{\text{п}} + C_0}{2 \cdot \pi \cdot Z_4 \cdot Z_5 \cdot M_0 \cdot F_0} \cdot \frac{Z_6 - 1}{Z_6} = 30,919 \text{ МПа} \quad (4.20)$$

Зважаючи на те, що конструкція обода ротора не переглядається, а шпильки витримали багаторічну експлуатацію без пошкоджень, матеріал шпильок: Сталь 40 ДСТУ 7809:2015 з межею плинності  $\sigma_{ts}=335$  МПа.

Для нормальної роботи згідно норм міцності для гідрогенераторів необхідно щоб розраховане значення механічних навантажень не перевищувало 75% від межі плинності матеріалів.

$$\sigma_{\text{доп.}} = 0,75 \cdot \sigma_{ts} = 251,25 \text{ МПа} \quad (4.21)$$

4.2.3.15 Стик елементарного обода ротора

4.2.3.15.1 Кількість шарів в елементарному ободі:

$$Z_6 = K_8 \cdot \frac{Z_2}{Z_5} = 12 \quad (4.22)$$

4.2.3.15.2 Для кожного ступеня елементарного обода ротора (1-1, 1-2, і т. д. до останнього ступеня) визначаємо:

а) число шпильок, що зрізаються в кожному ступені:

$$Z_7 = Z_4 \cdot Z_5 = 5 \quad (4.23)$$

б) найменша кількість листів елементарного обода, які розташовані вище або нижче площини зрізу – мінімальне:

$$M_{л}=1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 5 \ 4 \ 3 \ 2 \ 1, \quad (4.24)$$

при  $Z_6=12$ .

4.2.3.15.3 Для кожного ступеня визначаємо:

а) площа перерізу шпильок на зріз:

$$F_6 = Z_7 \cdot F_0 = 0,002262 \text{ м}^2; \quad (4.25)$$

4.2.3.15.3 Для кожного ступеня визначаємо:

а) площа перерізу шпильок на зріз:

$$i = 1 \dots 5; \quad (4.26)$$

$$F_{7_i} = 5 \cdot S \cdot D_8 \cdot Z_7 \cdot i \quad (4.27)$$

$$F_7 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.0018 \\ 0.0036 \\ 0.0054 \\ 0.0072 \\ 0.009 \end{pmatrix} \text{ м}^2; \quad (4.28)$$

4.2.3.15.4 Знаходимо сумарну площу зрізу за всіма перерізами:

$$F_{\text{сум}} = 2 \cdot \sum_{i=1}^6 F_{7_i} + F_6 \cdot (Z_6 - 5) = 0,027 \text{ м}^2; \quad (4.29)$$

4.2.3.15.5 Граничне навантаження, яке може передати стик елементарного обода:

$$P_{\text{пр}} = 0,6 \cdot \sigma_{ts} \cdot F_{\text{сум}} = 5,353 \text{ МН}; \quad (4.30)$$

4.2.3.15.6 Навантаження на стик елементарного обода при угоні:

$$P_e = \frac{C_{п+C_0}}{6,28} \cdot \frac{Z_6}{M_0} = 1,12 \text{ МН}; \quad (4.31)$$



4.2.3.15.7 Запас у стику елементарного обода ротора для граничного навантаження при угоні:

$$k_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{P_3} = 4,782; \quad (4.32)$$

4.2.3.16 Деформація обода ротора, викликана відцентровими силами

4.2.3.16.1 Діаметр обода по дну пазів під хвостовики полюса:

$$D_3 = D_1 - 2 \cdot H_2 = 5,398 \text{ м}; \quad (4.33)$$

Модуль пружності приймаємо рівним:

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}; \quad (4.34)$$

4.2.3.16.2 Середня податливість обода ротора на діаметр:

$$L_1 = \frac{(D_3 + D_2)}{(D_3 - D_2)} \cdot \frac{1,1}{2 \cdot \pi \cdot L_0 \cdot E} = 1,019 \cdot 10^{-11} \frac{\text{м}}{\text{Н}}; \quad (4.35)$$

4.2.3.16.3 Деформація обода на діаметр при номінальній частоті обертання:

$$E_2 = L_1 \cdot (C_{\text{п}} \cdot \frac{A_N}{A_y} + C_0 \cdot \frac{A_N}{A_y}) \cdot 10^6 = 0,00158 \text{ м}; \quad (4.36)$$

4.2.3.16.4 Деформація обода ротора на діаметр при угонній частоті обертання:

$$E_3 = L_1 \cdot (C_{\text{п}} + C_0) \cdot 10^6 = 0,003088 \text{ м}; \quad (4.37)$$

4.2.3.16.5 Натяг розклинування обода ротора виходячи з можливого перегріву 60°C:

$$\alpha = 11,5 \cdot 10^{-6}; \quad (4.38)$$

$$d_t = \alpha \cdot 60 \cdot D_2 = 0,00336 \text{ м}; \quad (4.39)$$

Приймаємо натяг на діаметр 3,3...3,4 мм.

4.2.3.16.6 Відокремлююча частота обертання обода при розрахунковому натягу без урахування деформації остова ротора:

$$n_{\text{відокр.}} = N_H \cdot \sqrt{\frac{d_t}{E_2}} = 273,25 \frac{\text{об}}{\text{хв.}} \quad (4.40)$$

#### 4.2.4 Тривимірний розрахунок

Для можливості обліку впливу отворів та пазів на напружено-деформований стан основа ротора розрахунок був виконаний методом елементів з використанням прикладного пакету SolidWorks Simulation [6].

Враховуючи циклічну симетрію дисків, розрахункова модель взята у вигляді сектора з кутом  $=45^\circ$ . Товщини деталей моделі прийняті відповідно до креслень. Інші геометричні розміри також взяті з креслень основа ротора і валу. Модель представлена на рис. 4.4.

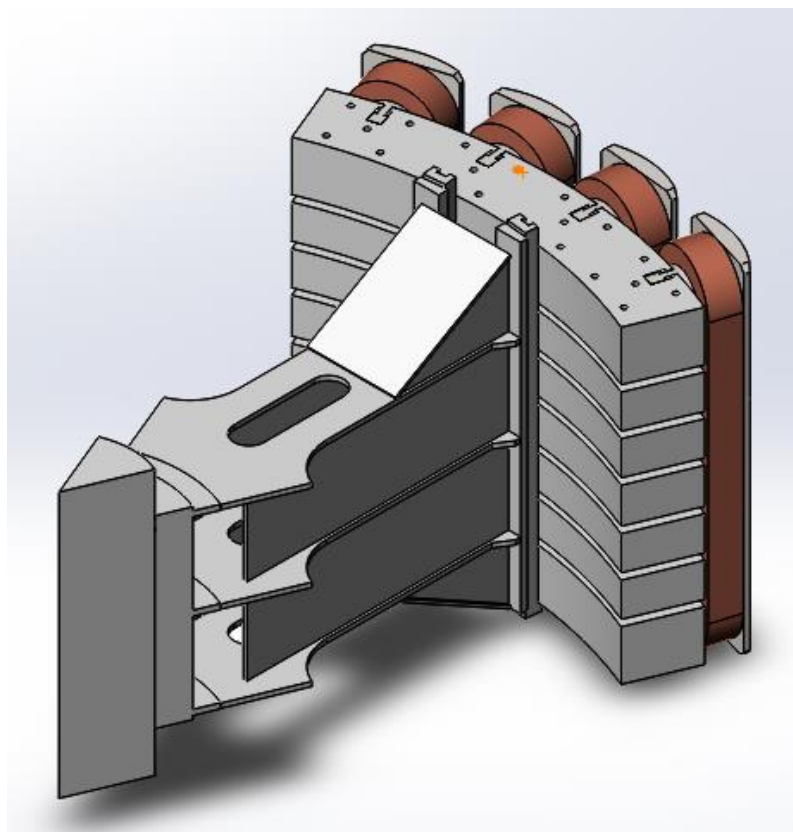


Рисунок 4.4 – Розрахункова модель сектора ротора

Результати розрахунку наведені на рис. 4.5 – 4.22.

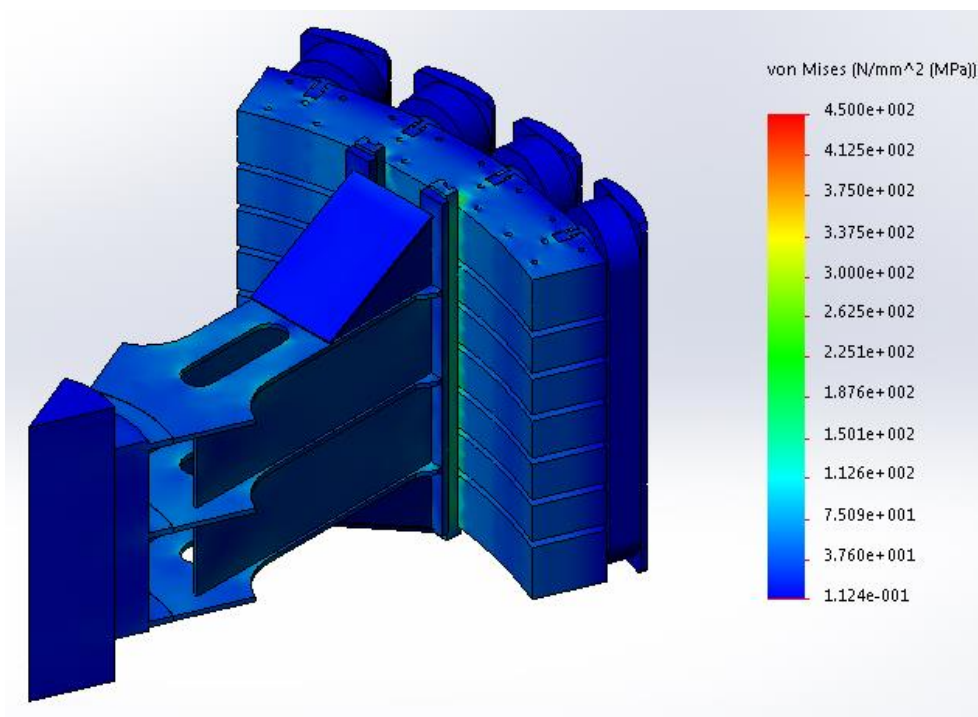


Рисунок 4.5 – Елюра напружень при номінальній частоті обертання

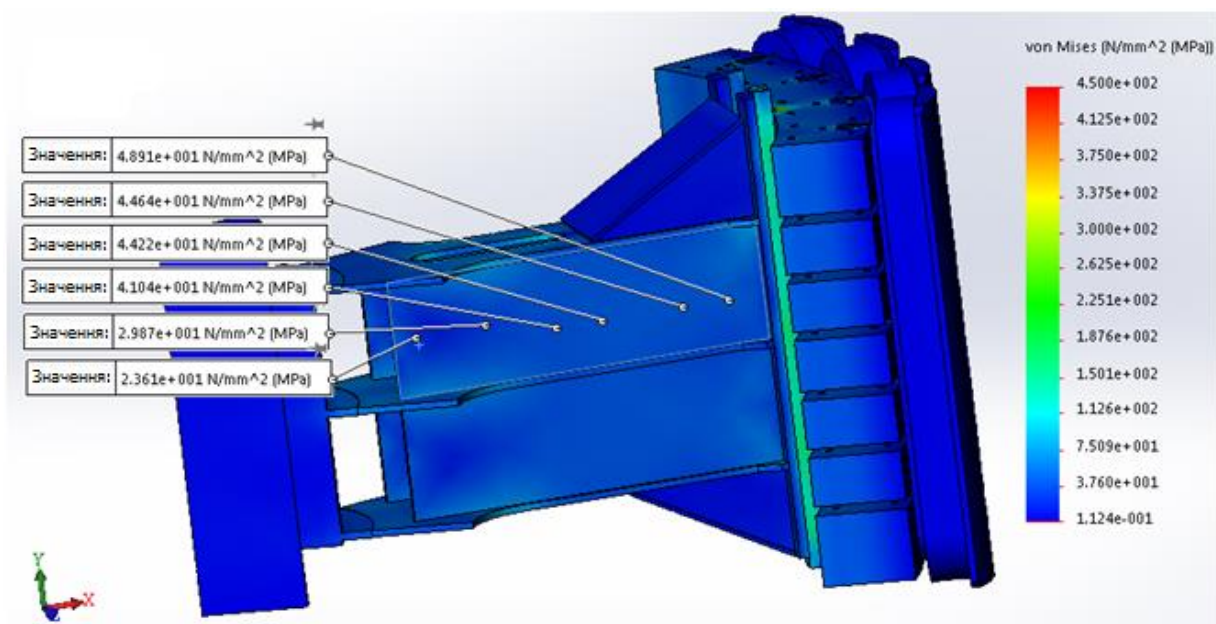


Рисунок 4.6 – Елюра напружень при номінальній частоті обертання вздовж спиці

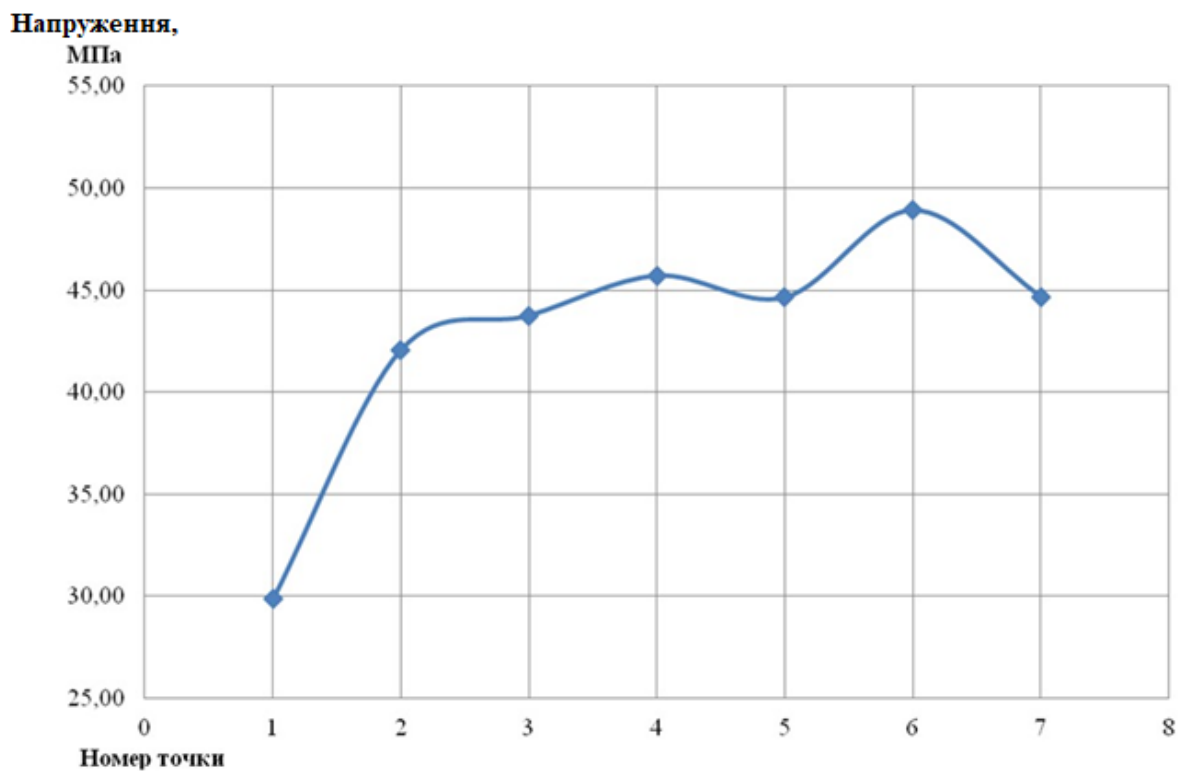


Рисунок 4.7 – Графік напружень при номінальній частоті обертання вздовж спиці

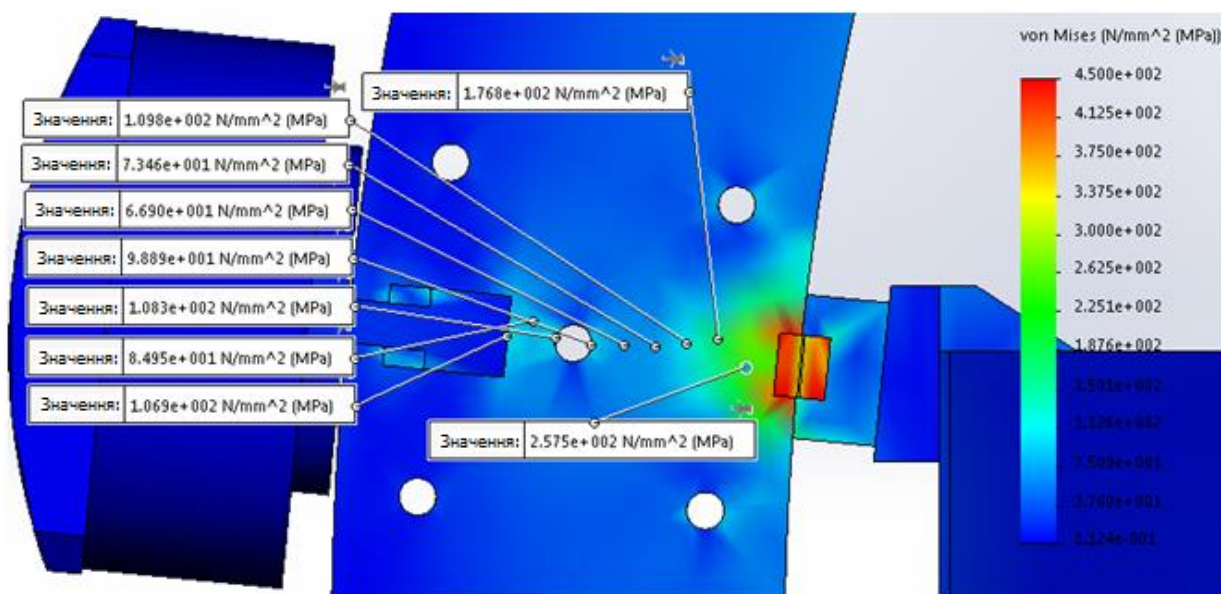


Рисунок 4.8 – Епюра напружень при номінальній частоті обертання в ободі ротора

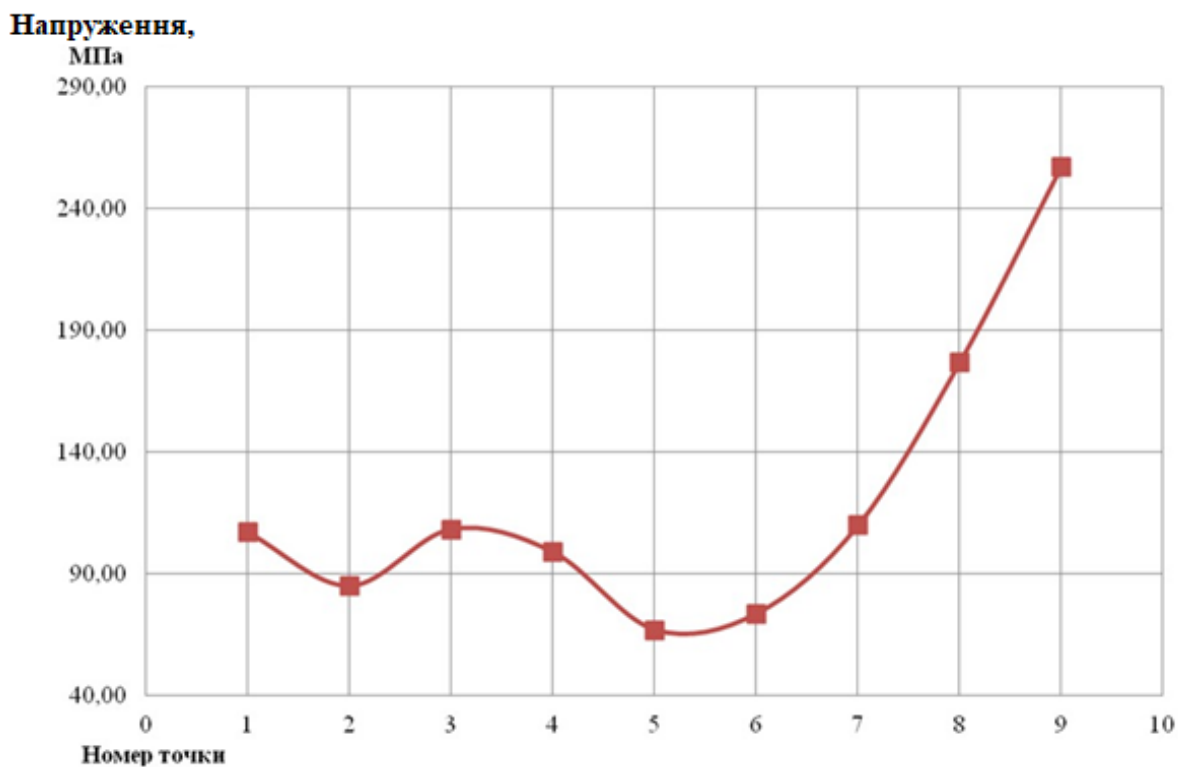


Рисунок 4.9 – Графік напружень при номінальній частоті обертання в ободі ротора (напруження в точках 8 і 9 є контактними і в розрахунку середніх напружень участі не беруть)

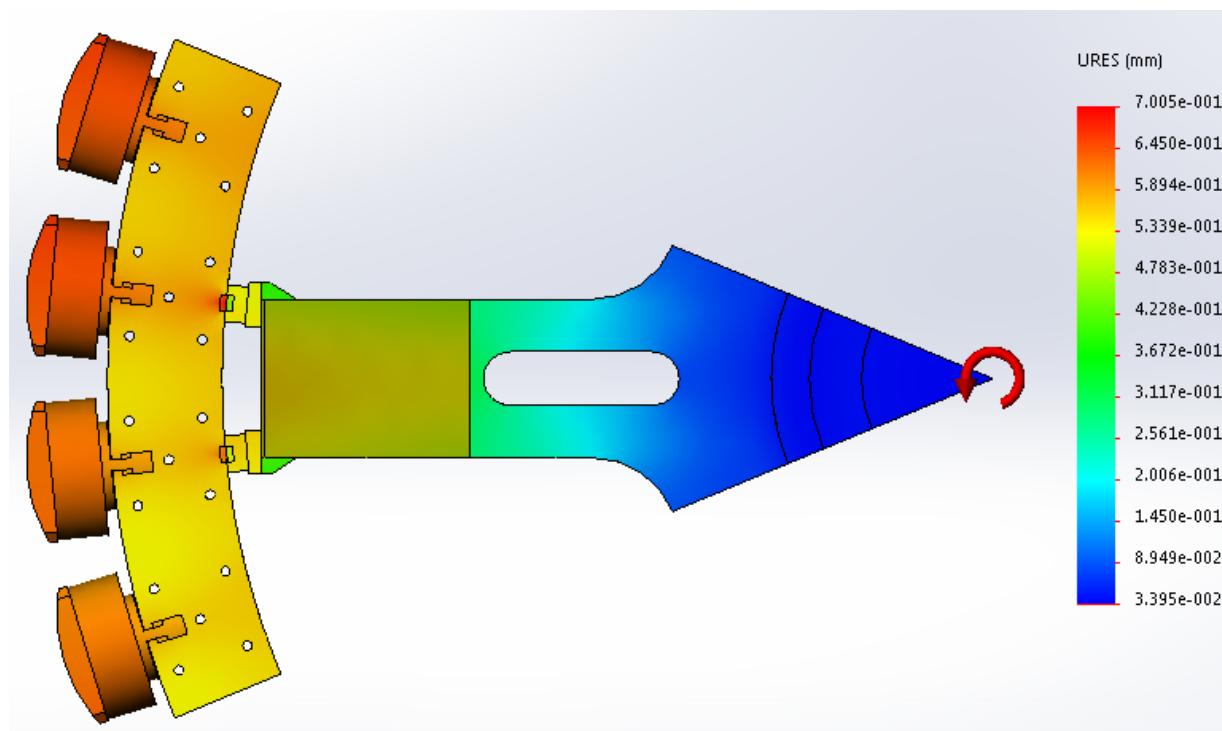


Рисунок 4.10 – Зміна діаметра обода ротора при номінальній частоті обертання (0,7 мм на радіус)



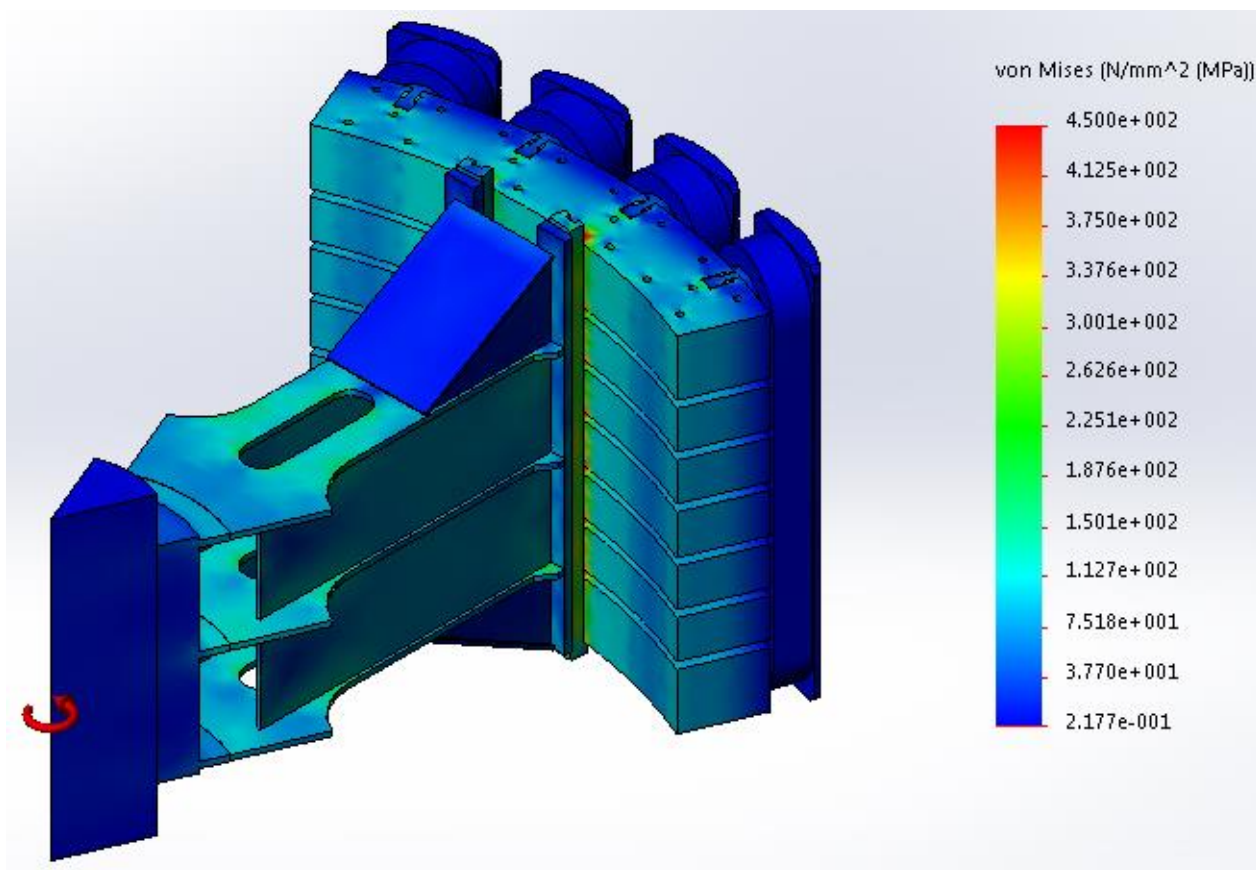


Рисунок 4.11 – Епюра напружень при угонній частоті обертання

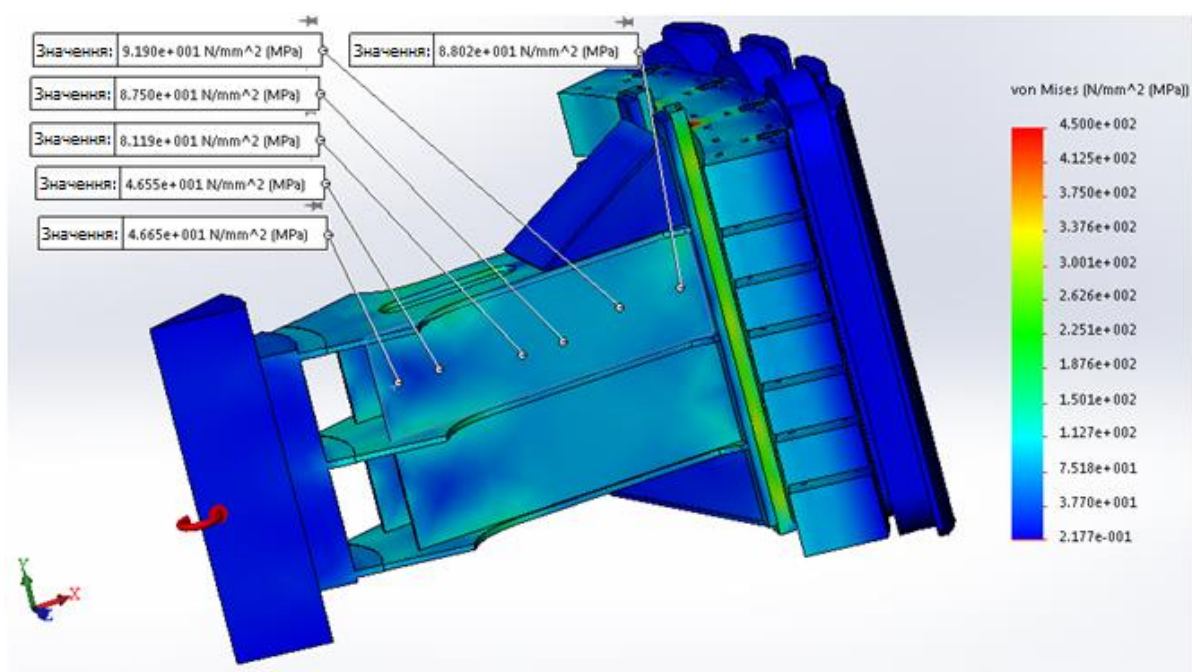


Рисунок 4.12 – Епюра напружень при угонній частоті обертання вздовж спиці

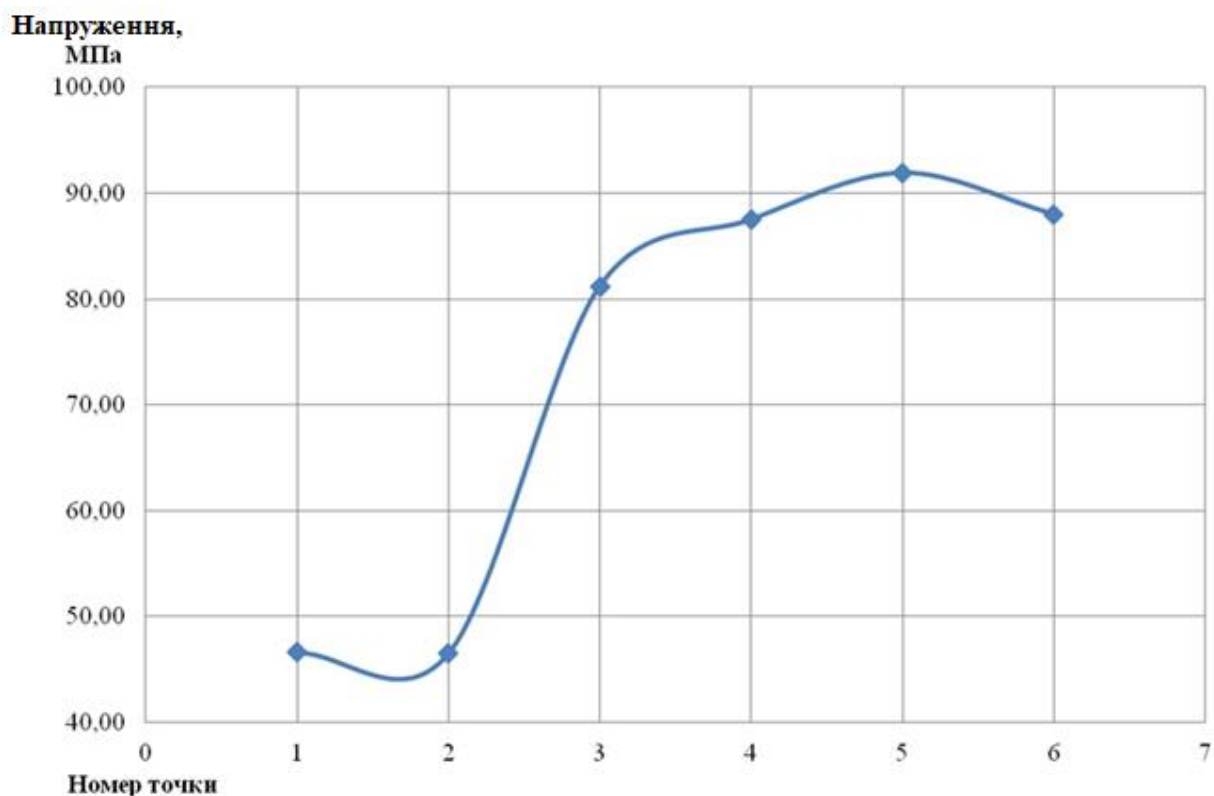


Рисунок 4.13 – Графік напружень при угонній частоті обертання вздовж спиці.

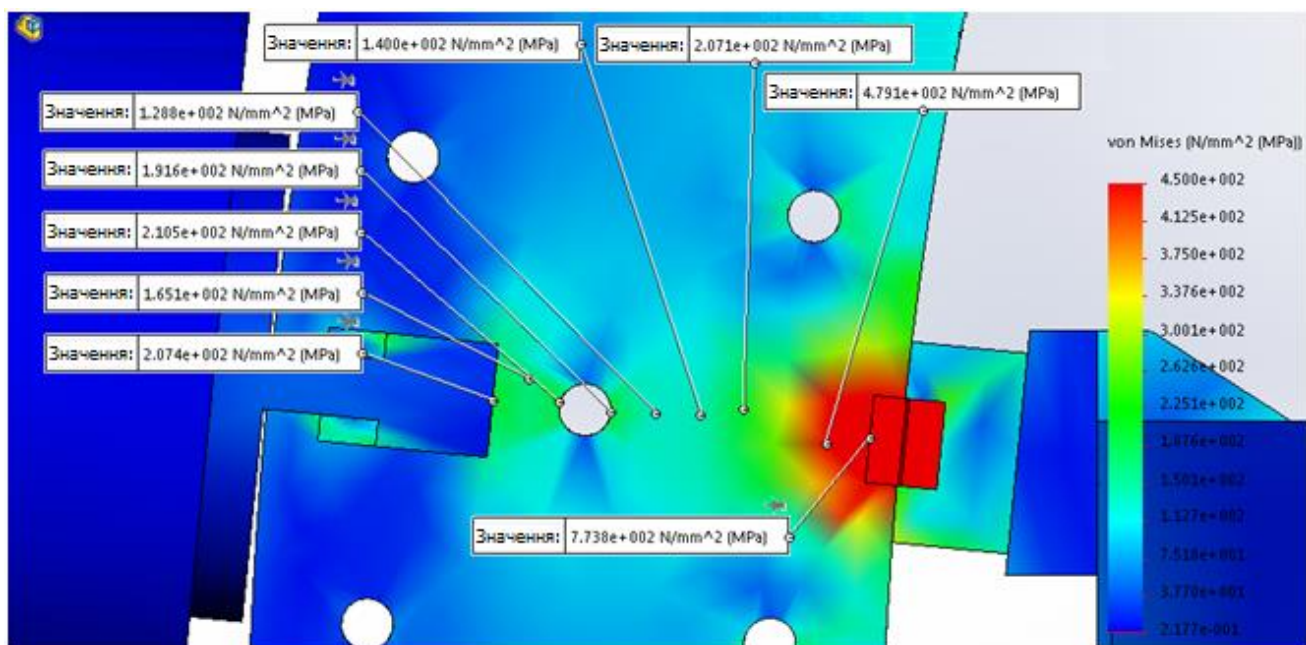


Рисунок 4.14 – Ешюра напружень при угонній частоті обертання в ободі ротора

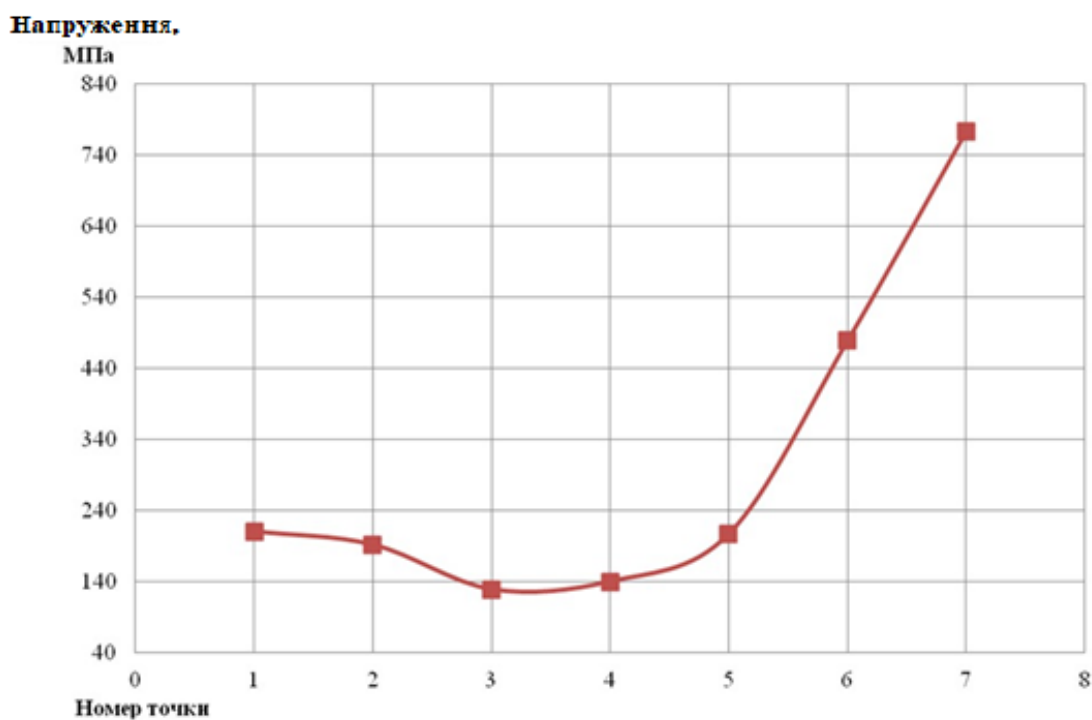


Рисунок 4.15 – Графік напружень при угонній частоті обертання в ободі ротора (напруження в точці 7 є контактним і в розрахунку середніх напружень участі не бере)

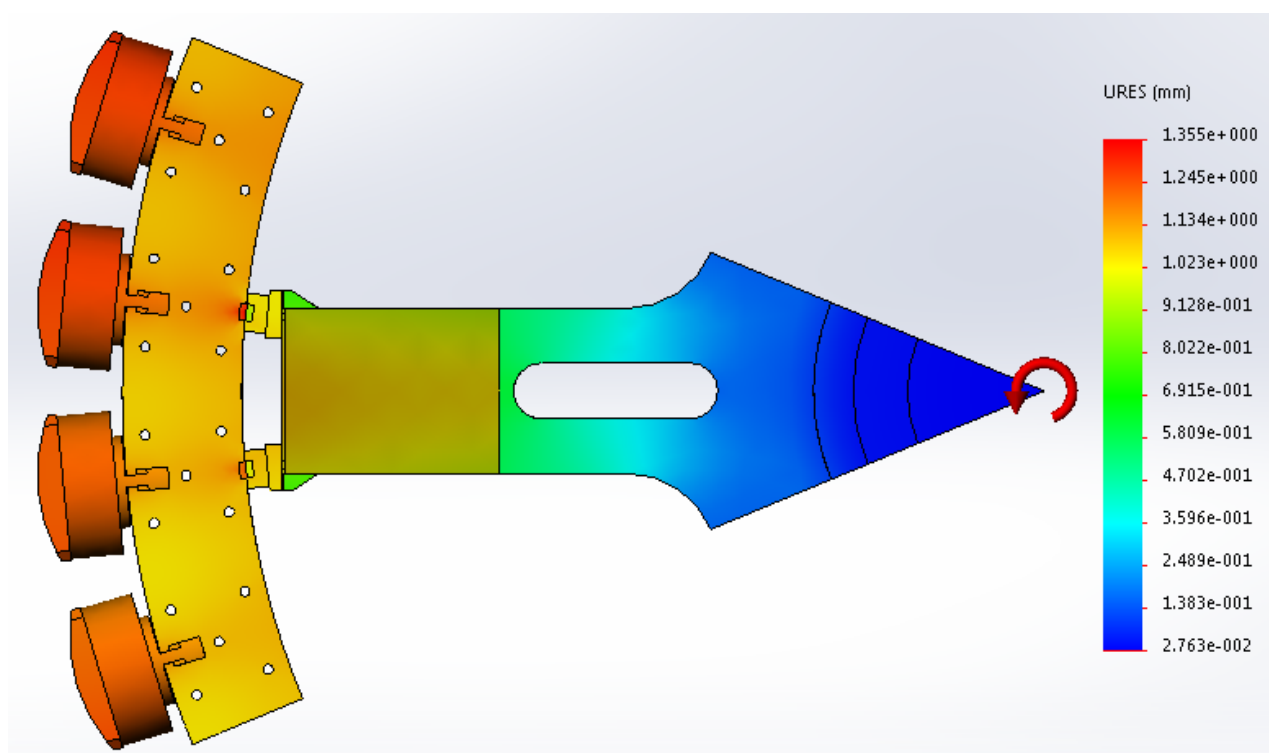


Рисунок 4.16 – Зміна діаметра обода ротора при угонній частоті обертання (1,35 мм на радіус).



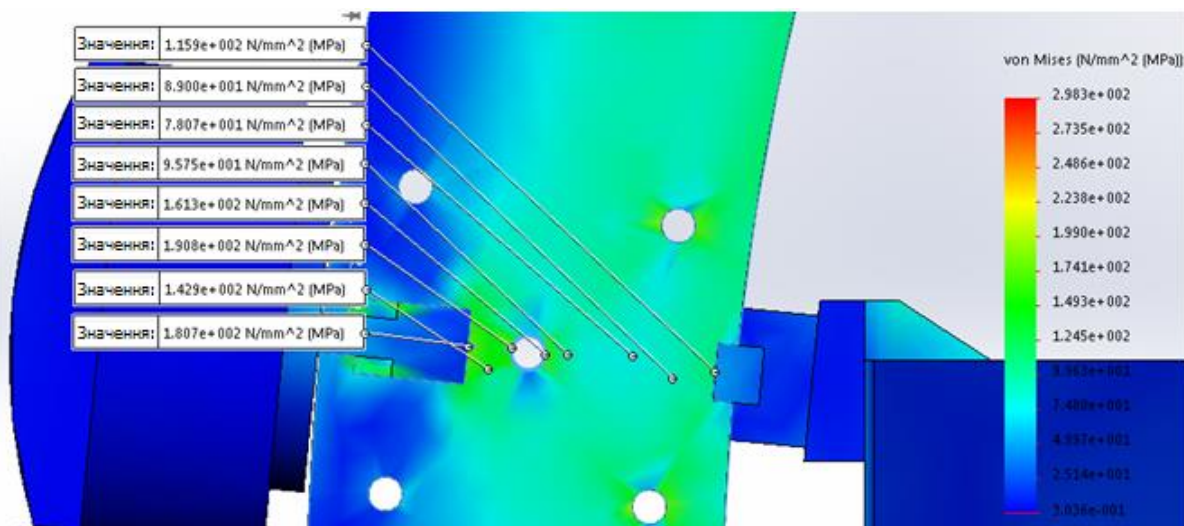


Рисунок 4.17 – Епюра напружень в ободі ротора при угонній частоті обертання за відсутності попереднього натягу в клинах (максимальне напруження 190 МПа, що відповідає значенню, отриманому аналітично: 192 МПа, п. 4.2.3.5)

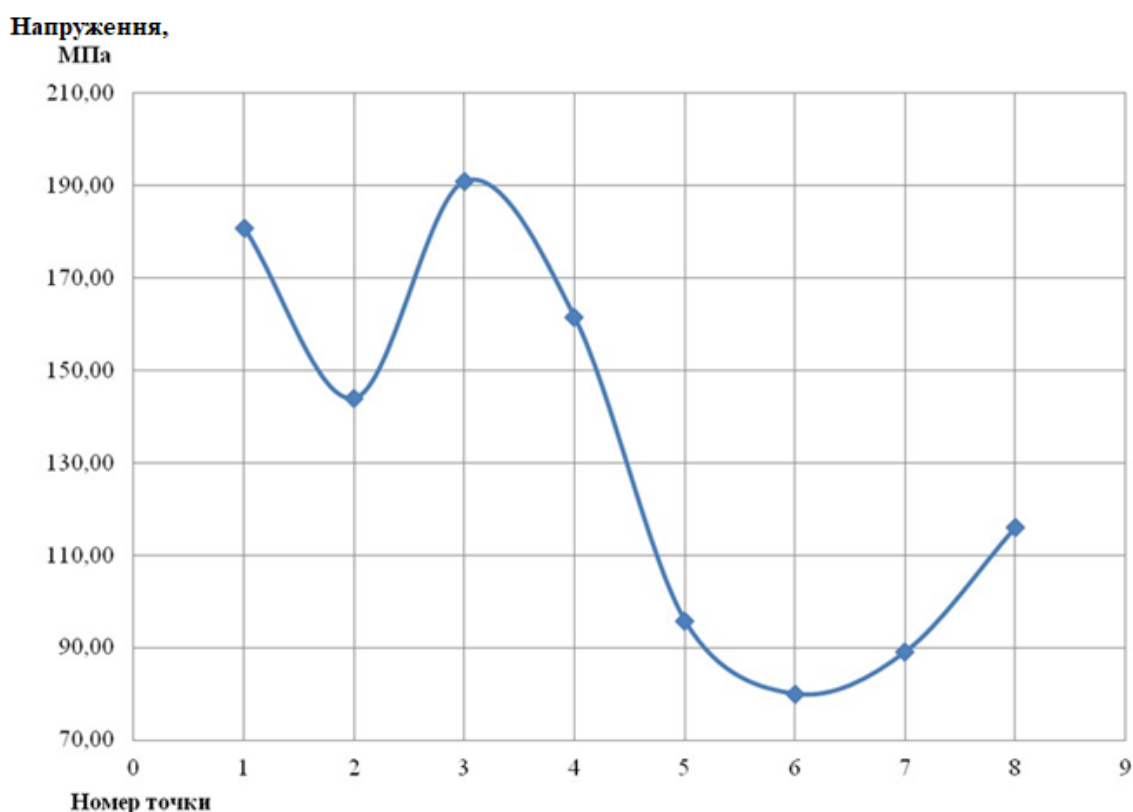


Рисунок 4.18 – Графік напружень при угонній частоті обертання в ободі ротора за відсутності попереднього натягу в клинах

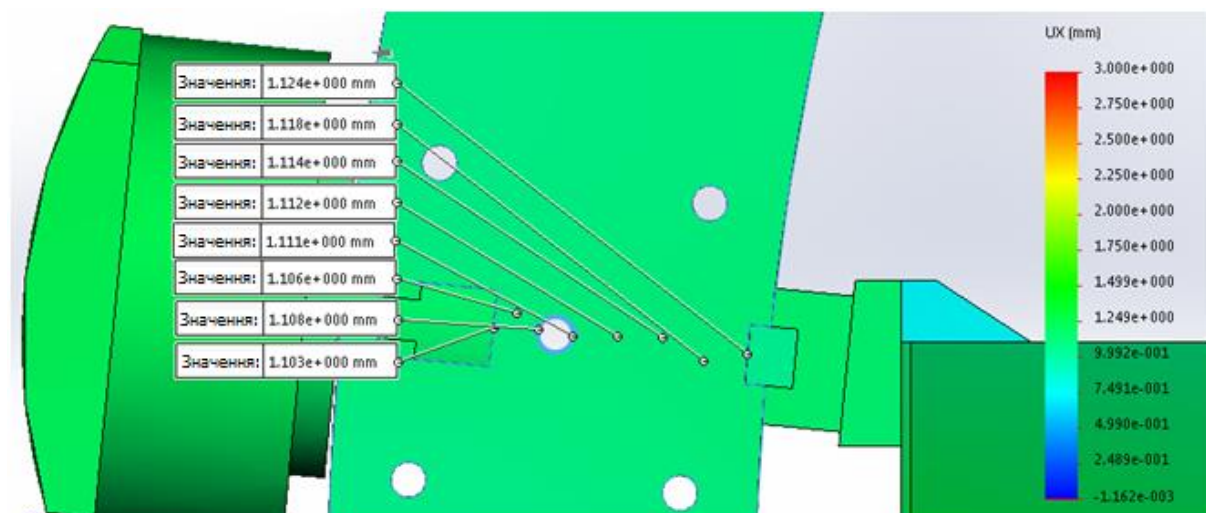


Рисунок 4.19 – Епюра деформацій в ободі ротора при угонній частоті обертання за відсутності попереднього натягу в клинах (максимальне переміщення 1,1 мм, що задовольняє значенню, отриманому аналітично: 1,58 мм, п.4.2.3.16.3)

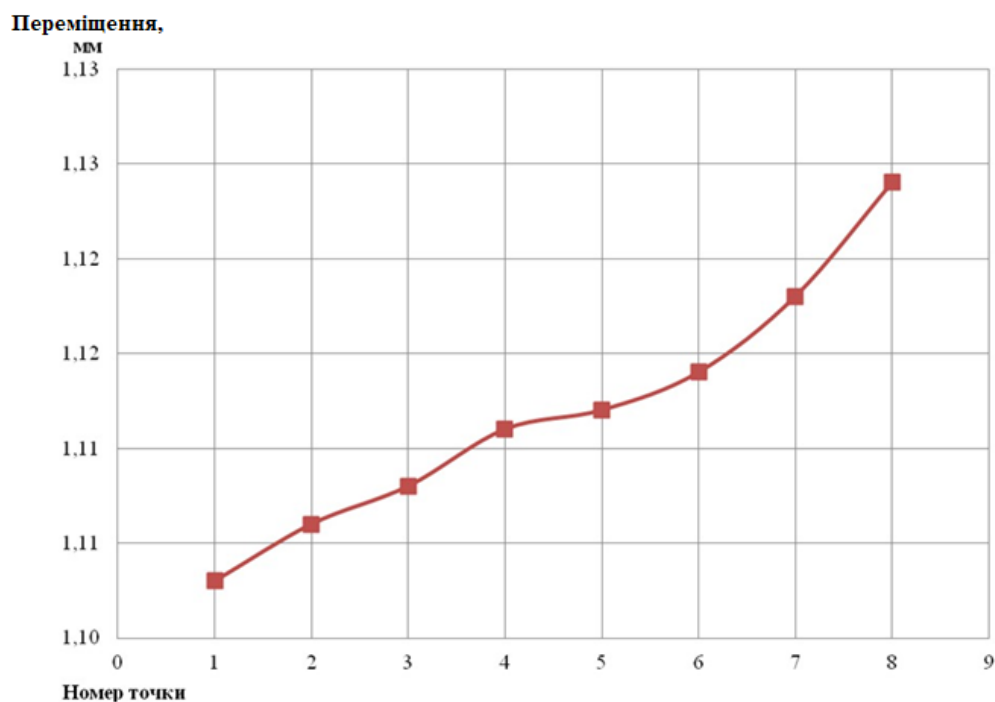


Рисунок 4.20 – Графік переміщень при угонній частоті обертання в ободі ротора за відсутності попереднього натягу в клинах

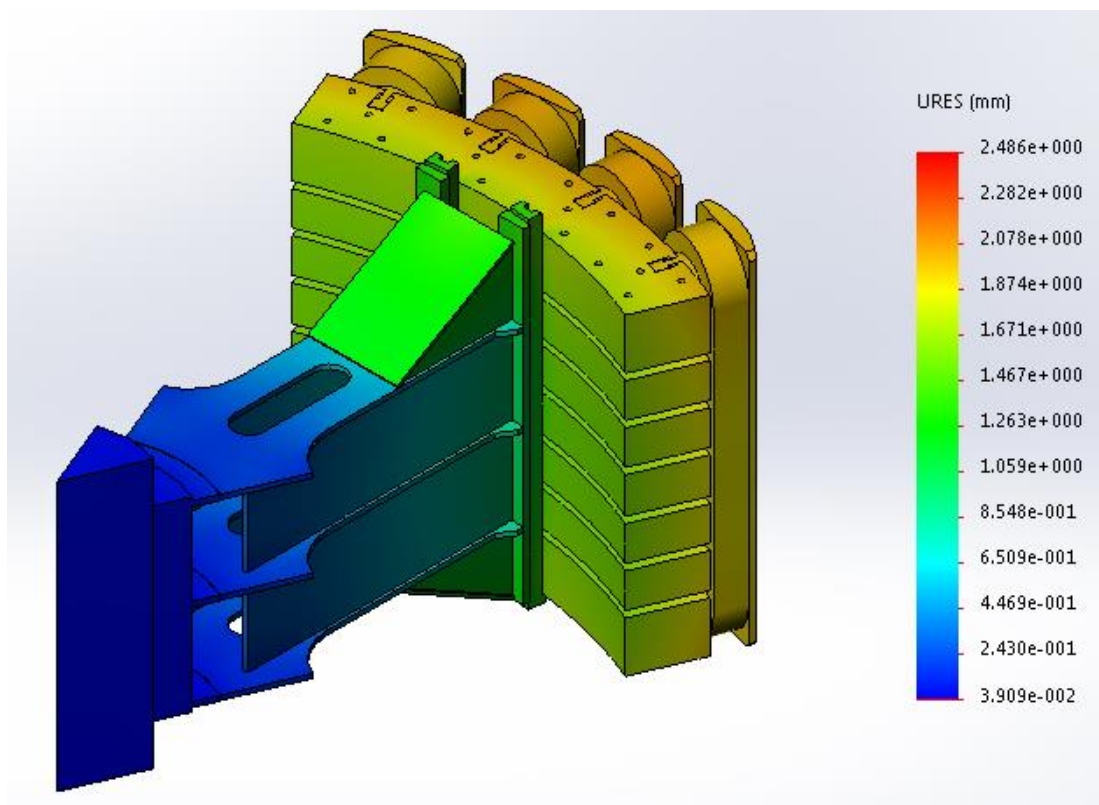


Рисунок 4.21 – Епюра переміщень при нагріванні обода ротора на  $60^{\circ}\text{C}$   
(розрахункова температура 358 К, температура нульової деформації 298 К)

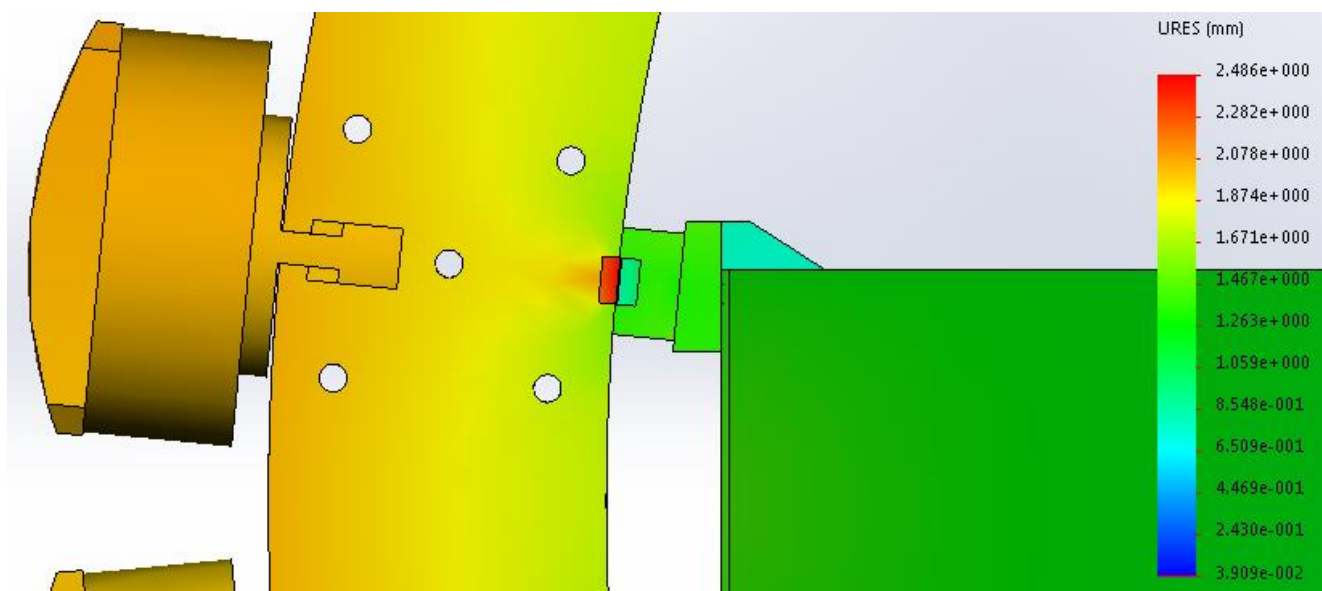


Рисунок 4.22 – Епюра переміщень клину обода ротора при нагріванні на  $60^{\circ}\text{C}$   
(розрахункова температура 358 К, температура нульової деформації 298 К),  
переміщення клину становить 2,48 мм на радіус

Середні напруження в листах обода при частоті обертання  $n=187,5$  об/хв. становили  $\sigma_{об.}=100$  МПа. Локальні напруження при максимальному діаметральному натязі 3,4 мм представлені на рис. 4.5 - 4.10 і становили:

- у спиці не більше 50 МПа;
- в ободі ротора середні до 120 МПа;
- контактні напруження до 290 МПа.

Середні напруження в листах обода при частоті обертання  $n=262$  об/хв. становили  $\sigma_{об.}=193$  МПа. Локальні напруження при максимальному діаметральному натягу 3,36 мм представлені на рис. 4.11 – 4.16 і становили:

- у спиці не більше 100 МПа;
- в ободі ротора середні до 240 МПа (допустимі 285 МПа);
- контактні напруження до 820 МПа (допускається значне перевищення межі плинності, бо відбувається локальне зминання в клинах по контактній поверхні).

Необхідне перевищення температури для гарячого розклинування обода ротора становить  $60$  °С, при цьому збільшення натягу становитиме 3,3 – 3,4 мм. Зміна переміщення від температури представлена рис. 4.21 – 4.22.

### 4.3 Переклинування обода ротора

Переклинування обода ротора виконується з тензометричним контролем механічних напружень у його спицях [7] згідно наступної програми робіт:

#### 4.3.1 Підготовчі роботи

4.3.1.1 Виготовити нові забивні клини обода ротора із забезпеченням припуску на подальше доопрацювання за результатами вимірювання фактичних розмірів пазів під установку клинів в обід і остов ротора.

Ротор сконструйований таким чином, що заставний клин фактично є частиною спиці ротора, у зв'язку з цим при виконанні переклинування можлива заміна забивних клинів.

Кресленик забивного клину наведений на рис. 4.23. Можливе доопрацювання клину для компенсації можливого зміщення пазів в ободі і остові в

тангенціальному напрямку за результатами відповідних вимірювань (див. п.4.3.2.8). Довжина клину прийнята 2400 мм для компенсації можливого збільшення радіальної ширини пазів в холодному стані ротора: запас по довжині клину в порівнянні з осьюовою довжиною обода становить 600 мм, що при клиноподібності 1:100 відповідає радіальному переміщенню 6 мм.

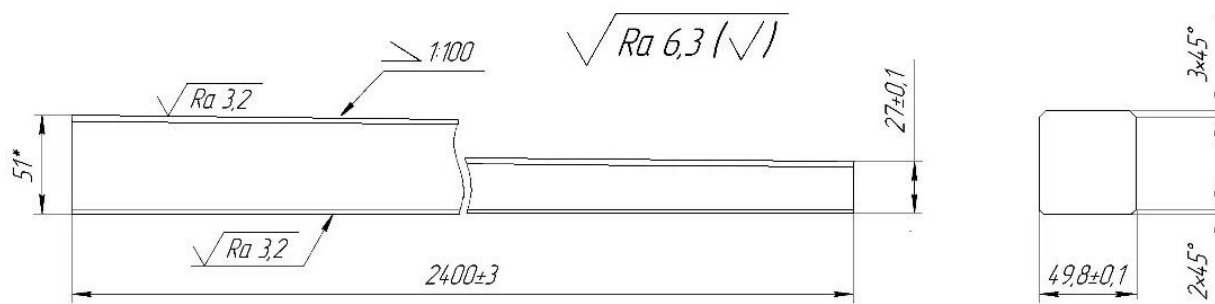


Рисунок 4.23 – Кресленик забивного клину

4.3.1.2 Встановити тумби-підставки під обід ротора та під спиці.

4.3.1.3 Встановити U-подібні електронагрівачі потужністю 0,9 кВт у кількості 300 шт. рівномірно по колу у вентиляційні канали, з'єднати їх згідно зі схемою (див. рисунок 2.15) та підключити до трифазної мережі напругою 380 В промислової частоти 50 Гц, виконати теплоізоляцію обода. Ескіз типового U-подібного електронагрівача наведений на рис. 4.24.

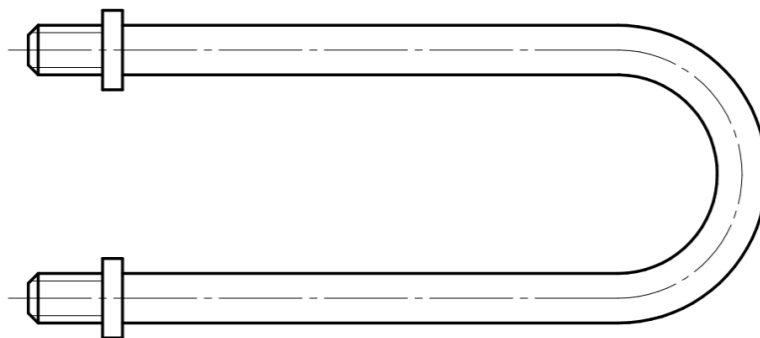


Рисунок 4.24 – Ескіз типового U-подібного електронагрівача

4.3.1.4 Нагріти обід до мінімального перепаду температур між ободом і спицями остова, який забезпечить вилучення забивних клинів.



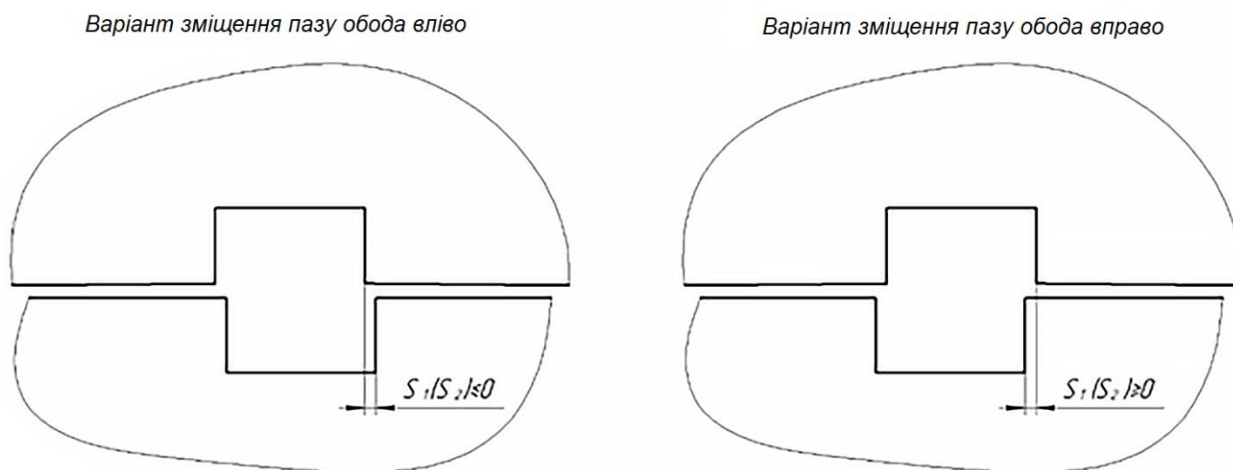


Рисунок 4.25 – Зміщення пазів обода відносно остова (вид зверху);  $S_1$ – зміщення по верху клинної полоси,  $S_2$ – зміщення по низу клинної полоси

4.3.2.5 Очистити та встановити назад у пази старі клини для фіксації положення остова та обода.

4.3.2.6 Вийняти вісім забивних клинів обода ротора, що залишилися.

4.3.2.7 Перевірити стан клинових полос та пазів в ободі під вийняті клини, при необхідності вжити заходів щодо їх відновлення.

4.3.2.8 Зняти паспорт розмірів пазів під клини в ободі і в клинових полосах остова для можливого доробки клинів обода ротора в восьми клинових полосах, що залишилися, аналогічно п.4.3.2.3.

4.3.2.9 При необхідності за паспортом, знятим за п.4.3.2.4 та п.4.3.2.8, доопрацювати нові клини. Рішення щодо необхідності доопрацювання клинів приймати індивідуально для кожного клину.

4.3.2.10 Ротор гідрогенератора до остаточного заклинування не переміщати.

4.3.2.11 Підготувати (зачистити до шорсткості Ra 2,5) майданчики на спицях ротора (по 3 майданчики по висоті на кожній радіальній плиті спиці) для встановлення тензорезисторів (див. рис.4.26).

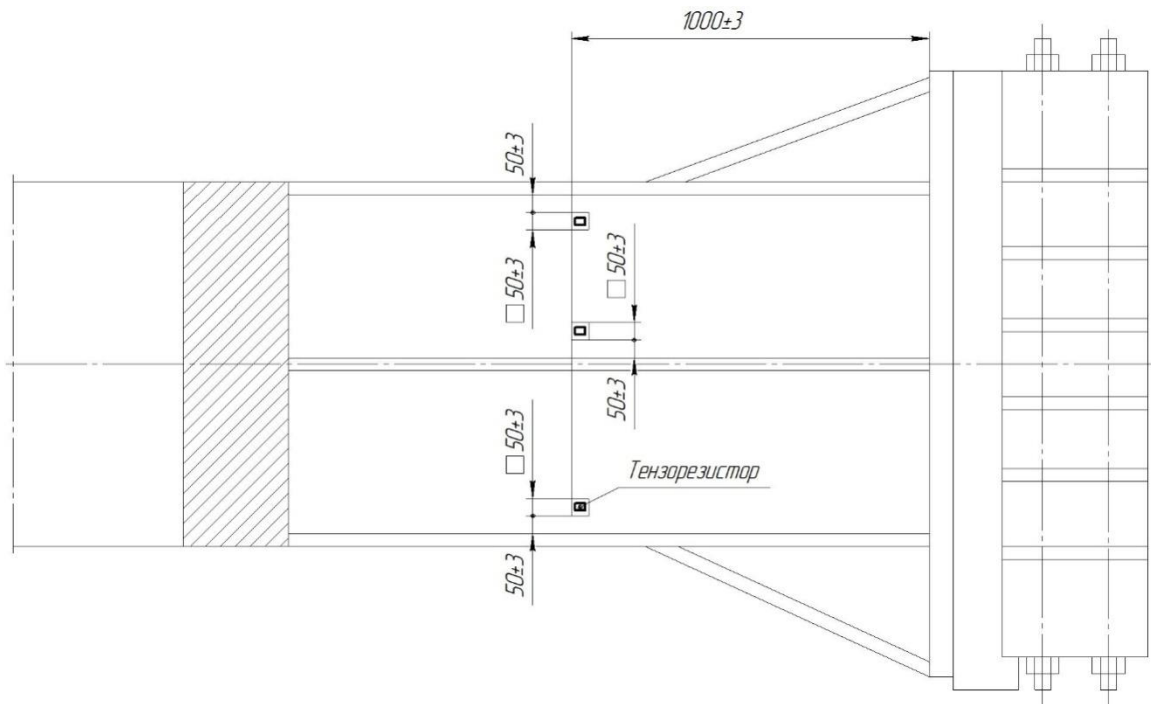


Рисунок 4.26 – Встановлення тензорезисторів

#### 4.3.3 Гаряче переклинування обода

4.3.3.1 Наклеїти тензорезистори на спиці, виміряти нульові величини механічних напружень у спицях.

4.3.3.2 Встановити вісім нових забивних клинів у вільні пази. Попередньо забити клини "нахолодно" до зникнення зазорів (до металевого дзвону).

4.3.3.3 Вийняти старі клини, встановлені за п.4.3.2.5.

4.3.3.4 Встановити вісім нових забивних клинів, що залишилися. Попередньо забити клини "нахолодно" до зникнення зазорів (до металевого дзвону).

4.3.3.5 Здійснити вимірювання отриманих механічних напружень у спицях.

4.3.3.6 Виконати остаточну теплоізоляцію обода ротора.

4.3.3.7 Нагріти обід ротора до перепаду температур між ободом і остовом не менше 60 °С. При необхідності, для зменшення температури спиць обода ротора, використовувати сухий лід.

4.3.3.8 Виконати гаряче розклинування обода ротора із забиванням кожного із забивних клинів на 170 мм, що забезпечує створення діаметрального натягу між ободом і остовом ротора величиною 3,4 мм.



Клини забивати по черзі на величину не більше 10 – 15 мм за раз. У разі неможливості досягнення проектного натягу 170 мм забезпечити однакову величину забивання кожного з клинів, щоб уникнути зміщення обода ротора відносно остова.

4.3.3.9 Контролювати в процесі розклинування досягнуте механічне напруження в спицях за допомогою тензорезисторів. Остаточні значення механічних напружень в спицях вимірюються згідно з п.4.3.3.11.

4.3.3.10 Охолодити обід ротора до вирівнювання температур обода та остова ротора.

4.3.3.11 Здійснити остаточні виміри отриманих механічних напружень у спицях за допомогою тензорезисторів.

4.3.3.12 Виступаючі кінці забивних клинів обрізати, виконати приварювання забивних клинів до клинових полос. При обрізанні забивних клинів рекомендується залишити зверху максимально можливу довжину клину для забезпечення додаткового забиття клинів під час подальших капітальних ремонтів гідрогенераторів-двигунів.

4.3.3.13 Демонтувати електронагрівачі, їх лінії живлення, елементи теплоізоляційного укриття.

4.3.4. Орієнтовний перелік деталей, матеріалів та обладнання

4.3.4.1 Нові забивні клини у кількості 16 шт.

4.3.4.2 Тумби-підставки для встановлення ротора у кількості не менше 16 шт. (по 1 підставці під кожну спицю + 8 підставок по колу обода).

4.3.4.3 Матеріали та обладнання для теплоізоляції та досягнення перепаду температур:

- полотно теплоізоляційне завтовшки не менше 4 мм у кількості 100 м<sup>2</sup>;
- фольга технічна завтовшки 0,2 – 0,5 мм у кількості 100 м<sup>2</sup>;
- U-подібні електронагрівачі потужністю по 0,9 кВт у кількості 300 шт.;
- провід мідний ізольований перетином 1 мм<sup>2</sup> сумарною довжиною 6000 м при відстані від ротора до джерела живлення 10 м за умови підключення проводів

безпосередньо до джерела живлення. Допускається з'єднати провідники від електронагрівачів згідно зі схемою поблизу ротора та подальшу проводку до джерела живлення вести трижильним кабелем більшого перерізу;

- сухий лід у кількості 250 кг (дозволяє охолодити спиці ротора загальною масою близько 25 т на 10 °С).

4.3.4.4 Датчики температури у кількості щонайменше 12 шт. (по 1 датчику на кожен спицю +4 датчики на обід). Дозволяється для контролю температури замість термометрів використовувати пірометр або аналогічне безконтактне обладнання.

4.3.4.5 Тензометричне обладнання, включаючи тензометричні датчики у кількості 48 шт. (по 3 датчики на кожен радіальну плиту спиці ротора).

#### **4.4 Центрування гідроагрегату**

За наявним відхиленням геометричної осі статора від осі обертання ротора гідрогенератора-двигуна ГА1 необхідно розглянути два варіанти його усунення [8].

##### **4.4.1 Центрування шляхом зміщення ротора**

Насамперед слід розглянути варіант зміщення осі обертання ротора, тобто зміщення всього валу гідроагрегату. При цьому попередньо необхідно перевірити наявність можливості зміщення валу в необхідному напрямку з урахуванням наступних факторів:

- можливість зміщення осі валу гідроагрегату з урахуванням конструкції турбінного підшипника;

- можливість зміщення осі валу гідроагрегату з урахуванням конструкції ущільнення турбіни;

- допустима нерівномірність зазорів між робочим колесом турбіни та камерою робочого колеса.

Якщо під час перевірки всіх вищевикладених факторів підтверджується можливість зміщення валу гідроагрегату в необхідному напрямку, то роботи можна виконати в наступній послідовності:

- змістити вал у необхідному напрямку шляхом регулювання радіального положення сегментів генераторного підшипника, величину зміщення контролювати індикаторами, встановленими в декількох площинах (вздовж і поперек напрямку радіального переміщення);

- змістити вал у необхідному напрямку шляхом його зміщення в турбінному підшипнику, величину зміщення контролювати індикаторами, встановленими в декількох площинах (вздовж і поперек напрямку радіального переміщення), після чого повторно перевірити положення валу в генераторному підшипнику;

- перевірити вертикальність лінії валу шляхом його провертання на  $360^\circ$  із застосуванням рамкового рівня, за необхідності вжити заходів щодо виправлення вертикальності.

#### 4.4.2 Центрування шляхом зміщення статора

У разі неможливості зміщення валу гідроагрегату з якоїсь причини слід розглянути варіант переміщення статора гідрогенератора-двигуна.

Переміщення статора по горизонталі можна виконати за допомогою механічних і гідравлічних домкратів. Для переміщення статора необхідно встановити домкрати в шести точках, що рівномірно розташовані по колу (див. рис.4.27). При цьому з того боку, звідки переміщується статор, необхідно встановити гідравлічні домкрати, а з боку, в який його переміщують, розперти механічні домкрати, що перешкоджають стрибкоподібному переміщенню статора. Механічні домкрати необхідно розперти так, щоб зазор між полицею статора і головкою домкрата дорівнював величині необхідного переміщення статора в цьому напрямку.

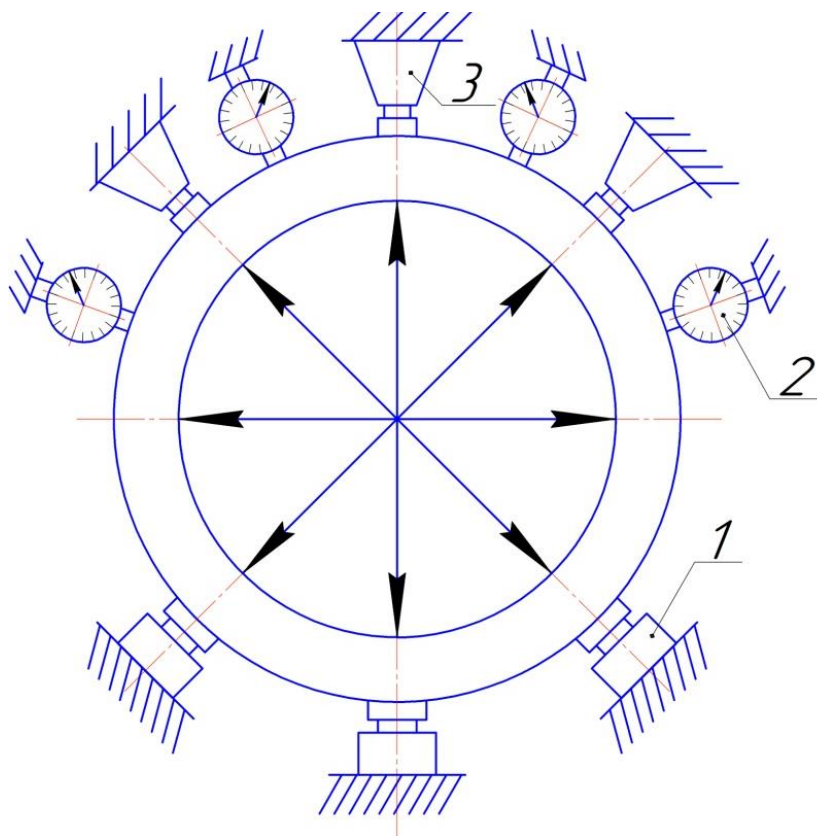


Рисунок 4.27 – Схема горизонтального зміщення статора (вид зверху); 1 – гідравлічний домкрат, 2 – індикатор, 3 – гвинтовий домкрат

Величини переміщення за відповідними осями статора перевіряють за допомогою встановлених по цих осях індикаторів.

Якщо роботи з горизонтального переміщення статора проводяться без демонтажу верхньої хрестовини гідрогенератора-двигуна, перед початком робіт слід розпустити сегменти генераторного підшипника щоб уникнути зсуву ротора разом із статором. Також слід перевірити та виключити можливість пошкодження елементів гідрогенератора-двигуна, що кріпляться до хрестовини у безпосередній близькості від валу ротора, наприклад ущільнень ванни підшипника, щітково-контактного апарату.

Також слід розглянути питання кріплення корпусу статора до фундаменту. Статор гідрогенератора-двигуна встановлюється на фундаментні тумби, в яких зазвичай передбачені вертикальні болтові кріплення та радіальні штифти, що перешкоджають тангенційному переміщенню статора під час роботи, але

компенсують радіальні теплові переміщення корпусу статора щодо тумб. Перед початком робіт зі зміщення статора відносно фундаментних тумб необхідно демонтувати вищезгадані кріплення, а після завершення робіт – встановити вертикальні болтові кріплення. Радіальні штифти після переміщення статора необхідно замінити на нові з розсвердлюванням отворів під їхню установку.

Якщо розсвердлювання отворів під нові штифти в умовах електростанції викликає технологічні труднощі, можна розглянути варіант відновлення штифтування корпусу статора шляхом приварювання до корпусу статора і фундаментних тумб додаткових елементів (плит) з штифтовим з'єднанням, що вже є. Приклад такого з'єднання для статора, що встановлюється безпосередньо на фундаментні плити (без фундаментних тумб), наведено на рисунку 4.28.

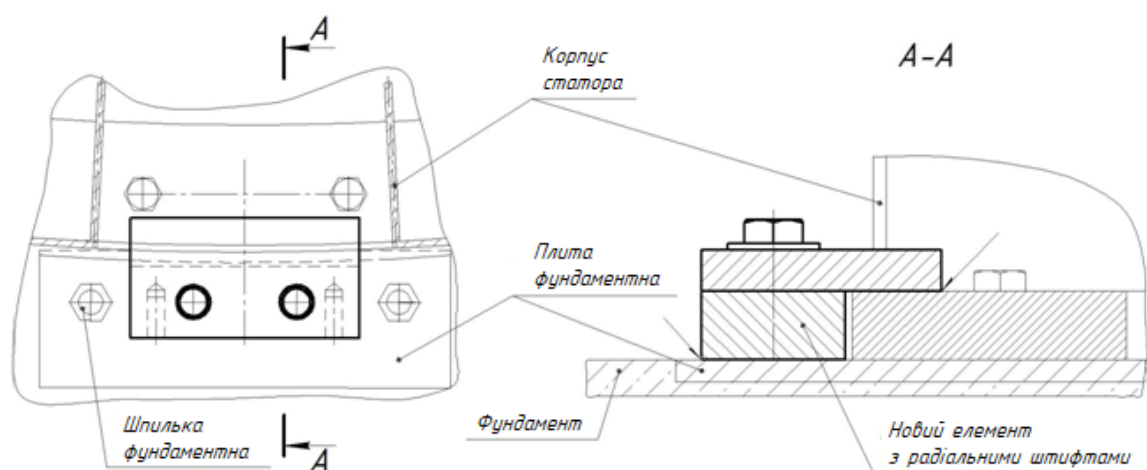


Рисунок 4.28 – Приклад відновлення кріплення статора до фундаменту

У разі переходу на нову конструкцію елементів кріплення статора до фундаменту зазначена конструкція має бути розроблена з урахуванням фактичного розташування існуючих елементів кріплення статора з обов'язковим розрахунком міцності зварних швів.

#### 4.5 Висновки до четвертого розділу

На основі результатів випробувань, що розглядалися в розділі 3, запропоновані заходи для виконання реконструкції гідрогенераторів-двигунів з підвищенням їх надійності.

Виконано дослідження напружено-деформованого стану ротора гідрогенератора-двигуна аналітичним методом, а також методом скінчених елементів за допомогою відповідного програмного забезпечення (прикладний пакет SolidWorks Simulation). При цьому розглянутий як стан ротора до реконструкції, так і напруження та деформації елементів ротора, що виникатимуть в процесі виконання робіт з реконструкції ротора.

Докладно розглянуто технологічний процес виконання робіт з реконструкції ротора, в тому числі гарячого переклинування ротора як основної частини робіт для забезпечення надійної експлуатації.

Запропонована технологія центрування гідроагрегату (суміщення геометричного положення осей статора і ротора) з розглядом декількох шляхів виконання цих робіт.

#### 4.6 Література до четвертого розділу

1. R. Ibrahim et al., "Anomaly Detection for Large Hydrogenerators Using the Variational Autoencoder Based on Vibration Signals," 2022 International Conference on Electrical Machines (ICEM), Valencia, Spain, 2022, pp. 1609-1615, <https://doi.org/10.1109/ICEM51905.2022.9910728>
2. Rati Kanta Mohanta, Thanga Raj Chelliah, Srikanth Allamsetty, Aparna Akula, Ripul Ghosh. Sources of vibration and their treatment in hydro power stations-A review. Engineering Science and Technology, an International Journal Volume 20, Issue 2, April 2017, p. 637-648. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2016.11.004>
3. Moeen Radgolchin, Morteza Anbarsooz. Fatigue failure of centrifugal compressor impellers: A comprehensive review. Engineering Failure Analysis, Volume 153, 2023, 107592, ISSN 1350-6307. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107592>.

4. Wasilczuk, M., Wodtke, M. Experimental study on the feasibility of alternative materials for tilting pad thrust bearings operating in transition to mixed friction. *Friction* 12, 812–822 (2024). <https://doi.org/10.1007/s40544-023-0838-3>
5. Man, J.-x., Zhou, Z.-t. and Fan, Z.-n. (2024), Influence of stator and rotor core material definition method on no-load electromagnetic field calculation results for tubular hydrogenerator. *Electron. Lett.*, 60: e13158. <https://doi.org/10.1049/ell2.13158>
6. Tretiak O.; Kritskiy D.; Kobzar I.; Arefieva M., Nazarenko V. The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation* 2022, 10, 152. <https://doi.org/10.3390/computation10090152> .
7. Pavlo Makarov. The Technology of Restoration Hydrogenerator Rotor Shape. *Aerospace technic and technology*, 2023, №4 sup2, p. 97-104, <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup2.13> .
8. Zaitsev, I., Levytskyi, A., Berezhnychenko, V., Rassovskyi, V. (2024). Air-Gap Sensors for Hydro Generators and Techniques for Air-Gap Eccentricity Fault Detection and Estimation. In: Kyrylenko, O., Denysiuk, S., Strzelecki, R., Blinov, I., Zaitsev, I., Zaporozhets, A. (eds) *Power Systems Research and Operation. Studies in Systems, Decision and Control*, vol 512. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-44772-3\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-031-44772-3_6)

## ВИСНОВКИ

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

1. Розроблено метод та науково обґрунтовані принципи зменшення кількості відмов та відновлення енергетичного обладнання авіаційної техніки та енергетичного обладнання аеродромів на основі ретроспективного методу в частині впровадження новітніх методологій технології ремонту генеруючого обладнання електростанцій, який базується на тривимірному чисельному моделюванні робочих процесів відновлення обладнання, що відрізняється від існуючих методів врахуванням надпроектних режимів роботи.

2. Розроблені та впроваджені методики та алгоритми математичного моделювання напружено-деформованого стану обертових деталей електричних машин енергетичного обладнання у тривимірній постановці для визначення при різних режимах роботи механічних напружень та зусиль від дії просторових сил, обумовлених механічними, електромагнітними та тепловими чинниками, які на відміну від існуючих методик враховують зусилля, що виникають у зв'язку з особливостями збірного етапу при відновленні конструкції.

3. Розглянуті основні особливості конструкції деталей роторної групи енергетичного обладнання гідрогенераторів в залежності від умов роботи та параметрів потужностей гідроагрегату, виду турбіни. На основі аналізу конструкцій авіаційного та гідроенергетичного обладнання показана можливість переносу технологій від гідроенергетичної галузі до авіаційної.

4. Розроблену методологію верифіковано на основі експериментальних даних отриманих в станційних умовах) електростанції ГАЕС «Zydowo» (Республіка Польща).

5. Проведено аналіз результатів випробувань гідрогенераторів-двигунів виробництва компанії «Skoda» (номінальна потужність 48,3 МВт в режимі генератора і 61,5 МВт в режимі двигуна; номінальна частота обертання ротора 187 об/хв.) електростанції ГАЕС «Zydowo» (Республіка Польща). Виконані порівняння



тривимірному моделюванні зміни форми ротору на основі загальної теорії статистики з зіставленням з експериментальними даними в станційних умовах. Збіжність результатів знаходиться на рівні половини від вимірної похибки для деформацій конструкцій.

6. Проведено аналіз вібраційного стану гідроагрегатів в різних режимах роботи, визначені основні експериментальні вібраційні параметри та їх відповідність вимогам нормативної документації. Створено алгоритм проведення вібраційних досліджень енергетичного обладнання в умовах аеродромного базування.

7. На основі запропонованого методу виконані вимірювання форм роторів та статорів гідрогенераторів-двигунів. За результатами аналізу форм числовими методами з розкладанням форми в ряд Фур'є визначені розрахункові відхилення існуючих форм роторів та статорів від циліндричної. Показана необхідність геометричного контролю геометрії ротору після ремонтних робіт.

8. Проведена діагностика технічного стану активних частин гідрогенератора-двигуна з використанням тепловізійного обладнання, в тому числі випробування осердя статора на питомі втрати і нагрівання індукційним методом.

9. Показана можливість впровадження технології відновлення та покращення якості енергетичного обладнання, що експлуатується в Україні, для ремонту авіаційного обладнання в умовах аеродромів з використанням запропонованої методології. Дана технологія оціночно була прорахована для роторів стартових енергетичних установок газотурбінних двигунів з шихтованим осердям, що має аналогічну конструкцію з роторами гідрогенераторів.

10. Розраховані необхідні натяги для клинових полос для ротора гідрогенератора потужністю 48,3 МВт в режимі генератора і 61,5 МВт в режимі двигуна, що склали 0,00158 м. Дана величина натягу забезпечує стабільну роботу при частоті обертання 1870 об/хв. При цьому вперше проведено моделювання теплової задачі розширення ротора для технології відновлення роторів з використання ТЕНів загальною потужністю 270 кВт.

11. Отримані нові параметри натягів при ремонті, що гарантовано забезпечують безпечий зупин гідроагрегату після досягнення аварійної розгінної частоти обертання.

## ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

*Статті у наукових фахових видання затверджених МОН України:*

1. Макаров, П. (2023). Математичне моделювання виправлення форми ротора гідроагрегату в тривимірній постановці. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (1-2), 23–27. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.04>.

2. Макаров, П. (2023). Технологія відновлення форми ротора гідрогенератора. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 0(4sup2), 97-104. <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup2.13> .

3. Макаров, П. (2024). Особливості конструкції, технологія, сучасні методи оцінки якості конструкції елементів роторів енергетичного обладнання. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (4), 20–28. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.04.03> .

4. П.М. Макаров (2023). Вибір раціональної технології виготовлення обода ротора гідрогенераторів-двигунів. *Journal of Mechanical Engineering («Проблеми машинобудування»)*, том 26, № 4. <https://doi.org/10.15407/pmach2023.04.029> .

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

1. Oleksii Tretiak, Anton Kovryga, Pavlo Makarov, Nataliia Penkovska, Stanislav Kravchenko. *Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting*, ICTM 2024.

2. П.М. Макаров. Конструкція і технологія створення та відновлення роторів гідроагрегатів. XXVIII - міжнародний конгрес двигунобудівників: Тези доповідей. – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», 2023.

3. П. М. Макаров. Створення сучасних технологій ремонту енергетичного обладнання авіаційної техніки з використанням методів цифрових двійників. XIX

міжнародна наукова-технічна конференція: Тези доповідей – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2023.

4. П.М. Макаров. Розробка технологій відновлення енергетичного обладнання авіаційної техніки з використанням сучасних методів. Науково-практична конференція «Безпека та сталий розвиток критичної інфраструктури в умовах воєнного стану»: Тези доповідей – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», 2023.

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

1. Третьяк О.В., Коврига А.Є., Макаров П.М. Методологія розрахунку механічно навантажених вузлів гідрогенераторів, монографія. Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 95 с. **ISBN 978-617-619-285-5**.

2. Патент Назва МПК H02K 9/04, H02K 1/20, H02K 1/18 СТАТОР ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ. Рішення U202306089 від 27.03.2024.

## ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи  
Національного аерокосмічного  
університету ім. М.Є. Жуковського

  
Володимир ЦАВЛІКОВ  
2024р.

АКТ № 1 від 08.05 2024р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
аспіранта кафедри 101  
МАКАРОВА Павла Миколайовича  
на здобуття ступеня вищої освіти – доктор філософії  
за спеціальністю 134 – Авіаційна та ракетно-космічна техніка

Комісія у складі:

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

у період з 15 квітня 2024 року до 3 травня 2024 року розглянула матеріали наукових досліджень МАКАРОВА Павла Миколайовича

Комісія засвідчує:

1. Результати дисертаційного дослідження, які особисто проведені МАКАРОВИМ Павлом Миколайовичем, містять аналіз та розробку шляхів підвищення міцності та надійності генеруючого обладнання в умовах надкритичних навантажень.

2. Розроблено метод та науково обґрунтовані принципи зменшення кількості відмов та відновлення енергетичного обладнання авіаційної техніки та енергетичного обладнання аеродромів на основі ретроспективного методу в частині впровадження новітніх методологій технології ремонту генеруючого обладнання електростанцій, який базується на тривимірному чисельному моделюванні робочих процесів відновлення обладнання, що відрізняється від існуючих методів врахуванням надпроектних режимів роботи.

Проведено аналіз вібраційного стану гідроагрегатів в різних режимах роботи, визначені основні експериментальні вібраційні параметри та їх відповідність вимогам нормативної документації. Створено алгоритм проведення вібраційних досліджень енергетичного обладнання в умовах аеродромного базування.

Розраховані необхідні натяги для клинових полос для ротора гідрогенератора потужністю 48,3 МВт в режимі генератора і 61,5 МВт в режимі двигуна, що склали 0,00158 м. Дана величина натягу забезпечує стабільну роботу при частоті обертання 1870б/хв. При цьому вперше проведено моделювання теплової задачі розширення ротора для технології відновлення роторів з використання ТЕНів загальною потужністю 270 кВт.

3. Результати наукових досліджень впроваджені у науково-дослідній роботі (№ держреєстру: 0123U101977).

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

5. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

Голова комісії: д.т.н, професор

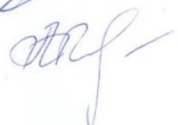


Дмитро ОБІДІН

Члени комісії: к.т.н, доцент

Михайло РЕПЕТЕНКО

к.т.н., доцент



Олександр КАЩЕНКО

# ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ



**INSTYTUT ENERGETYKI**  
**INSTYTUT BADAWCZY**

01-330 Warszawa, ul. Mory 8  
tel. 22 3451 200  
fax 22 8366 363  
instytut.energetyki@ien.com.pl  
www.ien.com.pl

**ZESPÓŁ EKSPERTÓW (DZE-1)**

01-330 Warszawa, ul. Mory 8, tel. 22 3451 280, jerzy.przybysz@ien.com.pl

Warszawa, 11 lipca 2023 r.

**Implementation Act** of the dissertation research for obtaining the degree of Philosophy Doctor in the specialty 05.03.07 - the Processes Physical and Technical Treatment of the National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", postgraduate Mr. Pavlo Makarov.

By this Implementation Act, I confirm that the results of the dissertation research "Technology and methods for reducing the vibration of hydraulic units using three-dimensional modeling and calculations" were used in the repairs and modernization of HYDROGENERATORS-ENGINES of the ZHIDOVO PSPP (pumped storage power plant in northern Poland in the West Pomeranian Voivodeship) of the Republic of Poland.

The results, obtained in terms of mathematical modeling, and creation of the technology made it possible to extend the service life, reduce vibrations and increase the reliability of the hydraulic unit.

**JEDNOSTKA  
CENTRALNA**

**Pion Ciepły**  
02-981 Warszawa  
ul. Augustówka 36  
tel. 22 3451 114

**Pion Elektryczny**  
01-330 Warszawa  
ul. Mory 8  
tel. 22 3451 322

**Pion Mechaniczny**  
02-981 Warszawa  
ul. Augustówka 36  
tel. 22 6428 379  
tel. 602 440 442

**Pion Użytkowania  
Energii**  
26-610 Radom  
ul. Wilcza 8  
tel. 48 3624 401  
fax 48 3634 530

**ODDZIAŁ CERAMIKI  
„CEREL”**

36-040 Boguchwała  
ul. Techniczna 1  
tel. 17 8711 700  
fax 17 8711 277  
www.cerel.eu

**ODDZIAŁ GDAŃSK**

80-870 Gdańsk  
ul. M. Reja 27  
tel. 58 3498 200  
fax. 58 3417 685  
www.ien.gda.pl

**ODDZIAŁ TECHNIKI  
CIEPLNEJ "ITC"**

93-208 Łódź  
ul. Dąbrowskiego 113  
tel. 42 6434 214  
fax 42 6434 519  
www.itc.edu.pl

**ZAKŁAD  
DOŚWIADCZALNY**

15-879 Białystok  
ul. Św. Rocha 16  
tel. 85 7422 927  
fax 85 7428 591  
www.iezd.pl

**INSTYTUT ENERGETYKI**  
Zespół Ekspertów  
prof. nadzw. dr hab. inż. Jerzy Przybysz

