

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

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Третяк Ірина Ігорівна

УДК 517.9: 533.6: 621.313

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**ПІДВИЩЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ ГЕНЕРАТОРІВ ЗА**  
**РАХУНОК ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ**

142 Енергетичне машинобудування

14 Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень.

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



І.І. Третяк

Науковий керівник Гакал Павло Григорович, д.т.н., професор

Харків – 2026

## АНОТАЦІЯ

*Третяк І.І.* Підвищення потужності та надійності генераторів за рахунок вдосконалення теплових процесів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 Енергетичне машинобудування (галузь знань 14 Електрична інженерія). – Національний аерокосмічний університет "Харківський авіаційний інститут", Харків, 2026.

Дисертаційну роботу присвячено актуальному питанню підвищення надійності роботи гідрогенераторів, в тому числі гідрогенераторів-двигунів, та забезпечення підвищення їхньої потужності шляхом створення нових методів тривимірного розрахунку теплового стану вузлів та деталей. Було виконано розрахунок розподілу температур в вузлах гідрогенератора-двигуна з реконструйованою системою охолодження для визначення потенційної можливості підвищення його потужності.

Запропонований варіант реконструкції системи охолодження гідрогенератора-двигуна полягає в заміні окремо встановлених нагнітачів на відцентрові нагнітачі, встановлені безпосередньо на роторі, що дозволить суттєво підвищити надійність цього обладнання. В ході проектування нового нагнітача було визначено його оптимальну конструкцію з урахуванням особливостей конструкції гідрогенератора-двигуна та його робочих режимів. Для підтвердження надійної роботи було обчислено напірну характеристику нагнітача, а також виконано аналіз напружено-деформованого стану робочого колеса вентилятора від впливом діючих на нього відцентрових навантажень у всіх можливих режимах роботи.

За результатами аеродинамічного та теплового розрахунків було встановлено, що запаси за температурами вузлів гідрогенератора-двигуна дозволяють розглянути питання потенційного збільшення потужності реконструйованого гідрогенератора-двигуна на 5...7% при забезпеченні відповідної потужності насос-турбіни, з якою він з'єднаний. Остаточна

можливість збільшення потужності гідроагрегату має бути підтверджена шляхом виконання повного комплексу розрахунків гідрогенератора-двигуна і насос-турбіни.

Метою дисертаційної роботи є підвищення потужності та надійності гідрогенератора-двигуна за рахунок використання сучасних методів скінченних елементів та обчислювальної гідрогазодинаміки.

Перший розділ дисертаційної роботи присвячено розгляду системи охолодження гідрогенератора-двигуна з використанням окремо встановлених нагнітачів та наявних проблем при його експлуатації. Для обґрунтування можливих шляхів реконструкції системи охолодження гідрогенератора-двигуна розглянуто особливості систем охолодження гідрогенераторів в цілому та їхніх напірних елементів. На основі проведеного аналізу напірних характеристик нагнітачів різних типів визначено оптимальний варіант нагнітачів, які встановлюються безпосередньо на роторі гідрогенератора-двигуна. Також розглянуто сучасні тенденції проєктування систем охолодження гідрогенераторів та проаналізовано існуючі наукові доробки в цій галузі.

У другому розділі розглянуто основні принципи аеродинамічних та теплових розрахунків. Виконано розробку удосконаленого методу розрахунку теплового стану елементів конструкції гідрогенератора-двигуна у тривимірній постановці з уточненим завданням початкових та граничних умов. Розроблений метод базується на чисельному вирішенні системи рівнянь Нав'є-Стокса, усереднених за Рейнольдсом, для потоку охолоджуючого повітря, з застосуванням спеціалізованого розрахункового модулю Flow Simulation для моделювання течії рідин та газів зі складу прикладного програмного пакету SolidWorks.

У третьому розділі представлено результати проєктування нагнітача системи охолодження гідрогенератора-двигуна. Зокрема проаналізовано кілька можливих конфігурацій робочого колеса нагнітача та допоміжних елементів для оптимізації його характеристик. Обґрунтовано вибір остаточної конструкції нагнітача для виконання подальших розрахунків. Визначено напірну

характеристику нагнітача з використанням класичних рівнянь газової механіки, з наступною перевіркою отриманих результатів шляхом тривимірного моделювання. Також проведено аналіз напружено-деформованого стану робочого колеса нагнітача для підтвердження надійності його експлуатації в усіх можливих режимах роботи гідрогенератора-двигуна.

Четвертий розділ присвячено аналізу аеродинамічних параметрів системи охолодження гідрогенератора-двигуна з новими нагнітачами. Представлено розподіл потоків охолоджуючого повітря на ділянках системи охолодження, отриманий в результаті аналітичного розрахунку. Також наведено результати аеродинамічного розрахунку в тривимірній постановці на основі попередньо побудованої моделі гідрогенератора-двигуна та заданих початкових та граничних умов. Додатково за результатами тривимірного моделювання визначено коефіцієнти тепловіддачі в характерних точках системи охолодження, які в подальшому використовуються для оцінки теплового стану вузлів гідрогенератора-двигуна. Отримані за результатами розрахунків запаси за температурами вузлів дозволяють розглянути потенційну можливість підвищення потужності гідрогенератора-двигуна з новими відцентровими нагнітачами на 5...7 %.

Результатом проведених досліджень стали розроблені ефективні методи моделювання аеродинамічних параметрів системи охолодження, теплового стану вузлів гідрогенераторів, в тому числі гідрогенераторів-двигунів.

Розробка розрахункових моделей теплових, аеродинамічних та напружено-деформованих процесів у гідрогенераторах, гідрогенераторах-двигунах та інших типах електричних машин у тривимірній постановці дасть змогу оптимізувати їхні конструктивні та масогабаритні параметри з безумовним забезпеченням вимог діючих стандартів та забезпеченням належної надійності та ефективності, що має велике наукове і практичне значення для енергетичної безпеки України та інших країн світу.

Результати дисертаційної роботи використано на ТОВ "ХЕМЗ" (м. Харків) при проєктуванні нових та реконструкції існуючих гідрогенераторів,

гідрогенераторів-двигунів та інших типів електричних машин. Також результати роботи впроваджено в науково-методичному процесі кафедри аерокосмічної теплотехніки Національного аерокосмічного університету "Харківський авіаційний інститут".

Наступним кроком дослідження стане створення методів та алгоритмів розрахунку теплового стану вузлів гідрогенераторів нового покоління. Розвиток дослідження у цьому напрямку дозволить досягнути максимального використання об'єму гідрогенераторів з відповідним зниженням їхніх масогабаритних показників.

*Наукова новизна роботи:*

1. Вперше створений новий метод розрахунку системи охолодження гідрогенераторів у тривимірній постановці для симетричної задачі, що враховує всі конструктивні особливості конструкції, розподіл аеродинамічних параметрів повітря та характеристики нагнітача.

2. Удосконалено алгоритм формування граничних умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів гідрогенераторів в частині визначення аеродинамічних параметрів повітря, конструктивних властивостей вузлів та елементів гідрогенераторів, теплофізичних властивостей повітря.

3. Вперше обґрунтовано підвищення надійності та потужності гідрогенератора-двигуна за рахунок відмови від окремо встановлених нагнітачів в системі охолодження та введення в якості нагнітача спеціальних лопатей, розташованих на роторі, які можуть створювати необхідний напір при напрямку обертання ротора як за годинниковою стрілкою, так і проти неї.

*Практичне значення отриманих результатів:*

1. Розроблений метод розрахунку теплового та аеродинамічного стану гідрогенератора-двигуна з використанням відцентрового нагнітача, встановленого безпосередньо на ободі ротора гідрогенератора-двигуна, може бути використано для створення більш потужних та надійних гідрогенераторів.

2. Розроблена конструкція відцентрового нагнітача може бути використана для підвищення ефективності систем охолодження, що в свою

чергу дасть змогу збільшити потужність та надійність гідрогенераторів.

3. Запропонований метод може бути використаний при проектуванні та розрахунку багатокомпонентних високоефективних систем охолодження авіаційної та аерокосмічної техніки.

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

*Ключові слова:* електромашинне обладнання, гідрогенератор, тепловий стан, напружено-деформований стан, метод скінченних об'ємів, метод скінченних елементів.

## ABSTRACT

*Tretiak I.* Increasing the power and reliability of Generators by improving of thermal processes. – A qualifying scientific work as a manuscript.

The thesis for a degree of Doctor of Philosophy (PhD) in specialty 142 Power Engineering (14 Electrical Engineering). – National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, 2026.

The Dissertation Work is devoted to the urgent issue of increasing the reliability of Hydrogenerators, including Hydrogenerator-Motors, and ensuring their power increase by creating of new methods for three-dimensional calculation of the thermal state of units and parts. The temperature distribution in the units of a Hydrogenerator-Motor with a reconstructed cooling system was calculated to determine the potential for increasing its power.

The proposed version for the reconstruction of the cooling system of the Hydrogenerator-Motor is to replace separately installed blowers with centrifugal blowers installed directly on the rotor, which will significantly increase the reliability of this equipment. During the design process of the new blower, its optimal design was determined, taking into account the design features of the Hydrogenerator-Motor and its operating modes. To confirm reliable operation, the pressure characteristic of the supercharger was calculated, and an analysis of the stress-strained state of the fan impeller under the influence of centrifugal loads acting on it in all possible operating modes was performed.

According to the results of aerodynamic and thermal calculations, it was found that the temperature reserves of the Hydrogenerator-Motor units allow us to consider the issue of a potential increase in the power of the reconstructed Hydrogenerator-Motor by 5...7% while ensuring the corresponding power of the pump-turbine to which it is connected. The final possibility of increasing the power of the hydraulic unit must be confirmed by carrying out a full set of calculations of the Hydrogenerator-Motor and pump-turbine.

The purpose of the Dissertation Work is to increase the power and reliability of the Hydrogenerator-Motor through the use of modern finite element methods and

computational hydrogasdynamics.

The first section of the Dissertation Work is devoted to the consideration of the cooling system of a Hydrogenerator-Motor using separately installed blowers and existing problems during its operation. To substantiate possible ways of reconstructing the cooling system of a Hydrogenerator-Motor, the features of the cooling systems of Hydrogenerators in general and their pressure elements were considered. Based on the analysis of the pressure characteristics of blowers of different types, the optimal version of blowers installed directly on the rotor of a Hydrogenerator-Motor was determined. Modern trends in the design of Hydrogenerator cooling systems were also considered and existing scientific achievements in this field were analyzed.

In the second section of the Dissertation Work the basic principles of aerodynamic and thermal calculations are considered. An improved method for calculating the thermal state of the elements of the Hydrogenerator-Motor structure in a three-dimensional setting with a refined task of initial and boundary conditions has been developed. The developed method is based on the numerical solution of the system of Navier-Stokes equations, averaged over Reynolds, for the flow of cooling air, using the specialized calculation module Flow Simulation for modeling the flow of liquids and gases from the SolidWorks application software package.

In the third section the results of designing of the blower of the Hydrogenerator-Motor cooling system are submitted. In particular, several possible configurations of the blower impeller and auxiliary elements to optimize its characteristics are analyzed. The choice of the final blower design for further calculations is justified. The pressure characteristic of the blower is determined using classical gas mechanics equations, with subsequent verification of the obtained results by three-dimensional modeling. An analysis of the stress-strained state of the blower impeller is also carried out to confirm the reliability of its operation in all possible operating modes of the Hydrogenerator-Motor.

The fourth section is devoted to the analysis of the aerodynamic parameters of the cooling system of the Hydrogenerator-Motor with new blowers. The distribution of cooling air flows in the sections of the cooling system, obtained as a result of analytical

calculation, is presented. The results of the aerodynamic calculation in a three-dimensional formulation based on a previously constructed model of the Hydrogenerator-Motor and the specified initial and boundary conditions are also given. Additionally, the results of three-dimensional modeling determine the heat transfer coefficients at characteristic points of the cooling system, which are subsequently used to assess the thermal state of the Hydrogenerator-Motor units. The reserves for the temperatures of the units obtained from the calculation results allow us to consider the potential possibility of increasing of the power of the Hydrogenerator-Motor with new centrifugal blowers by 5...7%.

The results of the research have resulted in the development of effective methods for modeling the aerodynamic parameters of the cooling system and the thermal state of Hydrogenerator assembly units, including Hydrogenerator-Motors.

Development of computational models of thermal, aerodynamic and stress-strained processes in Hydrogenerators, Hydrogenerator-Motors and other types of electric machines in a three-dimensional setting will make it possible to optimize their design and mass-dimensional parameters with unconditional compliance with the requirements of current standards and ensuring proper reliability and efficiency, which is of great scientific and practical importance for the energy security of Ukraine and other countries of the world.

The results of the dissertation work were used at LLC "KHEMZ", (Kharkiv) in the design of new and reconstruction of existing Hydrogenerators, Hydrogenerator-Motors and other types of electric machines. The results of the work were also implemented in the scientific and methodological process of the Department of Aerospace Heat Engineering of the National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute".

The next step of the research will be the creation of methods and algorithms for calculating of the thermal state of new generation Hydrogenerator units. The development of research in this direction will allow achieving maximum use of the volume of Hydrogenerators with a corresponding reduction in their mass and dimensions.

Scientific novelty of the work:

1. For the first time, a new method for calculating the cooling system of Hydrogenerators in a three-dimensional formulation for a symmetric problem was created, which takes into account all the design features of the structure, the distribution of aerodynamic air parameters and the characteristics of the blower.

2. The algorithm for forming of boundary conditions for three-dimensional models of structural components of Hydrogenerators has been improved in terms of determining the aerodynamic parameters of air, structural properties of Hydrogenerator units and elements, and thermophysical properties of air.

3. For the first time, the increasing of reliability and power of the Hydrogenerator-Motor by eliminating separately installed blowers in the cooling system and introducing special blades located on the rotor as blowers, which can create the necessary pressure when the rotor rotates both clockwise and counterclockwise was substantiated.

Practical significance of the obtained results:

1. The developed method for calculating of the thermal and aerodynamic state of a Hydrogenerator-Motor using a centrifugal blower installed directly on the rim of the Hydrogenerator-Motor rotor can be used to create more powerful and reliable Hydrogenerators.

2. The developed centrifugal blower design can be used to increase the efficiency of cooling systems, which in turn will allow increasing of the power and reliability of Hydrogenerators.

3. The proposed method can be used in the design and calculation of multi-component high-efficiency cooling systems for aviation and aerospace equipment.

The obtained scientific results can be used by research and design organizations, design bureaus of the energy industry, educational institutions and other organizations specializing in the field of research and operation of power electromechanical equipment.

*Keywords:* electromechanical equipment, Hydrogenerator, thermal state, stress-strained state, finite volume method, finite element method.

### Список публікацій здобувача

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

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

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

3. Tretiak O., Kravchenko S., Shestak B., Shpitalnyi D., Arefieva M., **Tretiak I.**, Serhiienko S., Kovryga A. (2025). Devising a method for designing multicomponent diffusers of compressors in turbogenerators with hydrogen cooling. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 4. 26-38. (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.337285> ;

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

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

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

1. Гакал П., **Третяк І.**, Ареф'єва М. (2024). Дослідження процесів теплопередачі в системах охолодження гідрогенераторів. Відкрита науково-практична конференція "Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки"; Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2024

<https://dspace.library.khai.edu/xmlui/bitstream/handle/123456789/7872/90-91.pdf?sequence=1> ;

2. Gakal P., **Tretiak I.**, Arefieva M., Nazarenko V. (2024). Thermal State Determination of the Heat Exchanger in the Three-Dimensional Setting, Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. V. 1008. Lecture Notes in Networks and Systems. PP. 327–336.

[https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6\\_28](https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_28) .

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

1. Патент на корисну модель UA 158317 Україна, МПК H02K 9/04, H02K 9/08. Система охолодження гідрогенератора капсульного типу / Третяк О.В., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., Кравченко С.С. Шульга І.М., Ареф'єва М.О., **Третяк І.І.** – № u202401526; заявл. 25.03.2024; опубл. 22.01.2025; Бюл. № 4. – 5 с. <https://ipro-pua.com/inv/6eupjyg4> .

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ .....	16
ВСТУП .....	18
РОЗДІЛ 1 СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ, ЯК СКЛАДОВА ЧАСТИНА ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА .....	26
1.1 Система охолодження гідрогенератора-двигуна.....	27
1.2 Огляд систем охолодження гідрогенераторів.....	30
1.2.1 Конструктивні особливості систем охолодження гідрогенераторів .....	35
1.2.2 Напірні елементи систем охолодження.....	41
1.3 Сучасні підходи до проєктування систем охолодження .....	49
1.4 Постановка задачі удосконалення системи охолодження гідрогенератора-двигуна .....	51
1.5 Висновки до першого розділу .....	53
1.6 Література до першого розділу .....	53
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА .....	56
2.1 Основні принципи розрахунку теплового стану елементів гідрогенератора-двигуна .....	57
2.1.1 Аеродинамічний розрахунок системи охолодження гідрогенератора-двигуна .....	58
2.1.2 Тепловий розрахунок гідрогенератора-двигуна.....	68
2.2 Обчислювальні методи моделювання процесів в системі охолодження в тривимірній постановці .....	72
2.2.1 Постановка задачі тривимірного розрахунку системи охолодження гідрогенератора-двигуна .....	73
2.2.2 Початкові та граничні умови.....	78

	14
2.2.3 Чисельне розв'язання задачі .....	80
2.2.4 Похибки та невизначеності методів обчислювальної гідродинаміки .....	82
2.3 Висновки до другого розділу.....	84
2.4 Література до другого розділу.....	85
<b>РОЗДІЛ 3 ПРОЄКТУВАННЯ НАГНІТАЧА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА .....</b>	<b>87</b>
3.1 Проєктування нагнітача системи охолодження .....	87
3.2 Визначення напірної характеристики нагнітача .....	89
3.3 Розрахунок НДС деталей нагнітача.....	97
3.3.1 Початкові та граничні умови, параметри розрахункової сітки ..	99
3.3.2 Розрахунок НДС нагнітача у тривимірній постановці .....	100
3.4 Висновки до третього розділу .....	103
3.5 Література до третього розділу .....	103
<b>РОЗДІЛ 4 ТЕПЛОВИЙ ТА АЕРОДИНАМІЧНИЙ СТАН ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА З МОДЕРНІЗОВАНОЮ СИСТЕМОЮ ОХОЛОДЖЕННЯ .....</b>	<b>105</b>
4.1 Система охолодження гідрогенератора-двигуна.....	105
4.2 Розрахунок системи охолодження .....	107
4.2.1 Аналітичний розрахунок системи охолодження.....	109
4.2.2 Розрахунок системи охолодження у тривимірній постановці ..	112
4.3 Висновки до четвертого розділу .....	125
4.4 Література до четвертого розділу .....	126
<b>ВИСНОВКИ .....</b>	<b>128</b>
<b>ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....</b>	<b>129</b>

ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	131
ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	133

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

$D$  – діаметр нагнітача, м

$l$  – довжина лопаті нагнітача, м

$\delta$  – зазор у нагнітачі, м

$Q$  – об'ємна витрата повітря, м<sup>3</sup>/с

$U$  – швидкість повітря, м/с

$H$  – напір, Па

$\rho$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>

$p$  – теплові втрати, Вт

$C_p$  – теплоємність повітря при постійному тиску, Дж/(кг·К)

$\Delta T$  – підігрів повітря, К

$\Delta H$  – падіння напору, Па

$\xi$  – коефіцієнт гідравлічного опору, в.о.

$F$  – площа, м<sup>2</sup>

$\Pi$  – змочений периметр, м

$W$  – питоме теплове навантаження, Вт/м<sup>2</sup>

$\lambda$  – теплопровідність матеріалу тіла, Вт/(м·К)

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

### Індекси

$\lambda_{\text{п}}$  – теплопровідність повітря, Вт/(м·К)

$D_1$  – внутрішній діаметр нагнітача, м

$D_2$  – зовнішній діаметр нагнітача, м

$\zeta_{\text{тер}}$  – коефіцієнт опору тертя у гідравлічно гладкому каналі, Па/м

### Скорочення

ГЕС – гідроелектростанція

ГАЕС – гідроакумулююча електростанція

CFD – Computational Fluid Dynamics (обчислювальна гідродинаміка)

RANS – рівняння Нав'є-Стокса, усереднені за Рейнольдсом

РК – робоче колесо

ВНА – вхідний напрямний апарат

НДС – напружено-деформований стан

МСЕ – метод скінчених елементів

## ВСТУП

**Актуальність досліджень.** Значна частина великих електричних машин, зокрема турбогенераторів та гідрогенераторів, які в даний час експлуатуються на електростанціях різних країн світу, були спроектовані у 60-80-х роках минулого сторіччя з використанням відповідних наукових доробок на основі аналітичних методів. Такі методи характеризуються суттєвими спрощеннями з метою економії часу на проектні роботи за умов відсутності або обмежених можливостей використовуваної на той час обчислювальної техніки.

Наявність таких вимушених спрощень аналітичних розрахунків відповідно призводила до порівняно низької точності результатів розрахунків всіх типів, в тому числі електромагнітних, аеродинамічних, теплових та механічних, що дозволяли отримати лише усереднені результати з обмеженими можливостями щодо отримання точного розподілу розрахованих параметрів за об'ємом машини. Цей фактор разом з необхідністю підтвердження виробниками гарантій безпечної та довготривалої експлуатації енергетичного обладнання вимагав прийняття порівняно великих запасів для всіх типів аналітичних розрахунків, що призводило до відповідного зростання масогабаритних показників обладнання. Таке збільшення розмірів та ваги вимагало підвищення жорсткості та міцності корпусних елементів, а також інших опорних вузлів машини. Таким чином, сукупність всіх згаданих чинників негативно впливала на загальні розміри та масу як самих генераторів, так і їхніх фундаментів.

Сучасні загальносвітові тенденції в проектуванні гідрогенераторів та, зокрема, гідрогенераторів-двигунів спрямовані на покращення використання їх активного об'єму, що вимагає зменшення запасів за механічними напруженнями в деталях машини та за поверхнями охолодження в обмотках та вентиляційних каналах. Розрахункове підтвердження працездатності обладнання з такими зменшеними запасами виконується з використанням сучасних обчислювальних методів, що дозволяють вирішувати складні завдання з аналізу теплового та напружено-деформованого стану обладнання з необхідною точністю.

Підвищення точності при виконанні аеродинамічних та теплових розрахунків в тривимірній постановці в тому числі відбувається завдяки можливості більш точної прив'язки основних і додаткових теплових втрат до конкретних частин гідрогенератора, в яких виділяються ці теплові втрати. Крім того тривимірний підхід дозволяє більш точно дослідити вплив поступового підвищення температури охолоджуючого повітря на тепловий стан різних активних частин гідрогенератора при послідовному проходженні повітря вздовж них. Докладна інформація щодо швидкісних параметрів повітря в різних ділянках системи охолодження та розподілу температур у вузлах гідрогенератора має вкрай важливе значення при проектуванні та в багатьох випадках є визначальною з точки зору можливості підвищення потужності та надійності гідрогенератора з забезпеченням мінімальної маси обладнання для заданих параметрів.

Використання тривимірних підходів в ході розрахунків напружено-деформованого стану вузлів та деталей гідрогенератора також має подібні переваги. Результати такого розрахунку дозволяють точно визначити елементи гідрогенератора з напруженнями та деформаціями, які можуть призвести до зниження надійності гідрогенератора або нести загрозу для його тривалої безпечної експлуатації. З іншої сторони використання розрахунків в тривимірній постановці також дає можливість виявити частини з надлишковими запасами міцності, конструкція яких потенційно може бути оптимізована з відповідним зниженням їх маси.

З урахуванням всього вищезазначеного, розробка розрахункових моделей теплових, аеродинамічних на напружено-деформованих процесів у гідрогенераторах, гідрогенераторах-двигунах та інших типах електричних машин у тривимірній постановці дасть змогу оптимізувати їхні конструктивні та масогабаритні параметри з безумовним забезпеченням вимог діючих стандартів та забезпеченням належної надійності та ефективності, що має велике наукове і практичне значення для енергетичної безпеки України та інших країн світу.

**Мета і завдання дослідження.** Підвищення потужності та надійності

гідрогенератора-двигуна за рахунок використання сучасних методів скінченних елементів та обчислювальної гідрогазодинаміки.

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

- провести огляд конструкції систем охолодження гідрогенераторів та області їх застосування в залежності від параметрів гідрогенератора;
- розробити удосконалений метод розрахунку системи охолодження гідрогенератора-двигуна в тривимірній постановці;
- визначити необхідні параметри напірних елементів системи охолодження та дослідити аеродинамічні процеси в цій системі;
- провести аналіз працездатності спроектованого робочого колеса нагнітача при номінальній та максимальній частотах обертання.

**Об'єкт дослідження** – теплові та аеродинамічні процеси в системі охолодження гідрогенератора-двигуна, процеси деформування обертових частин системи охолодження гідрогенератора-двигуна.

**Предмет дослідження** – тепловий, гідравлічний стан вузлів та елементів конструкції гідрогенератора-двигуна та напружено-деформований стан обертових частин системи охолодження.

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

1. Класичні методи та моделі теорії руху суцільного середовища, теплопередачі для аналізу теплового і аеродинамічного стану елементів конструкції гідрогенераторів.
2. Дискретизація розв'язувальних співвідношень для аналізу процесів тепло-масопереносу в суцільному середовищі та напружено-деформованого стану елементів конструкції на основі методу скінчених елементів.
3. Числові дослідження в тривимірній постановці за допомогою програмного комплексу SolidWorks з модулем Flow Simulation зі створенням комп'ютерних моделей та виконанням теплового і аеродинамічного розрахунку процесів в системі охолодження та напружено-деформованого стану її напірних

елементів.

4. Метод декомпозиції Рейнольдса для врахування турбулентності під час розрахунків руху охолоджуючого повітря за допомогою моделі k-ε.

Точність отриманих в роботі результатів та висновків забезпечується завдяки використанню тривимірних моделей без суттєвих спрощень.

Отримані результати математичного тривимірного моделювання системи охолодження та напружено-деформованого стану елементів гідрогенераторів задовільно погоджуються з даними експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів.

### **Наукова новизна одержаних результатів.**

1. Вперше створено новий метод розрахунку системи охолодження гідрогенераторів у тривимірній постановці для симетричної задачі, що враховує всі конструктивні особливості конструкції, розподіл аеродинамічних параметрів повітря та характеристики нагнітача.

2. Удосконалено алгоритм формування граничних умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів гідрогенераторів в частині визначення аеродинамічних параметрів повітря, конструктивних властивостей вузлів та елементів гідрогенераторів, теплофізичних властивостей повітря.

3. Вперше обґрунтовано підвищення надійності та потужності гідрогенератора-двигуна за рахунок відмови від окремо встановлених нагнітачів у системі охолодження та введення в якості нагнітача спеціальних лопатей, розташованих на роторі, які можуть створювати необхідний напір при напрямку обертання ротора як за годинниковою стрілкою, так і проти неї.

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

1. Розроблений метод розрахунку теплового та аеродинамічного стану гідрогенератора-двигуна з використанням відцентрового нагнітача, встановленого безпосередньо на ободі ротора гідрогенератора-двигуна, може бути використано для створення більш потужних та надійних гідрогенераторів.

2. Розроблена конструкція відцентрового нагнітача може бути використана для підвищення ефективності систем охолодження, що в свою

чергу дасть змогу збільшити потужність та надійність гідрогенераторів.

3. Запропонований метод може бути використаний при проектуванні та розрахунку багатокомпонентних високоефективних систем охолодження авіаційної та аерокосмічної техніки.

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

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

- на ТОВ "ХЕМЗ" (м. Харків) при проектуванні нових та реконструкції існуючих гідрогенераторів, гідрогенераторів-двигунів та інших типів електричних машин;

- в науково-методичному процесі кафедри аерокосмічної теплотехніки Національного аерокосмічного університету "Харківський авіаційний інститут".

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

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

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

**Апробація результатів дисертації.** Результати роботи доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на: науково-практичній

конференції "Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки" (Україна, м. Харків, Національний аерокосмічний університет «ХАІ», 2025 р.) та науково-практичній конференції "Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023", (Україна, м. Харків, Національний аерокосмічний університет «ХАІ», 2023 р.).

**Публікації.** Основний зміст дисертації відображено у п'яти статтях у виданнях, що реферуються в базі даних Scopus [1...5]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковані в двох тезах науково-технічних конференцій [6, 7] та в одному патенті [8].

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

[1] – Створення сітки скінченних елементів та побудова методу розрахунку на міцність елементів конструкції гідрогенератора в тривимірній постановці;

[2] – Аналіз термічних факторів та розрахунок граничних умов для аналізу напружено-деформованого стану конструкції;

[3] – Створення методів розрахунку елементів систем охолодження з аналізом та верифікацією результатів шляхом порівняння з експериментальними даними;

[4] – Створення алгоритмів та побудова тривимірних моделей для аналізу елементів системи охолодження конструктивних компонентів гідрогенератора;

[5] – Створення та розробка корпусних елементів електричних машин великої потужності в тривимірній постановці;

[6] – Дослідження процесів теплопередачі в системах охолодження гідрогенераторів в тривимірній постановці;

[7] – Розрахунок параметрів теплообмінників для задачі охолодження

генераторів;

[8] – Створення моделей та креслеників нової конструкції.

**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 133 сторінки, з них 111 сторінок основного тексту, 48 рисунків по тексту, 8 таблиць по тексту, списків використаних джерел до кожного розділу, сумарно викладених на 6 сторінках.

#### **Література до вступу:**

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

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

3. Tretiak O., Kravchenko S., Shestak B., Shpitalnyi D., Arefieva M., **Tretiak I.**, Serhiienko S., Kovryga A. (2025). Devising a method for designing multicomponent diffusers of compressors in turbogenerators with hydrogen cooling. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 4. 26-38. (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.337285> ;

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

5. Tretiak O., Serhiienko S., Zhukov A., Gakal P., **Tretiak I.** et al., "Peculiarities of the Design of Housing Parts of Large Direct Current Machines", *SAE Int. J. Mater.*

Manf. 17(1):2024. ISSN: 1946-3979, e-ISSN: 1946-3987, (Scopus Q3)  
<https://doi.org/10.4271/05-17-01-0005> ;

6. Гакал П., **Третяк І.**, Ареф'єва М. (2024). Дослідження процесів теплопередачі в системах охолодження гідрогенераторів. Відкрита науково-практична конференція "Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки"; Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2024

<https://dspace.library.khai.edu/xmlui/bitstream/handle/123456789/7872/90-91.pdf?sequence=1> ;

7. Gakal P., **Tretiak I.**, Arefieva M., Nazarenko V. (2024). Thermal State Determination of the Heat Exchanger in the Three-Dimensional Setting, Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. V. 1008. Lecture Notes in Networks and Systems. PP. 327–336.  
[https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6\\_28](https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_28) ;

8. Патент на корисну модель UA 158317 Україна, МПК H02K 9/04, H02K 9/08. Система охолодження гідрогенератора капсульного типу / Третяк О.В., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., Кравченко С.С. Шульга І.М., Ареф'єва М.О., **Третяк І.І.** – № u202401526; заявл. 25.03.2024; опубл. 22.01.2025; Бюл. № 4. – 5 с. <https://ipro-pua.com/inv/6eupjyg4> .

## РОЗДІЛ 1 СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ, ЯК СКЛАДОВА ЧАСТИНА ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА

Основне світове виробництво електроенергії забезпечується за допомогою електричних машин, які поділяються на два основних типи:

- турбогенератори, що використовується разом з паровими та газовими турбінами на теплових або атомних електростанціях;
- гідрогенератори, що використовуються разом з гідравлічними турбінами на гідроелектростанціях (ГЕС).

Гідрогенератори характеризуються порівняно низькими номінальними частотами обертання (а для окремих ГЕС на рівнинних ріках навіть вкрай низькими – до 50 об/хв), що при достатньо високих потужностях призводить до дуже великих радіальних розмірів, та, відповідно, маси.

Характерною особливістю гідрогенераторів є те, що їхні основні параметри (потужність та частота обертання) визначаються умовами водотоку для кожної ГЕС. Таким чином, практично для кожної ГЕС виникає потреба в проектуванні нового типу агрегату.

За положенням осі обертання гідрогенератори можуть бути розбиті на дві основні групи: вертикальні та горизонтальні.

Переважає більшість гідрогенераторів має вертикальне розташування валу, що в основному обумовлене неможливістю забезпечення достатньої жорсткості статора та ротора з великими розмірами для випадку горизонтального виконання, а також питаннями зручності збирання, експлуатації та ремонту.

Горизонтальне виконання може застосовуватися для малопотужних швидкохідних гідрогенераторів, а також в капсульних гідроагрегатах, що складаються з гідрогенератора та поворотно-лопатевої турбіни, поєднаних в одному корпусі (капсулі) та розташованих під водою безпосередньо в водоводі гідроелектростанції.

В окремих дуже рідкісних випадках гідроагрегати невеликої потужності

можуть бути виконані з нахиленою віссю обертання.

Окрім звичайних ГЕС існує також такий особливий вид електростанцій, як гідроакумуючі (ГАЕС), що оснащені гідрогенераторами-двигунами. Такі електричні машини можуть бути не тільки виробниками електроенергії, але й її споживачами при роботі в режимі двигуна зі зміною напрямку обертання та закачуванням води з нижнього до верхнього басейну. Режим роботи даних електричних машин залежить від графіку споживання в мережі: при наявності надлишкової електроенергії в мережі машина працює в режимі двигуна, а під час пікових навантажень працює в режимі генератора з подачею в мережу відповідної додаткової електричної потужності. Економічна ефективність таких ГАЕС досягається завдяки зменшенню витрат палива на теплових електростанціях для покриття пікових навантажень, а також за рахунок можливості використання різниці між денним та нічним тарифами на електроенергію.

### **1.1 Система охолодження гідрогенератора-двигуна**

Розглянемо систему охолодження для проекту реконструкції гідрогенератора-двигуна, встановленого на ГАЕС Поромбка-Жар в Польщі.

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

## Параметри гідрогенератора-двигуна

Параметр	Значення	
	режим генератора	режим двигуна
Повна потужність, МВ·А	136,7	150
Активна потужність, МВт	123	135
Номінальний коефіцієнт потужності	0,9	
Номінальна напруга, В	13800	
Номінальний струм, А	5719	6276
Номінальна частота обертання, об/хв.	600	
Розгінна частота обертання, об/хв.	880	
Частота електричного струму, Гц	50	
Кількість осьових компресорів системи охолодження	12	
Напір компресора, Па	150	
Витрата повітря через компресор, м <sup>3</sup> /с	6,5	
Потужність двигуна компресора, кВт	16	

Необхідність реконструкції гідрогенератора-двигуна викликана рядом суттєвих недоліків його первинної конструкції, які вкрай негативно впливають на надійність. Це підтверджується історією експлуатації з великою кількістю ремонтів внаслідок пошкоджень та аварій.

Одним з недоліків є достатньо рідковживана для вертикальних гідрогенераторів-двигунів примусова система охолодження з встановленими в повітропроводах нагнітачами у вигляді осьових компресорів, що приводяться в обертання за допомогою асинхронних електродвигунів.

Принцип дії первинної системи охолодження гідрогенератора-двигуна представлений на рис. 1.1.

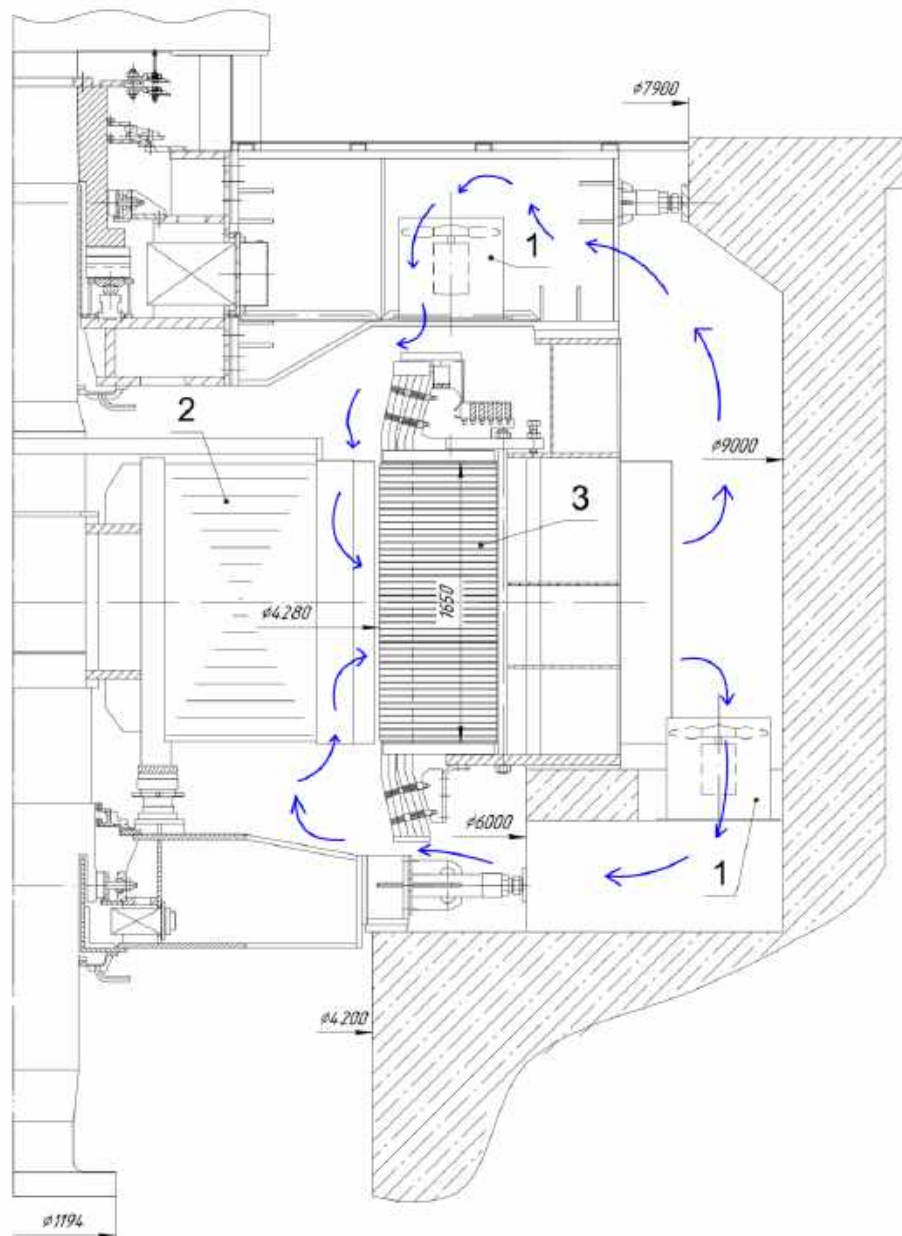


Рис. 1.1 – Первинна система охолодження гідрогенератора-двигуна: 1 – осьовий компресор; 2 – полюси ротора; 3 – статор

Напір в системі забезпечується за допомогою встановлених дванадцяти осьових компресорів 1, шість з яких розташовані між лапами верхньої хрестовини, а інші шість – в вентиляційних каналах фундаменту в нижній частині гідрогенератора-двигуна. Охолоджуюче повітря від нагнітачів з двох сторін (крізь верхню та нижню хрестовини) надходить до полюсів ротора 2 та в повітряний зазор, звідки потрапляє в вентиляційні канали осердя статора 3 і далі всередину корпусу статора. Лобові частини обмотки статора

охолоджуються за рахунок частин потоків повітря, що відокремлюються від основних потоків, проходять через камери лобових частин та крізь зазор між осердям і корпусом статора також потрапляють всередину корпусу статора. Після цього об'єднаний потік проходить крізь повітроохолоджувачі, в яких відбувається відведення теплоти від повітря до води. Після повітроохолоджувачів потік повітря роздвоюється та знову повертається до компресорів.

Таке технічне рішення забезпечує повноцінне відведення теплоти від вузлів та елементів гідрогенератора, що підтверджується результатами випробувань в процесі експлуатації, проте суттєво знижує надійність гідрогенератора-двигуна. Вихід з ладу чи зупинка хоча б одного з 12-ти встановлених компресорів порушує роботу всієї системи охолодження (в першу чергу через появу паразитного вентиляційного контуру, крізь який можуть замикатись потоки, створювані іншими паралельно встановленими компресорами) та потребує зупинки гідрогенератора-двигуна. Також надійність знижується через наявність додаткових електричних підключень приводу компресорів з відповідною спеціальною системою управління. Крім того, наявність та доволі незручне розташування вказаних компресорів ускладнює ремонт та технічне обслуговування гідрогенератора-двигуна.

Оптимальним рішенням в даному випадку є відмова від окремо встановлених компресорів з електроприводом та використання в якості джерела напору самого ротора гідрогенератора-двигуна або встановлених на роторі окремих напірних елементів.

## **1.2 Огляд систем охолодження гідрогенераторів**

Системи охолодження гідрогенераторів (в тому числі і гідрогенераторів-двигунів) мають здійснювати ефективне відведення від вузлів та елементів теплоти, яка в них виділяється, з метою забезпечення нормального теплового стану вузлів та елементів гідрогенератора при його експлуатації в усіх допустимих режимах роботи.

Джерела теплоти (теплові втрати) в гідрогенераторі зосереджені в основному в його активних частинах, тобто в міді обмоток статора і ротора, а також в сталі осердя статора [1].

Окрім теплових втрат електромагнітного походження з гідрогенератора необхідно відводити тепло, що утворюється внаслідок тертя та гідродинамічних процесів в підп'ятнику та напрямних підшипниках, а також вентиляційних втрат.

При цьому підп'ятники та напрямні підшипники зазвичай мають власну, незалежну оливну систему охолодження [2]. Теплота від оливи відводиться до води в оливоохолоджувачах. В окремих випадках тепло від напрямних підшипників може також відводитись простим обдуванням оливних ванн повітрям.

Найбільш вживаною на практиці системою охолодження активних частин гідрогенераторів середньої та великої потужності є повітряне охолодження з використанням повітряно-водяних охолоджувачів (повітроохолоджувачів). В цьому випадку тепло відводиться від активних частин гідрогенератора до повітря, яке після цього проходить через повітроохолоджувачі, де тепло передається воді. Передавання тепла з внутрішніх елементів активних частин до поверхонь, що обдуваються повітрям, здійснюється шляхом теплопровідності в активних та ізоляційних матеріалах.

Слід відзначити, що для найбільш потужних гідрогенераторів використання повітряного охолодження може зрештою призвести до надмірного збільшення їх розмірів. Тому в таких гідрогенераторах впроваджується комбінована повітряно-водяна система охолодження, у якій обмотка статора охолоджуються безпосередньо дистильованою водою, що циркулює крізь трубчасті канали в обмотках, а ротор і осердя статора охолоджується повітрям. В деяких випадках дистиллятом може охолоджуватись і обмотка ротора.

Типова для порівняно тихохідних вертикальних гідрогенераторів великої та середньої потужності система охолодження наведена на рис. 1.2. Циркуляція охолоджуючого повітря здійснюється за замкнутим циклом. Збудником циркуляції виступає безпосередньо ротор гідрогенератора 1 з встановленими на

його торцях додатковими нагнітачами 2. Потік повітря проходить в основному крізь повітряний зазор та вентиляційні канали статора 3. При цьому частина потоку відгалужується в камери лобових з'єднань та канали між натискними гребінками. Далі повітря направляється в повітроохолоджувачі 4, розташовані у вікнах на зовнішній поверхні корпусу статора. Після цього повітря з повітроохолоджувачів потрапляє в камеру холодного повітря, з якої двома паралельними шляхами (вгорі крізь верхню хрестовину 5 та знизу крізь прорізи в фундаменті та нижню хрестовину 6) повертається до ротора 1 та нагнітачів 2.

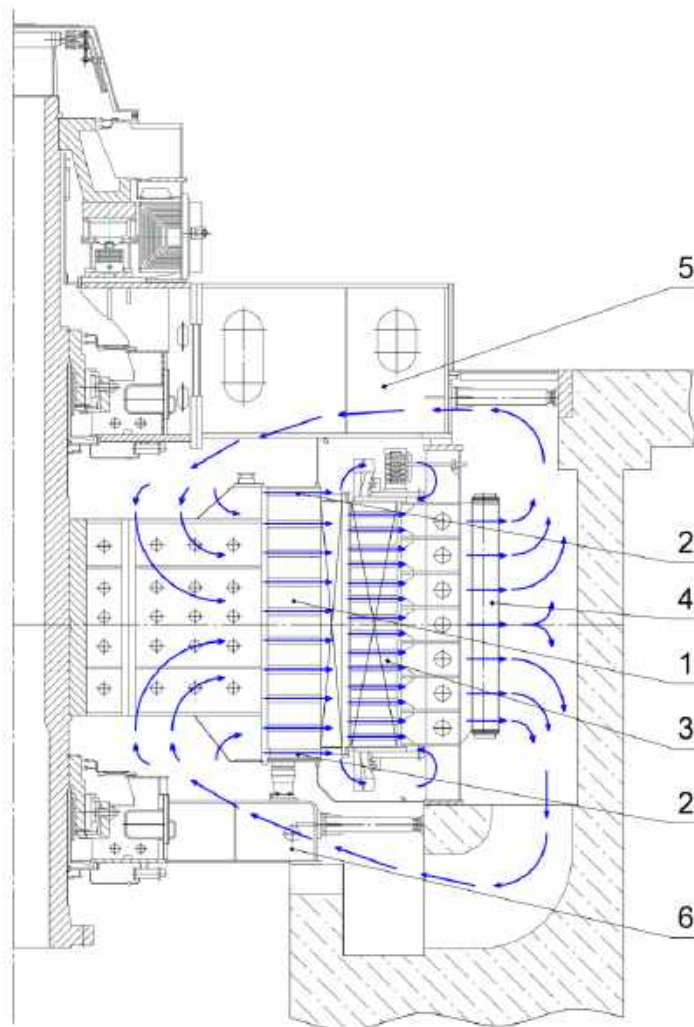


Рис. 1.2 – Загальна схема охолодження вертикального гідрогенератора:

1 – ротор; 2 – нагнітач; 3 – статор; 4 – повітроохолоджувач;

5 – верхня хрестовина; 6 – нижня хрестовина

З аналізу наведеної схеми роботи типової системи охолодження великого гідрогенератора можна зробити наступні висновки:

- основними елементами, що визначають напір та ефективність системи охолодження є ротор та встановлені на ньому додаткові нагнітачі.

- основними елементами гідравлічного опору контуру вентиляції є статор з вентиляційними каналами, камери лобових з'єднань та охолоджувачі.

Відведення тепла від полюсів ротора (в основному з обмотки збудження, де виділяються основна частина втрат в полюсах) здійснюється шляхом обдування повітрям зовнішньої поверхні полюсів. Для форсованих систем охолодження ротора потужних гідрогенераторів також використовується відведення тепла безпосередньо з додаткових поверхонь у спеціально передбачених каналах в сталі полюсів, в обмотці збудження та між ними. Підігрів повітря при обдуванні полюсів для такої системи визначається втратами в обмотці збудження та сталі полюсів, а також вентиляційними втратами, що виділяються в напірних елементах системи (тобто в роторі та нагнітачах).

Слід зазначити, що сучасні тенденції проектування гідрогенераторів вимагають підвищення рівня інтенсивності використання активних матеріалів, що призводить до зростання електромагнітних навантажень з подальшою необхідністю інтенсифікації процесів охолодження [3], зокрема збільшенню загальної витрати повітря. Проте можливості підвищення електромагнітних навантажень гідрогенератора, зокрема значень густини струму, можуть залежати не тільки від загальної витрати охолоджуючого повітря, а обмежуватись місцевими перегрівами активних частин. У зв'язку з цим важливу роль в оцінці ефективності системи охолодження гідрогенератора відіграє ступінь рівномірності розподілу температур обмотки збудження, обмотки та осердя статора.

Надійність та довговічність експлуатації гідрогенератора визначається в першу чергу значеннями температур його активних частин. Граничні значення перевищень температур активних частин гідрогенераторів над стандартною температурою охолоджуючого повітря 40 °С, визначені стандартом ДСТУ ІЕС

60034-33:2022 [4], наведені в таблиці 1.2, в якій також наведені методи вимірювання температури.

Таблиця 1.2

## Граничні допустимі перевищення температури

Вузли гідрогенератора	Метод вимірювання температури	Клас нагрівостійкості ізоляції	
		130 (В)	155 (F)
		Максимальне перевищення температури, °С	
Обмотка статора	Вбудовані термоперетворювачі опору	85	110
Осердя статора	Вбудовані термоперетворювачі опору	75	100
Обмотка збудження	Метод опору	90	115
Охолоджуюча вода	Вбудовані термоперетворювачі опору	25	

При цьому достатньо розповсюдженою є практика підвищення надійності гідрогенератора з ізоляцією класу нагрівостійкості F за рахунок обмеження граничних температур до рівня класу нагрівостійкості В, що значно збільшує термін експлуатації ізоляції обмоток [5].

В гідрогенераторах з повітряним охолодженням граничні перегрів активних частин, як правило, можна забезпечити при підігріві повітря в машині в межах 25...30 °С, що в першу чергу забезпечує допустиме значення перепаду температури в ізоляції обмотки статора. При використанні водяного охолодження обмотки статора обмеження по перепаду температури в ізоляції обмотки статора вже може не братися до уваги, тому доцільно прийняти загальний підігрів повітря 40...50 °С, що суттєво зменшує витрату повітря та вентиляційні втрати.

### **1.2.1 Конструктивні особливості систем охолодження гідрогенераторів**

Для охолодження вертикальних гідрогенераторів великої та середньої потужності з відносно невеликими частотами обертання найбільш вживаними є повітряні системи охолодження, які в окремих машинах особливо великої потужності можуть поєднуватися з охолодженням статора обмотки дистильованою водою.

Типова загальна схема системи повітряного охолодження такого гідрогенератора була розглянута вище на рис. 1.1.

Для великих тихохідних гідрогенераторів з шихтованим ободом ротора оптимальною є система повітряного охолодження з ротором 1 (див. рис. 1.1), який має розвинену систему радіальних вентиляційних каналів, рівномірно розподілених в осьовому напрямку. Для охолодження лобових частин обмотки статора у такій схемі типовим є використання нагнітачів 2 відцентрового типу, що створюють підвищений тиск (напір). Під дією цього напору охолоджуюче повітря обдуває лобові частини обмотки статора та виходить з камер за спинкою осердя статора під натискними плитами і далі крізь кільцевий проміжок між осердям і корпусом, де змішується з повітрям, яке виходить з вентиляційних каналів статора 3.

Крізь вентиляційні канали ободу, які разом зі спицями остову та полюсами, які розташовані ззовні ободу, виконують роль послідовно з'єднаних відцентрових нагнітачів, практично завжди можна забезпечити витрати повітря, необхідні для повноцінного охолодження гідрогенератора.

Зазначена система охолодження забезпечує практично рівномірне охолодження ротора і статора по довжині машини та дозволяє максимально ефективно використовувати активні матеріали. При цьому подача повітря в машину крізь вентиляційні канали в ободі ротора забезпечує відносно малі витрати потужності на вентиляцію порівняно з іншими системами.

В тихохідних гідрогенераторах старих конструкцій для обдування лобових частин обмотки статора часто використовувалися ковшові нагнітачі. Проте

практика показала їх малу ефективність, бо в схемі вентиляції, де практично усе повітря рухається через вентиляційні канали ободу, ковшові нагнітачі змушені працювати у режимі дуже малих витрат та не можуть створити достатній напір. Це може призводити до того, що циркуляція повітря крізь камери лобових частин обмотки статорі відбуватиметься в зворотному напрямку, тобто до камер потраплятиме гаряче повітря зі спинки статора, що додатково погіршить і без того погані умови охолодження лобових частин обмотки.

Подібну до розглянутої вище конструкцію системи охолодження мають гідрогенератори з безпосереднім водяним охолодженням обмотки статора. В них зазвичай повітряне охолодження використовується лише для полюсів ротора і осердя статора за аналогічною схемою. При цьому, незважаючи на наявність водяного охолодження обмотки статора, потреба у відцентрових торцевих нагнітачах зберігається, тому що необхідно організувати рух повітря крізь камери лобових частин обмотки для обдування натискних плит і крайніх пакетів осердя статора, які підігріваються додатковими тепловими втратами.

Також в таких гідрогенераторах для охолодження обмотки збудження можуть застосовуватися різні варіанти форсованого повітряного охолодження з подачею повітря крізь вентиляційні канали, які спеціально передбачені та вбудовані безпосередньо в конструкції полюсів.

Використання комбінованих повітряно-водяних систем охолодження гідрогенераторів суттєво зменшує витрату потужності на повітряну вентиляцію не тільки за рахунок зменшення частини теплоти, що відводиться повітрям, але й за рахунок зняття обмежень щодо допустимого перепаду температури в обмотці статора, що дозволяє підвищити перегрів повітря, яке охолоджує інші вузли, з відповідним додатковим зменшенням його витрати.

Системи охолодження, які використовуються для швидкохідних вертикальних гідрогенераторів, показані на рис. 1.3 та 1.4. Слід відзначити, що у великих швидкохідних гідрогенераторах обід ротора задля забезпечення необхідної механічної міцності зазвичай виконується з поковок. У цьому випадку конструкції ротор 1, як правило, не дає можливості пропустити

потрібну для охолодження статора кількість повітря через вентиляційні канали обода, які в окремих випадках можуть бути взагалі відсутніми. У зв'язку з цим для таких конструкцій основними напірними елементами стають встановлені на ободі торцеві нагнітачі 2: в основному осьові (див. рис. 1.3) та відцентрові (див. рис. 1.4), а в деяких випадках ковшові.

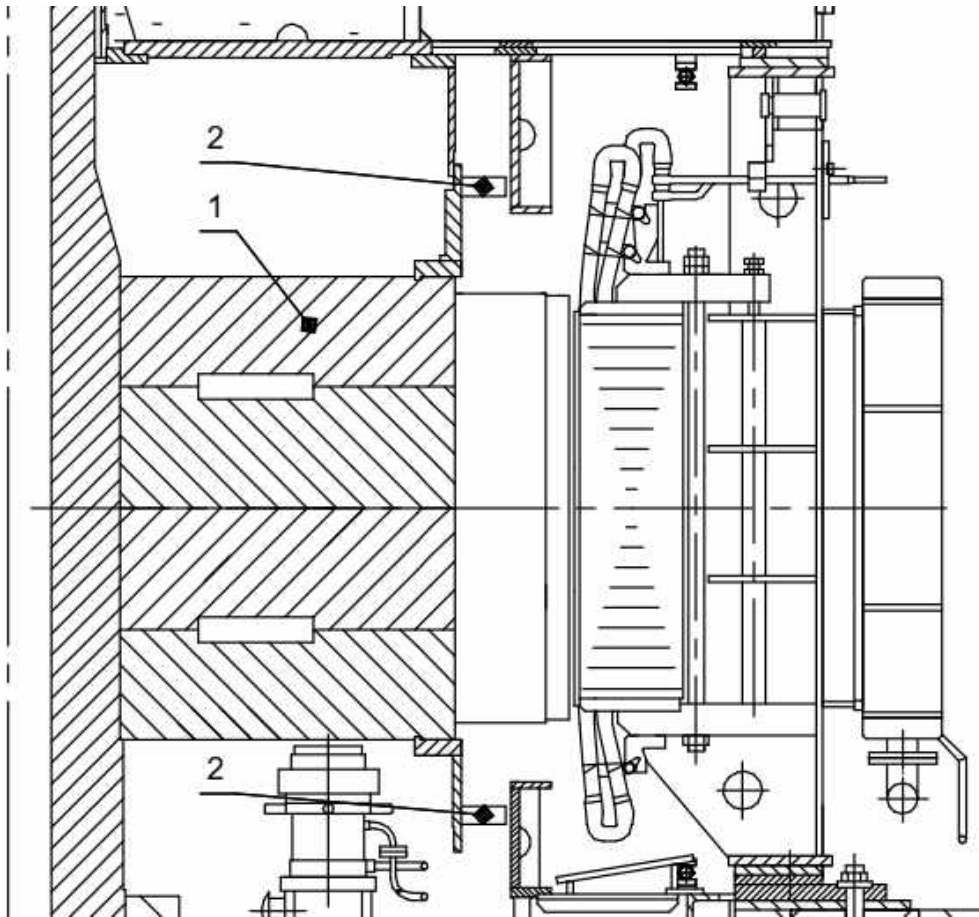


Рис. 1.3 – Система охолодження з осьовими нагнітачами:

1 – ротор; 2 – осьовий нагнітач

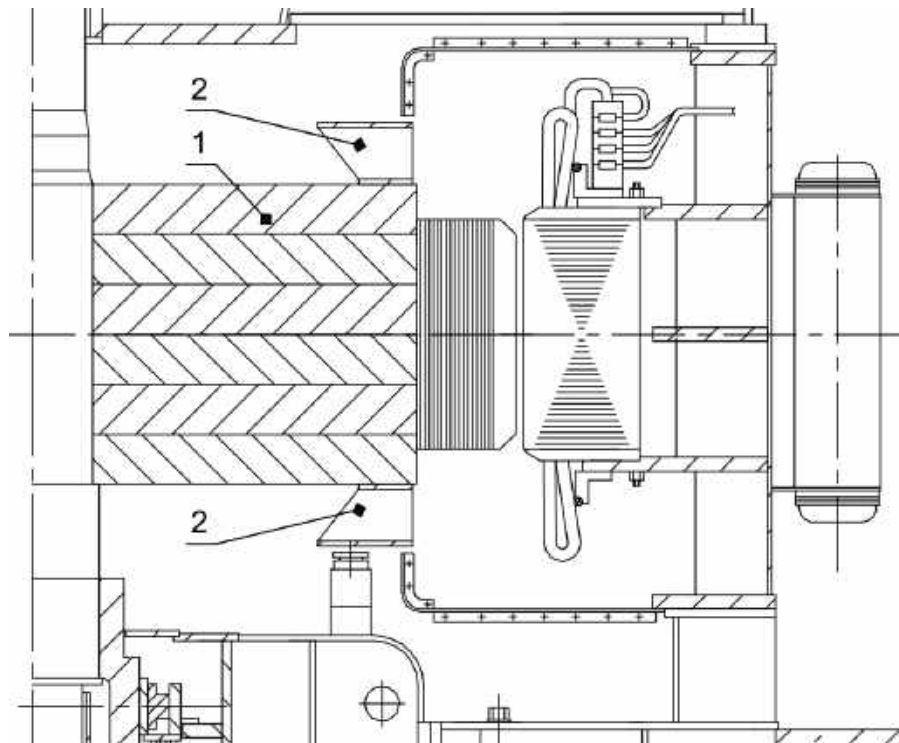


Рис. 1.4 – Система охолодження з відцентровими нагнітачами:

1 – ротор; 2 – відцентровий нагнітач

Торцеві нагнітачі в таких системах подають у повітряний зазор та міжполюсні простори гідрогенератора або все повітря, необхідне для охолодження машини, або основну його частину. В останньому випадку ротор з відносно малою кількістю вентиляційних каналів в ободі подає деяку додаткову кількість повітря в середні канали статора.

В схемах з ковшовими нагнітачами для охолодження лобових частин обмотки статора необхідно закрити отвори під натискними гребінками, щоб виключити перетікання гарячого повітря зі спинки в камери лобових з'єднань. У такому випадку охолодження лобових частин обмотки статора здійснюється за схемою, представленою на рис. 1.5. Повітря, що обдуває обмотку, виходить з камер лобових частин в міжполюсні простори. Це забезпечує охолодження лобових частин обмотки статора завдяки їх обдуванню потоком холодного повітря, що відгалужується від основного потоку холодного повітря на вході в ротор.

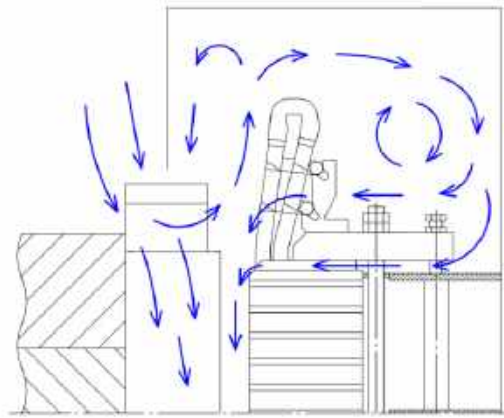


Рис. 1.5 – Схема циркуляції повітря у камері лобових з'єднань під дією ковшових нагнітачів

Окремо розглянемо системи охолодження капсульних гідрогенераторів, що являють собою горизонтальні герметичні машини обтічної форми, які працюють безпосередньо в водоводі ГЕС.

Характерною особливістю капсульних гідрогенераторів є достатньо стислі габаритні розміри та обмеження, пов'язані з необхідністю герметизації корпусу. Це призводить до суттєвих труднощів з організації тепловідведення від активних частин машини через неможливість використання найпростішої схеми самовентиляції, за якої ротор є основним напірним елементом. Тому в даному випадку застосовується примусова система охолодження, вибір якої багато в чому визначає конструкцію капсульного гідрогенератора. Найбільш поширеними конструкціями є дві принципово різні системи охолодження великих капсульних машин:

- аксіальна примусова вентиляція повітрям нормального чи підвищеного тиску з використанням окремих встановлених в капсулі компресорів;
- безпосереднє водяне охолодження активних частин.

При застосуванні аксіальної примусової вентиляції повітря циркулює за замкненим циклом та забезпечує тепловідведення. Для цього в зубцях осердя статора виконуються поздовжні щілинні канали, а в спинці осердя статора – канали круглої форми. Такі канали дозволяють суттєво збільшити поверхню теплообміну. Охолоджуюче повітря проходить декількома паралельними

шляхами: через повітряний зазор між статором і ротором, крізь додаткові канали в осердя статора та в міжполюсних проміжках ротора. Повітроохолоджувачі та компресор як правило розташовуються в передній частині капсули. Схема руху повітря для описаної осьової системи вентиляції наведена на рис. 1.6.

В окремих випадках, за необхідності інтенсифікації охолодження обмотки статора може бути впроваджене безпосереднє охолодження обмотки статора повітрям, що проходить крізь осьові трубчасті канали в обмотці статора.

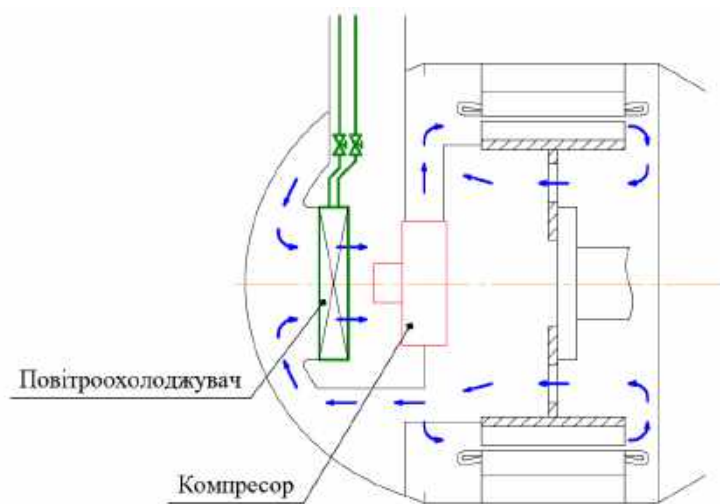


Рис. 1.6 – Осьова система примусової вентиляції капсульного гідрогенератора

У випадку використання компресору осьового типу зручніше використати зворотний рух повітря (тобто потік повітря рухається спочатку всередині ободу ротора до роздільного щита між гідрогенератором та турбіною, а далі повертається в передню частину капсули крізь активні частини з одночасним їх охолодженням). В такому випадку також стає доцільним встановлення на роторі зі сторони турбіни додаткових напірних елементів [6].

Недоліком аксіальної повітряної системи охолодження є достатньо великі втрати потужності для живлення електродвигунів компресорів, необхідних для забезпечення примусової циркуляції повітря в гідрогенераторі, з відповідним зниженням ККД. Частково вирішити цю проблему дозволяє підвищення тиску повітря у великих капсульних генераторах з відповідним зворотно пропорційним зниженням витрати повітря та втрат на вентиляцію. Однак таке

рішення призводить до значного ускладнення конструкції гідроагрегату (через появу ущільнень та діафрагм в капсулі, ускладнення системи оливопостачання підшипників, ускладнення системи дренажу води з капсули) та збільшує витрати на його експлуатацію.

### **1.2.2 Напірні елементи систем охолодження**

Ротор (особливо при наявності розвинутої системи вентиляційних каналів) при обертанні пропускає через себе повітря та створює напір, тобто фактично є вентилятором відцентрового типу за схемою протікання повітря та своїм конструктивним виконанням.

Окремі елементи ротора, які несуть функцію напірних елементів, працюють частково послідовно (у якості прикладу можна навести послідовне з'єднання ребер спиць остову, каналів ободу та полюсів), а частково паралельно (зокрема різні за висотним положенням вентиляційні канали в ободі).

В шихтованому ободі ротора, окрім основних каналів між пакетами, утворених за рахунок встановлення в них вентиляційних розпірок, також наявні відносно невеликі канали між сусідніми сегментами одного кільцевого шару ободу.

В окремих випадках ротор самостійно може забезпечити необхідну витрату повітря за рахунок своєї роботи у якості відцентрового вентилятору, але для оптимізації системи охолодження, особливо з точки зору нормального охолодження лобових частин обмотки статора, на торцях ротора встановлюються додаткові нагнітачі.

Відцентрові нагнітачі, які зазвичай застосовуються в гідрогенераторах, являють собою прості відцентрові колеса з радіальними прямими або загнутими на вході лопатками. Відцентрові колеса гідрогенератора розташовуються на ободі ротора і обертаються разом з ним.

Між диском нагнітача та вентиляційним щитом, що кріпиться зазвичай до корпусу статора машини, неминуче має бути конструктивний зазор. Значення цього зазору визначає величину зворотного перетікання повітря із простору за

нагнітачем (зони високого тиску) у простір перед входом у нагнітач (зону низького тиску).

Використання осьового нагнітача в гідрогенераторі вимагає достатньо великого значення відносного діаметра втулки

$$\bar{d}_0 = \frac{D_0}{D} \geq 0,8 ; \quad (1.1)$$

де  $D_0$  – діаметр втулки (внутрішній діаметр розташування лопаток), м;  
 $D$  – діаметр нагнітача (зовнішній діаметр по лопаткам), м.

Це пов'язане з тим, що діаметр нагнітача з конструктивних міркувань визначається великим діаметром ротора гідрогенератора, а радіальні розміри лопаток обмежуються відносно малими радіальними розмірами полюсів. Діаметр втулки при цьому збігається з діаметром ободу, а відносна величина діаметра втулки виявляється великою, оскільки значення діаметрів полюсів і ободу великих гідрогенераторів є достатньо близькими. Конструктивне виконання гідрогенератора зі зменшеним діаметром втулки нагнітача принципово можливе, але це відбувається за рахунок збільшення осьової довжини гідрогенератора для забезпечення зміщення нагнітача в осьовому напрямку задля створення нормальних умов роботи лопаток.

Осьові нагнітачі, що використовуються для охолодження гідрогенераторів, також відрізняються великими значеннями відносних величин радіальних зазорів між лопатками і кожухом:

$$\bar{\delta} = \frac{\delta}{l} = 0,03 \dots 0,15 , \quad (1.2)$$

де  $\delta$  – абсолютна величина зазору, м;  
 $l$  – довжина лопатки, м.

Це в першу чергу пов'язане з відносно невеликою довжиною лопаток нагнітача.

В цілому осьові нагнітачі з великими відносними величинами втулок і зазорів мають дещо знижені значення ефективності та напорів, порівняно з теоретично можливими максимальними параметрами, які можливо отримати для осьових нагнітачів з аналогічними вихідними даними, спроектованих без жорсткої прив'язки до розмірів ротора [7].

Для вертикальних гідрогенераторів у кожному конкретному випадку, залежно від потрібної величини витрати повітря та аеродинамічного опору вентиляційного тракту, розрахунковим шляхом можна вибрати найбільш раціональний тип торцевих нагнітачів.

Відцентрові нагнітачі, які спроектовані з урахуванням вимог аеродинаміки, можуть забезпечити в умовах гідрогенератора найбільші можливості для отримання потрібних витрат повітря як у вентиляційних каналах статора, так і в камерах лобових частин обмотки. У зв'язку з цим їх доцільно застосовувати у випадку відносно великого гідравлічного опору вентиляційного тракту гідрогенератора та великої величини потрібної витрати повітря. Якщо при цьому загальний перегрів повітря знаходиться в межах  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а через камери лобових частин пропускається близько 20% від загальної витрати повітря, то, як правило, досягається практично рівномірне охолодження активних частин генератора в осьовому напрямку, незважаючи на наявність нерівномірного розподілу повітря між вентиляційними каналами статора (витрати повітря збільшуються від крайніх каналів до середніх). За необхідності таку нерівномірність розподілу повітря можливо знизити завдяки впровадженню в конструкцію статора вентиляційних каналів різної ширини (вужчих по краям осердя та ширших в середній частині).

Основним недоліком застосування відцентрових нагнітачів у подібних схемах охолодження є підвищені вентиляційні втрати потужності порівняно з нагнітачами інших типів. Це пов'язано з послідовною закруткою потоку спочатку нагнітачами, потім полюсами і наступним проміжним гальмуванням повітря в камерах лобових частин обмотки статора.

Осьові нагнітачі, порівняно з відцентровими нагнітачами з аналогічним

діаметром, забезпечують менші значення напору в системі охолодження гідрогенератора. Відповідно застосування осьових нагнітачів можливе лише в гідрогенераторах з відносно малим аеродинамічним опором вентиляційного тракту.

Охолодження лобових частин обмотки статора у схемах з осьовими нагнітачами здійснюється шляхом наскрізного протікання повітря крізь камери лобових частин на спинку статора.

Вентиляційні втрати потужності в системах охолодження з осьовими нагнітачами є меншими порівняно зі схемами з відцентровими нагнітачами, оскільки повітря послідовно закручується лопатками нагнітача та полюсами практично без проміжного гальмування.

Сфера раціонального використання ковшових нагнітачів, так само як і осьових, обмежена гідрогенераторами з відносно малим аеродинамічним опором вентиляційного тракту. В таких схемах охолодження ковшові лопатки, зменшують втрати напору на вході в міжполюсні простори і тим самим підвищують ефективність роботи ротора з полюсами, який виконує роль відцентрового вентилятора з торцевою подачею повітря.

Втрати потужності в схемах з ковшовими нагнітачами так само більш низькі, як і у схемах з осьовими нагнітачами у порівнянні з відцентровими нагнітачами.

Як було зазначене вище, використання різних напірних елементів в системах вентиляції гідрогенератора характеризується різними втратами потужності на вентиляцію. Це пояснюється різними умовами протікання повітря (у урахуванням його закручування та проміжних гальмувань).

Порівняльний аналіз напірних можливості різних вентиляційних елементів гідрогенераторів можна зробити на основі характеристик взаємозалежності відносних величин напорів та відносних витрат  $\bar{H} = f(\bar{Q})$ .

В даному випадку відносна витрата повітря визначається як

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot U_2 \cdot l_t} \quad (1.3)$$

де  $Q$  – витрата повітря, м<sup>3</sup>/с;  
 $D_2$  – зовнішній діаметр нагнітача, м;  
 $U_2$  – кругова швидкість повітря на зовнішньому діаметрі нагнітача  $D_2$ , м/с;  
 $l_t$  – осьова довжина ротора.

Відносний напір визначається за формулою

$$\bar{H} = \frac{H}{\rho \cdot U_2^2}, \quad (1.4)$$

де  $H$  – напір, Па;  
 $\rho$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

Характеристики для різних випадків напірних елементів ротора наведені на рис. 1.7.

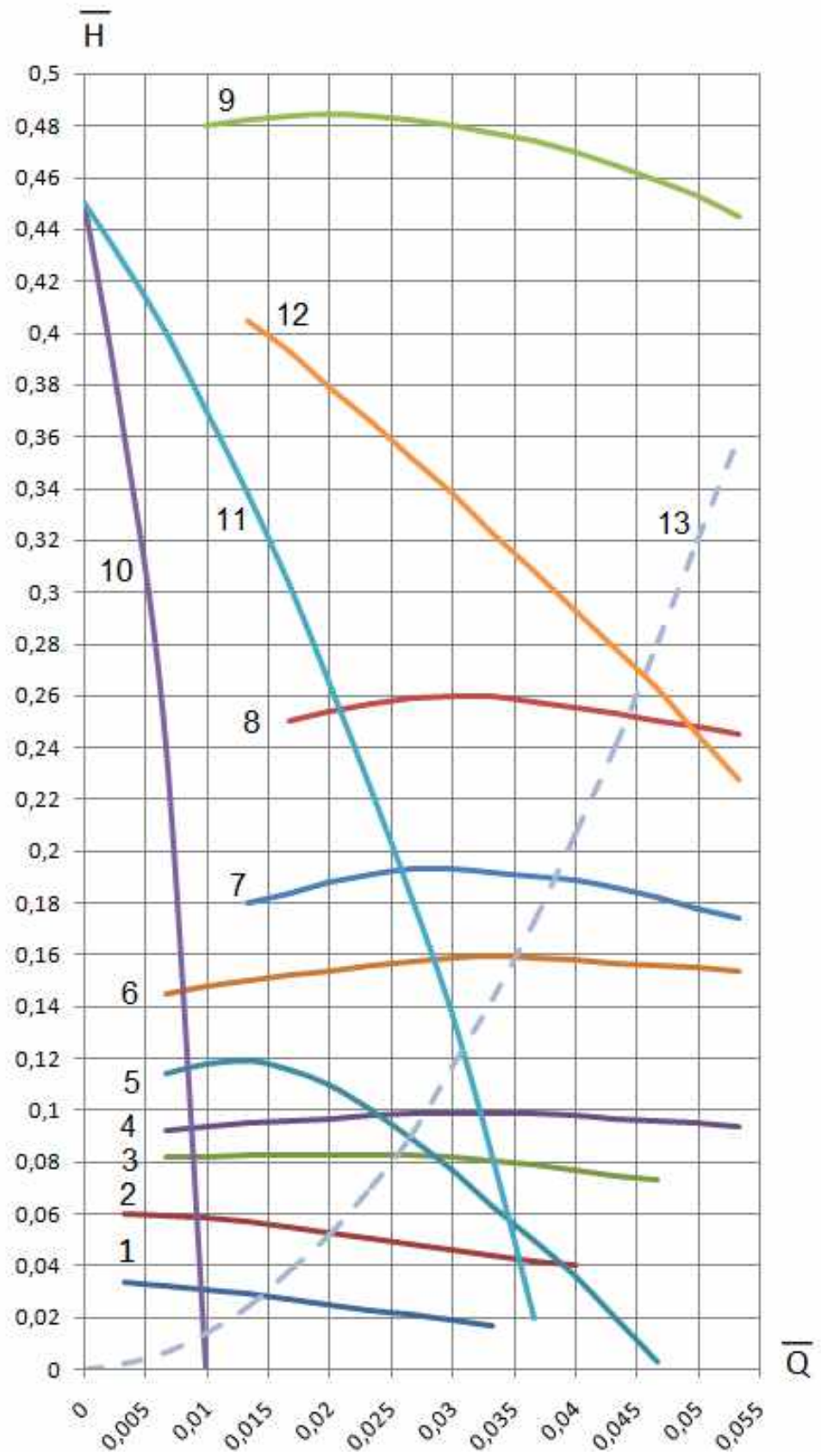


Рис. 1.7 – Порівняльні характеристики напірних елементів систем охолодження гідрогенераторів

Цифрами на рис.1.7 позначені наступні різновиди характеристичних кривих для випадків, у яких напір повітря створюють: 1 – полюси при подачі повітря з торців; 2 – полюси разом з ковшовими лопатками; 3 – відцентрові колеса з радіальними лопатками (діаметр входу нагнітача збігається з внутрішнім діаметром обода і далекий від оптимального); 4 – відцентрові колеса із загнутими на вході лопатками (діаметр входу далекий від оптимального); 5 – осьові нагнітачі; 6 – відцентрові колеса з внутрішнім діаметром, що наближається за величиною до оптимального; 7 - відцентрові нагнітачі у вигляді "розтрубів" з оптимальним діаметром входу; 8 – відцентрові нагнітачі у вигляді "розтрубів" у послідовній роботі з ковшовими лопатками; 9 – відцентрові колеса із загнутими на вході лопатками, оптимальним діаметром входу та розташованим за колесом напрямним апаратом; 10 – ротор з малою кількістю вентиляційних каналів в ободі; 11 – ротор з розвиненою системою каналів в ободі з неоптимальною конструкцією каналів; 12 – ротор з розвиненою системою каналів в ободі з оптимальною конструкцією каналів. Цифрою 13 позначений приклад характеристики гідравлічного опору вентиляційної системи гідрогенератора.

Наведені у рис. 1.7 характеристичні криві можуть бути використані для якісних, порівняльних оцінок при попередньому виборі та обґрунтуванні напірних елементів в процесі проєктування системи охолодження. Як видно з характеристик, мінімальний корисний напір має напірний елемент у вигляді полюсів гідрогенератора з подачею повітря з торцевих сторін 1, збільшення корисного напору можна досягти шляхом встановлення ковшових лопаток 2. Подальше збільшення напору пов'язане із застосуванням відцентрових нагнітачів 3, 4, у яких вхідний діаметр вибирається зручним з точки зору компоновки конструкції генератора, але далеким від оптимального з точки зору аеродинаміки. Приблизно той же рівень корисного напору можна досягти у разі використання осьових нагнітачів 5.

Використання відцентрових нагнітачів у вигляді встановлених на остові "розтрубів" дозволяє зменшити діаметр входу та наблизити його до

оптимального, створює також можливість подальшого підвищення корисного напору системи 6, 7. Ще більше зростання напору забезпечує встановлення ковшових лопаток на торцях полюсів 8.

На виході з відцентрових нагнітачів можливо встановити нерухомі напрямні апарати 9, подібні до дифузорів, що широко використовуються в турбогенераторах [8], завдяки чому динамічний напір нагнітача частково перетворюється на статичний. При цьому теоретично можливе подальше підвищення відносного напору до величини порядку 0,4...0,45. Проте на практиці цей випадок фактично не зустрічається через ускладнення конструкції гідрогенератора та його технічного обслуговування.

Розглянуті вище характеристики дають уявлення про порівняльну ефективність різних напірних елементів системи охолодження без використання вентиляційних каналів в ободі. Можливості ротора як вентилятора з радіальною подачею повітря через вентиляційні канали ободу ілюструються характеристиками 10, 11, 12.

Характеристика 10 відповідає ротору з малою кількістю каналів в ободі, що доцільно використовувати на додаток до торцевих нагнітачів для покращення охолодження середніх пакетів статора.

Характеристика 11 відповідає ротору з розвиненою системою каналів, проектування яких проводилося без урахування оптимальних умов з точки зору аеродинаміки. Як видно з порівняння характеристик, такий ротор може забезпечити підвищені витрати повітря через систему порівняно з нагнітачами всіх розглянутих конструкцій, забезпечуючи при цьому менші витрати потужності на вентиляцію при рівних витратах повітря.

Розвинена система каналів в ободі, виконана з оптимальними параметрами з точки зору аеродинаміки, забезпечує мінімальний гідравлічний опір ротора і характеризується кривою 12. Як впливає з порівняння кривих, ротор такої конструкції має явні переваги порівняно з іншими напірними елементами, виключаючи систему відцентрових нагнітачів з нерухомими напрямними апаратами 9.

Також слід зазначити, що ефективність будь-якої з розглянутих систем повітряного охолодження може бути суттєво погіршена, якщо при проектуванні або збиранні гідрогенератора не було приділено достатньої уваги конструкції вентиляційного тракту, в тому числі ущільненню всіх зазорів (в тому числі зазори між обертовими і нерухомими елементами, кришки люків і дверцят, зварні з'єднання, тощо). При недостатньому чи неякісному ущільненні вентиляційного тракту гідрогенератора можливе збільшення втрат потужності на вентиляцію в 2...3 рази порівняно з нормальним значенням у зв'язку з появою паразитних циркуляцій повітря в машині. Окрім цього, з цієї ж причини в окремих випадках може виникнути недостатнє обдування з відповідним неприпустимо високим місцевим перегрівом окремих активних частин гідрогенератора.

### **1.3 Сучасні підходи до проектування систем охолодження**

Загалом проектування системи охолодження є органічною частиною процесу проектування гідрогенератора або гідрогенератора-двигуна, від її раціональності залежить мінімізація витрат потужності на вентиляцію.

В цілому процес проектування гідрогенераторів передбачає виконання цілого комплексу розрахунків, зокрема електромагнітних, механічних, вентиляційних та теплових. При цьому часто виникає потреба внесення змін в раніше вибрану конструкцію за результатами незадовільних результатів одного з видів розрахунків, що потребує повторного проведення інших видів досліджень. Оптимальні масогабаритні параметри гідрогенератора, як правило, досягається шляхом поступового наближення конструктивних розмірів до значень, які будуть задовольняти вимогам всьому комплексу розрахунків без наявних надлишкових запасів.

Питання удосконалення методів проектування гідрогенераторів розглядається в численних наукових публікаціях. Наприклад в роботі [9] представлений метод проектування потужних гідрогенераторів, в якому використання чисельних методів поєднується з аналітичними розрахунками, що

дає можливість суттєво підвищити точність отриманих результатів. Проте лишилися невирішеними питання врахування насичення магнітопроводу в процесі електромагнітного розрахунку, а також визначення втрат потужності, в тому числі на вентиляцію.

В роботі [10] представлений метод розрахунку гідрогенераторів з повітряним охолодженням, який дозволяє визначити теплове навантаження, витрату повітря та розподіл температур в активних частинах. Проте залишилися невирішеними питання впливу локальної температури повітря на його теплофізичні параметри, що в свою чергу має взаємний вплив на результати вентиляційного та теплового розрахунків.

У роботі [11] розглянута система випарного охолодження, яка вбудована безпосередньо в осердя статора капсульного горизонтального гідрогенератора. Використання такої системи суттєво зменшує габаритні розміри. Порівняльний аналіз схем розташування охолоджувальних трубок доводить можливість використання такої системи, однак залишилися без уваги питання ускладнення технології складання осердя з вбудованими трубками, а також питання механічної стійкості такої конструкції під дією вібраційних навантажень в процесі експлуатації.

У роботі [12] представлена інформаційна модель гідрогенератора з можливістю визначення температури елементів, в тому числі при перевантаженні або в аварійних режимах роботи, на основі застосування фізично інформованої нейронної мережі. Проте можливість використання цієї моделі достатньо обмежене через необхідність навчання нейронної мережі на основі попередньо створеної та верифікованої моделі вже існуючого подібного гідрогенератора.

У роботі [13] розглянута залежність температури статора гідрогенератора від режиму роботи та параметрів охолоджуючого повітря на основі методів тривимірного моделювання. Але залишилися невирішеними питання, пов'язані з визначенням можливих місцевих перегрівів, що можуть призвести до пошкодження ізоляції.

В роботах [14, 15] наведені результати досліджень роботи статора гідрогенератора в режимі раптового короткого замикання, що супроводжується суттєвими тепловими та механічними навантаженнями. Аналіз теплових процесів проводиться на основі тривимірних перехідних рівнянь теплопровідності. Проте залишилися невирішеними питання впливу обертання ротора та його теплового стану на температуру статора.

Суттєвим недоліком проаналізованих робіт є їхня спрощеність та відсутність порівняння з експериментальними даними. Це пов'язано з обмеженою кількістю експериментальних даних, які складно отримати на працюючій гідроелектростанції. Допомогти у вирішенні цього питання можуть програмні комплекси, що використовують високоточні методи чисельного моделювання та дозволяють дослідити увесь комплекс взаємопов'язаних теплових та гідравлічних процесів. На даний час широкого застосування набув метод обчислювальної гідродинаміки (CFD), основні принципи якого описані в роботах [16, 17].

#### **1.4 Постановка задачі удосконалення системи охолодження гідрогенератора-двигуна**

Розглянемо можливості використання однієї з розглянутих вище систем охолодження, а також характеристики напірних елементів (див. рис. 1.7), для вирішення задачі реконструкції гідрогенератора-двигуна ГАЕС Поромбка-Жар.

У відповідності до свого призначення гідрогенератор-двигун повинен працювати з двома різними напрямками обертання ротора в режимах роботи генератора та двигуна відповідно. Така особливість обмежує кількість можливих для використання схем охолодження, прийнятних для забезпечення нормального охолодження. Вочевидь для такої машини фактично неможливим стає використання осьових нагнітачів, що змінюватимуть напрямок руху повітря при зміні напрямку обертання. Також ускладненим стає використання ковшових нагнітачів, які в даному випадку повинні мати неоптимальну симетричну конструкцію для забезпечення своєї роботи при обох напрямках обертання

ротора.

При цьому оригінальна конструкція ротора гідрогенератора-двигуна не передбачає вентиляційних каналів в ободі через високу частоту обертання та спричинені цим високі механічні навантаження к обертових частинах. Тому в даному випадку створення напору повітря можливе лише за рахунок встановлення нагнітачів на торцях ободу ротора.

Таким чином, у зв'язку з неможливістю використання для гідрогенератора-двигуна осьового чи ковшового нагнітача в процесі реконструкції системи охолодження пропонується перехід на вентиляцію з використанням двох відцентрових нагнітачів, розташованих у верхній та нижній частинах ободу ротора (подібно до конструкції, представленої на рис. 1.4), що відповідає характеристичній кривій 3 на рис. 1.7. Використанню зазначеної схеми встановлення нагнітачів також сприяє порівняно невелика осьова довжина осердя статора, що зменшує ефект нерівномірного розподілу потоків повітря між вентиляційними каналами статора при подачі повітря лише через торцеві нагнітачі без використання каналів в ободі ротора.

Організація оптимальної траєкторії потоку повітря також потребуватиме заміни або реконструкції наявних повітророздільних щитів всередині гідрогенератора-двигуна.

Дослідження мають підтвердити можливість виконання запропонованої реконструкції системи охолодження зі збереженням допустимих температурних показників гідрогенератора-двигуна в процесі експлуатації.

Також важливим питанням з точки зору забезпечення надійності є дослідження працездатності нового нагнітача в частині механічних навантажень, що діятимуть на його елементи при високій частоті обертання ротора в усіх можливих режимах роботи гідрогенератора-двигуна.

З метою досягнення точного розподілу полів напору (тиску) та швидкостей повітря в процесі аеродинамічних розрахунків системи охолодження мають виконуватись за допомогою сучасних методів розрахунків у тривимірній постановці. Це також стосується і дослідження розподілу напруг та

деформацій в новому нагнітачі.

### **1.5 Висновки до першого розділу**

Розглянуті особливості існуючої системи охолодження гідрогенератора-двигуна та визначено її недоліки.

Виконано аналіз існуючих систем охолодження гідрогенераторів, які мають характерні ознаки в залежності від конструктивного виконання та параметрів гідрогенератора (в першу чергу частоти обертання та потужності). Розглянуто загальні принципи відведення теплових втрат, що виділяються в активних частинах гідрогенератора, та існуючі обмеження за тепловим станом.

Визначено типи напірних елементів, оптимальних з точки зору ефективності охолодження для різних параметрів гідрогенератора з забезпеченням мінімально можливих втрат потужності на вентиляцію.

Проведено порівняльний аналіз ефективності різних систем охолодження з точки зору створюваних напорів та вентиляційних втрат. Розглянуто загальні особливості вибору системи охолодження при проектуванні гідрогенераторів та гідрогенераторів-двигунів.

Обґрунтовано вибір нової системи охолодження в процесі реконструкції гідрогенератора-двигуна, яка дозволить підвищити його надійність за рахунок відмови від великої кількості додаткових нагнітачів та переходу до нагнітачів, безпосередньо встановлених на ободі ротора.

### **1.6 Література до першого розділу**

1. Say M.G. Alternating current machines. 4nd ed., Pitman Publishing, 1976. – 543 p.;
2. Tretiak O., Kravchenko S., Mykhailychenko O., Nazarenko V., Smyk S., Vasyliiev O., Arefieva M., **Tretiak I.**, Serhiienko S., Selevko V. (2025). Devising a method for calculating the structure of efficient cooling systems for thrust bearings and guide bearings in hydrogenerators. Eastern-European Journal of Enterprise

<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.329021> ;

3. Boldea I. Synchronous Generators. 2nd ed., CRC Press, 2016. – 498 p.

<https://doi.org/10.1201/b19310> ;

4. ДСТУ EN IEC 60034-33:2022 Машини електричні обертові. Частина 33. Синхронні гідрогенератори, охоплюючи мотор-генератори. Особливі вимоги (EN IEC 60034-33:2022, IDT; IEC 60034-33:2022, IDT);

5. Stone, G., Culbert, I., Boulter, E., Dhirani, H. Electrical Insulation for Rotating Machines. 2nd ed. Wiley. 2014;

6. Патент на корисну модель UA 158317 Україна, МПК H02K 9/04, H02K 9/08. Система охолодження гідрогенератора капсульного типу / Третяк О.В., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., Кравченко С.С. Шульга І.М., Ареф'єва М.О., **Третяк І.І.** – № u202401526; заявл. 25.03.2024; опубл. 22.01.2025; Бюл. № 4. – 5 с., <https://iprop-ua.com/inv/6eupjyg4> ;

7. McKenzie, A.B. Axial Flow Fans and Compressors. Aerodynamic Design and Performance; Ashgate Publishing Limited: Aldershot, UK, 1997;

8. Tretiak O., Kravchenko S., Shestak B., Shpitalnyi D., Arefieva M., **Tretiak I.**, Serhiienko S., Kovryga A. (2025). Devising a method for designing multicomponent diffusers of compressors in turbogenerators with hydrogen cooling. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 4. 26-38. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.337285> ;

9. Traxler-Samek, Georg & Binder, Andreas & Bartosch, Maximilian. (2020) Combination of Numerical and Analytical Methods for Hydrogenerator Calculation. 2589-2595. <https://doi.org/10.1109/ICEM49940.2020.9270973> ;

10. Traxler-Samek, G.; Zickermann, R.; Schwery, A. Cooling Airflow, Losses, and Temperatures in Large Air-Cooled Synchronous Machines. IEEE Trans. Ind. Electron. 2009, 57, 172–180. <https://doi.org/10.1109/tie.2009.2031191> ;

11. W. Yu, D. Fangmian, W. Jiankangy, C. Ziran and R. Lin. (2022) Effect of evaporative cooling of stator core on electromagnetic field of large horizontal generator. 25th International Conference on Electrical Machines and Systems

(ICEMS), Chiang Mai, Thailand, 2022, pp. 1-4.

<https://doi.org/10.1109/ICEMS56177.2022.9982834> ;

12. D.J. Tome-Robles, J.K. Nøland, F. Maurer and T. Øyvang, Thermal Mapping of the Hydrogenerator's Reactive Power Boosting Ability at Various Time Windows, 2023 IEEE Power & Energy Society General Meeting (PESGM), Orlando, FL, USA, 2023, pp. 1-5. <https://doi.org/10.1109/PESGM52003.2023.10252548> ;

13. Shan, R.; Duan, J.; Zeng, Y.; Qian, J.; Dong, G.; Zhu, M.; Zhao, J. Study on the Thermal Field of a Hydro-Generator under the Effect of a Plateau Climate. *Energies* 2024, 17, 932. <https://doi.org/10.3390/en17040932> ;

14. Fan Yadong, Wen Xishan, Xu Shaohua and Deng Wei, 3D analysis and calculation of stator temperature field of hydrogenerator in the case of sudden short circuit, Conference Record of the 2006 IEEE International Symposium on Electrical Insulation, Toronto, ON, Canada, 2006, pp. 155-158. <https://doi.org/10.1109/ELINSL.2006.1665280> ;

15. Fan, Y. & Wen, X. & Jafri, S.A.K.S. (2012). 3D transient temperature field analysis of the stator of a hydro-generator under the sudden short-circuit condition. *Electric Power Applications*, IET. 6. 143-148. <https://doi.org/10.1049/iet-epa.2011.0039> ;

16. SanAndres, Unai & Almandoz, Gaizka & Poza, Javi & Ugalde, G. (2014). Design of Cooling Systems Using Computational Fluid Dynamics and Analytical Thermal Models. *Industrial Electronics*, IEEE Transactions no. 61, pp. 4383–4391. <https://doi.org/10.1109/TIE.2013.2286081> ;

17. D.-D. Dang, X.-T. Pham, P. Labbe, F. Torriano, J.-F. Morissette, C. Hudon, CFD analysis of turbulent convective heat transfer in a hydro-generator rotor-stator system, *Applied Thermal Engineering*, vol. 130, 2018, pp. 17-28, ISSN 1359-4311. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.034> .

## РОЗДІЛ 2 МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА

Розрахунок руху потоку повітря в системах охолодження гідрогенераторів є одним з визначальних факторів при їх проєктуванні, бо в багатьох випадках саме ефективність прийнятої схеми охолодженні визначає як конструктивні особливості машини з точки зору організації руху теплоносіїв (в основному повітря та в деяких випадках води), так і прийнятні значення електромагнітних навантажень, збільшення яких прямо впливає на величину теплових втрат, проте дозволяє суттєво зменшити масогабаритні показники активних та опорних частин гідрогенератора.

Аналітичні розрахунки аеродинамічних і теплових процесів в сучасних умовах продовжують широко використовуватись незважаючи на обмежену точність, зокрема особливо важливими вони є на початкових етапах проєктування гідрогенераторів. Вибір основних розмірів активних частин гідрогенератора та електромагнітних навантажень в них базується на очікуваних можливостях системи охолодження, які на цьому етапі можуть бути визначені лише аналітичним шляхом. Подібна ситуація нерідко виникає і на наступних етапах проєктування, коли тривимірна модель конструкції будується та послідовно уточнюється на основі попередньо виконаних аналітичних розрахунків.

Також важливою залишається роль аналітичних розрахунків у якісній перевірці результатів аеродинамічних і теплових розрахунків більш сучасними методами, бо навіть використання найсучасніших методів та комп'ютерної техніки не дають гарантії відсутності помилкових результатів через недостовірність або неправильну інтерпретацію початкових даних.

Сучасні засоби математичного моделювання фізичних процесів методом скінчених елементів у тривимірній постановці, зокрема розрахунковий комплекс SolidWorks Flow Simulation, дозволяють значно підвищити точність виконання розрахункових досліджень в галузі обчислювальної газодинаміки порівняно з

аналітичними методами [1].

В першу чергу це відбувається завдяки можливості отримання значень швидкості потоку в локальних токах, а не усередненого значення швидкості на всьому перерізі ділянки повітропроводу. Наслідком цього також стає можливість отримання уточнених локальних характеристик тепловіддачі на поверхнях активних частин, а не усереднені параметри на їхніх характерних поверхнях.

## **2.1 Основні принципи розрахунку теплового стану елементів гідрогенератора-двигуна**

Процес визначення теплового стану елементів гідрогенератора-двигуна складається з двох основних етапів:

- аеродинамічний розрахунок системи охолодження, який виконується з метою визначення втрат тиску в системі охолодження з визначеними геометричними характеристиками та необхідними витратами повітря;

- тепловий розрахунок, що дозволяє визначити температури окремих частин гідрогенератора-двигуна на основі теплових втрат, що виділяються в цих частинах, та витрат повітря, отриманих за результатами аеродинамічного розрахунку.

Розрахунок системи охолодження гідрогенератора-двигуна виконується методом послідовних наближень, бо результати теплового розрахунку залежать від значень витрати повітря, яка, у свою чергу, залежить від температурного стану частин машини.

Найбільш поширений метод аналітичних аеродинамічних розрахунків гідрогенератора-двигуна ґрунтується на складанні та розрахунках схем заміщення, а достовірність результатів цих розрахунків визначається тим, наскільки спрощеною в прийнятій методиці є реальна схема.

### 2.1.1 Аеродинамічний розрахунок системи охолодження гідрогенератора-двигуна

Аналітичний аеродинамічний розрахунок виконується з метою визначення втрат тиску в системі охолодження гідрогенератора з визначеними геометричними характеристиками та необхідними витратами повітря.

Насамперед, на основі теплових втрат в системі, теплоємності та густини повітря, а також попередньо заданого значення підігріву, визначається витрата повітря, необхідна для відведення зазначених теплових втрат, за формулою:

$$Q = \frac{\sum p}{C_p \cdot \rho \cdot \Delta T}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.1)$$

де  $\sum p$  – сумарні теплові втрати в системі, кВт;

$C_p$  – теплоємність повітря при постійному тиску, кДж/(кг·К);

$\rho$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta T$  – підігрів повітря, К.

Також попередньо складається схема циркуляції повітря, що враховує взаємне розташування паралельно та послідовно з'єднаних ділянок вентиляції, а також розміщення в ній напірних елементів.

Розрахунок виконується шляхом визначення втрат тиску на окремих ділянках схеми з наступним сумуванням цих втрат згідно зі схемою циркуляції. Це може виконуватись графічним методом, для чого для наявних у схемі ділянок будуються графіки залежності втрат тиску від витрати повітря. Після цього виконується сумування отриманих кривих вздовж осі витрат або вздовж осі втрат тиску відповідно для паралельного або послідовного з'єднання елементів схеми. Точка перетину отриманої сумарної графічної характеристики з напірною характеристикою нагнітача [2] визначає робочу точку системи. На основі отриманої робочої точки за отриманими графіками можливо знайти витрату повітря в кожній з ділянок системи.

Іншим методом є визначення витрати повітря в гілках ітераційним

методом. При цьому виконується послідовний перерахунок попередніх довільно заданих витрат повітря в кожному з елементів (з виконанням умови щодо нульового значення суми вхідних та вихідних витрат повітря в кожному з вузлів схеми) до досягнення рівності падінь тиску (з необхідною точністю) у всіх можливих паралельних контурах між двома вузлами вентиляційної схеми.

Розрахунок ітераційним методом дозволяє виконувати розрахунок більш складних схем з довільним розміщенням напірних елементів схеми, розв'язання яких графічним методом може стати суттєво ускладненим або в деяких випадках взагалі неможливим.

Розглянемо більш докладно принципи визначення втрат тиску для окремих ділянок системи вентиляції.

В загальному випадку втрати тиску складаються із втрат тиску на тертя у прямолінійних ділянках  $\Delta H_{\text{тер}}$  та втрат тиску в місцевих опорах  $\Delta H_{\text{м.о.}}$ :

$$\Delta H = \Delta H_{\text{тер}} + \Delta H_{\text{м.о.}}, \text{ Па.} \quad (2.2)$$

Зміна тиску внаслідок гальмування повітря при збільшенні площі перетину каналів зазвичай не враховується у зв'язку з порівняно невеликими змінами швидкості повітря.

Втрати тиску на тертя визначаються за формулою

$$\Delta H_{\text{тер}} = \zeta_{\text{тер}} H_{\text{д}} n, \text{ Па,} \quad (2.3)$$

де  $\zeta_{\text{тер}}$  – коефіцієнт опору тертя у гідравлічно гладкому каналі, Па/м;

$H_{\text{д}}$  – динамічний тиск, Па;

$n$  – поправочний коефіцієнт, який залежить від абсолютної еквівалентної шорсткості повітряних каналів.

Коефіцієнт опору тертя знаходиться за виразом

$$\zeta_{\text{тер}} = \lambda_{\text{г}} \frac{l}{d_e}, \quad (2.4)$$

де  $\lambda_{\text{г}}$  – коефіцієнт гідравлічного опору тертя для гідравлічно гладкого каналу;

$l$  – довжина ділянки повітропроводу, м;

$d_e$  – еквівалентний гідравлічний діаметр повітряного каналу, м.

Для повітропроводів круглого перерізу еквівалентний гідравлічний діаметр  $d_e$  відповідає власне діаметру повітропроводу, проте для систем вентиляції гідрогенераторів випадок круглого перерізу повітропроводу практично не зустрічається. Для каналів з іншою формою перерізу втрати тиску визначається за принципом їх рівності втратам тиску в круглому повітропроводі з еквівалентним гідравлічним діаметром  $d_e$ , що визначається за формулою

$$d_e = \frac{4F}{\Pi}, \text{ м}, \quad (2.5)$$

де  $F$  – площа перетину повітропроводу, м<sup>2</sup>;

$\Pi$  – змочений периметр повітропроводу, м.

Коефіцієнт гідравлічного опору тертю для гідравлічно гладкого каналу, при турбулентному режимі течії, розраховується за формулою Блазіуса:

$$\lambda_{\text{г}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (2.6)$$

де  $\text{Re}$  – критерій Рейнольдса.

Критерій Рейнольдса визначається як

$$\text{Re} = \frac{v d_e}{\nu}, \quad (2.7)$$

де  $v = Q/F$  – швидкість руху повітря у повітроводі, м/с;  
 $\nu$  – кінематична в'язкість повітря в залежності від його температури, м<sup>2</sup>/с.

Поправочний коефіцієнт  $n$  в формулі (2.3) залежить від шорсткості поверхні повітряного каналу та визначається за виразом

$$n = \frac{\lambda_{ш}}{\lambda_{г}}, \quad (2.8)$$

де  $\lambda_{ш}$  – коефіцієнт опору тертю з урахуванням шорсткості каналу (повітроводу), який розраховується за формулою Альтшуля

$$\lambda_{ш} = 0,11 \cdot \left( \frac{k_e}{d_e} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (2.9)$$

де  $k_e$  – абсолютна еквівалентна шорсткість поверхні повітряного каналу, (для металевих каналів приймається 0,1 мм), мм.

Динамічний тиск визначається за формулою

$$H_d = \frac{\rho v^2}{2}, \text{ Па.} \quad (2.10)$$

Втрати тиску в місцевих опорах становлять

$$\Delta H_{м.о.} = \sum \xi_m H_d, \text{ Па,} \quad (2.11)$$

де  $\sum \xi_m$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці повітроводу.

Місцеві гідравлічні опори визначаються конструктивними особливостями

повітропроводів системи вентиляції, основними типами яких є:

- поворот потоку, для якого місцевий коефіцієнт опору залежить від кута і радіусу повороту, форми повітропроводу;

- витікання потоку з отвору в необмежений простір ( $F_2 = \infty$ ), при цьому місцевий коефіцієнт опору залежить від форми отвору (зі зрізаними по потоку краями, закругленими краями, потовщеними краями, тощо), товщини стінки;

- раптове розширення прохідного перерізу ( $F_1 < F_2$ ), для якого місцевий коефіцієнт опору визначається співвідношенням площ перерізу  $F_1/F_2$ ;

- дифузор, або поступове розширення прохідного перерізу ( $F_1 < F_2$ ), для випадку якого місцевий коефіцієнт опору залежить від співвідношення площ перерізу  $F_1/F_2$ , кута розширення конусної частини  $\alpha$  та критерію Рейнольдса;

- конфузор, або плавне звуження прохідного перерізу ( $F_1 > F_2$ ), при цьому місцевий коефіцієнт опору визначається співвідношенням площ перерізу  $F_1/F_2$ , кутом звуження конусної частини  $\alpha$  та критерієм Рейнольдса;

- раптове звуження прохідного перерізу ( $F_1 > F_2$ ), для якого місцевий коефіцієнт опору є функцією співвідношення площ перерізу  $F_1/F_2$ .

Нижче докладно розглянуті вказані випадки місцевих опорів.

а) У випадку повороту потоку на кут  $\delta$  коефіцієнт місцевого опору відводів обчислюється за формулою

$$\xi_{\text{м.пов}} = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1 , \quad (2.12)$$

де  $A_1$  – коефіцієнт, що враховує вплив кута повороту повітропроводу;

$B_1$  – коефіцієнт, що враховує вплив відносного радіусу  $R_o/D_o$  ( $R_o/b_o$ ) закруглення відведення;

$C_1$  – коефіцієнт, що враховує вплив відносної витягнутості поперечного перерізу відведення  $a_o/b_o$ ;

$R_o$  – радіус повороту повітропроводу, м;

$D_o$  – діаметр поперечного перерізу повітропроводу, м;

$a, b$  – сторони прямокутного перерізу (див. рис. 2.1).

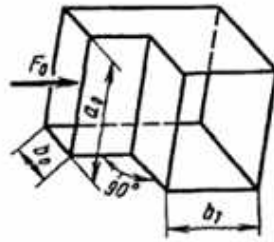


Рис. 2.1 – Геометрія каналу з поворотом під прямим кутом

Значення коефіцієнту  $A_1$  визначається як

$$\begin{aligned}
 A_1 &= 0,9 \sin \delta \text{ при } \delta < 70^\circ; \\
 A_1 &= 1 \text{ при } 70^\circ \leq \delta \leq 100^\circ; \\
 A_1 &= 0,7 + \frac{0,355}{\delta} \text{ при } \delta > 100^\circ.
 \end{aligned}
 \tag{2.13}$$

Величина коефіцієнту  $B_1$  обчислюється за наближеними формулами

$$\begin{aligned}
 B_1 &= \frac{0,21}{\left(R_0/D_0\right)^{0,25}} \text{ при } R_0/D_0 < 1; \\
 B_1 &= \frac{0,21}{\left(R_0/D_0\right)^{0,5}} \text{ при } R_0/D_0 \geq 1.
 \end{aligned}
 \tag{2.14}$$

При цьому для випадку прямокутного перерізу повітропроводу у формулах для визначення коефіцієнту  $B_1$  замість діаметру  $D_0$  підставляється значення ширини повітропроводу  $b_0$ .

Величина  $C_1$  визначається за кривою на рис. 2.2, яка може бути апроксимована у вигляді залежності

$$\begin{aligned}
 C_1 &= 0,00127(a_0/b_0)^4 - 0,0276(a_0/b_0)^3 + \\
 &+ 0,209(a_0/b_0)^2 - 0,611(a_0/b_0) + 1,434
 \end{aligned}$$

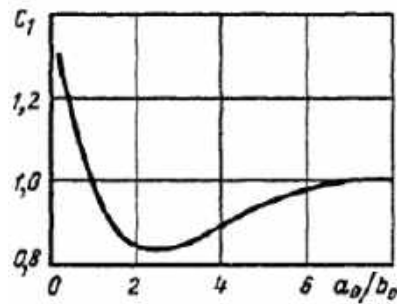


Рис. 2.2 – Графік визначення коефіцієнту  $C_1$

б) У випадку протікання потоку крізь отвір необхідно врахувати різні варіанти форми отвору (зі зрізаними по потоку краями, закругленими краями, потовщеними краями, тощо) та співвідношень площ перерізів до та після отвору ( $F_1 > F_2$ ,  $F_1 < F_2$ ,  $F_1 = \infty$ ,  $F_2 = \infty$ ).

Для випадку витікання повітря крізь отвір з площею перетину  $F_0$  в необмежений простір ( $F_2 = \infty$ ) рівняння для знаходження місцевого коефіцієнту опору (приведеного до швидкості повітря перед отвором) має вигляд

$$\xi_{\text{м.вит}} = \left[ 1 + \zeta' \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,75} + \tau \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,375} + \zeta_{\text{тер.0}} \right] \cdot \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2, \quad (2.15)$$

де  $\zeta'$  – коефіцієнт пом'якшення входу в отвір, що залежить від форми його вхідної кромки;

$\tau$  – коефіцієнт, що враховує вплив товщини стінки, форми вхідної кромки отвору та умови протікання потоку через отвір (див. рис. 2.3).

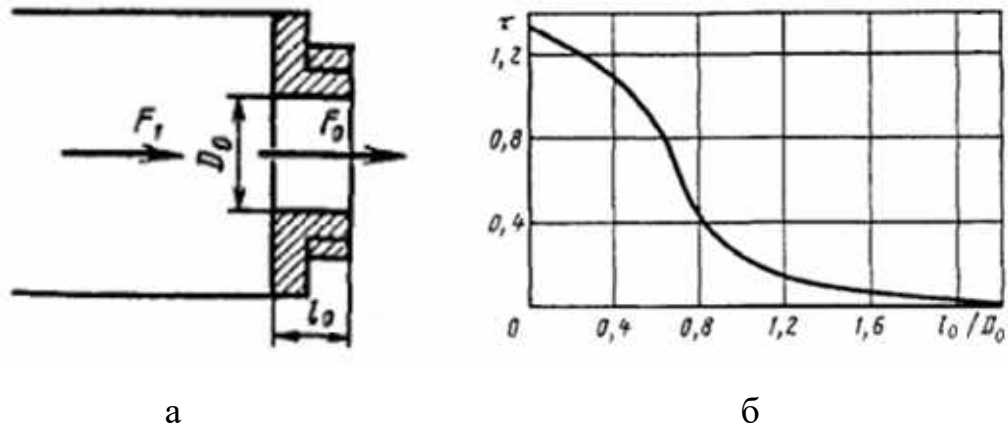


Рис. 2.3 – Схема руху потоку через отвір (а) та графік визначення  $\tau$  (б)

Значення  $\tau$  може бути апроксимоване у вигляді залежності

$$\begin{aligned} \tau &= -1,77(l_0/D_0)^3 + 0,839(l_0/D_0)^2 - \\ &\quad - 0,701(l_0/D_0) + 1,35 \quad \text{при } l_0/D_0 \leq 0,8; \\ \tau &= 0,277(l_0/D_0)^4 - 1,97(l_0/D_0)^3 + 5,23(l_0/D_0)^2 - \\ &\quad - 6,28(l_0/D_0) + 2,99 \quad \text{при } l_0/D_0 > 0,8; \end{aligned}$$

Для отворів не круглої форми у формулах замість діаметру  $D_0$  має використовуватись еквівалентний гідравлічний діаметр  $d_e$ .

Коефіцієнт  $\zeta'$  при зрізаних за напрямком потоку краях отворів визначається за формулою

$$\zeta' = 0,13 + 0,34e^{\left[-7,94\frac{l}{D_0} - 203,5\left(\frac{l}{D_0}\right)^{2,3}\right]}. \quad (2.16)$$

При закруглених краях отворів коефіцієнт  $\zeta'$  знаходиться за виразом

$$\zeta' = 0,03 + 0,47e^{-17,73\frac{r}{D_0}}, \quad (2.17)$$

де  $r$  – радіус закруглення, м.

Значення  $\zeta_{\text{тер.0}}$  приймається рівним нулю при скошених або закруглених краях отвору, а для інших випадків визначається за формулою (2.4) як коефіцієнт опору тертя повітря об стінки  $\zeta_{\text{тер}}$  в отворі діаметром  $D_0$  на довжині  $l_0$ .

в) У випадку раптового розширенні перерізу повітропроводу втрата напору (енергії) витрачається на вихроутворення, яке відбувається з відривом потоку від стінок (див. рис. 2.4).

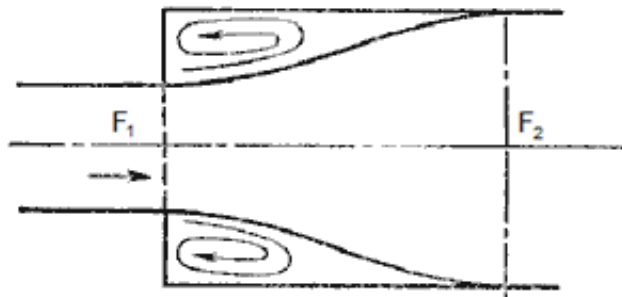


Рис. 2.4 – Раптове розширення повітропроводу

Коефіцієнт місцевого опору для раптового розширення з площі перерізу  $F_1$  до площі перерізу  $F_2$  визначається за виразом

$$\xi_{\text{м.розш}} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 . \quad (2.18)$$

г) У випадку поступового розширення повітропроводу (або дифузору) енергія також витрачається на вихроутворення з відривом потоку від стінок, при цьому інтенсивність цих явищ зростає із збільшенням кута розширення дифузора  $\alpha$ , (див. рис 2.5).

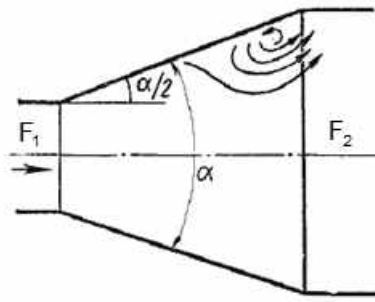


Рис. 2.5 – Поступове розширення повітропроводу (дифузор)

Крім того, в дифузорі є і звичайні втрати тиску на тертя, подібні до тих, які виникають у трубах постійного перерізу.

Таким чином коефіцієнт місцевого опору для дифузору складається з суми двох доданків, а саме

$$\xi_{\text{м.диф}} = \frac{\lambda_{\Gamma}}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \left( \frac{F_1}{F_2} \right)^2 \right) + \sin \alpha \left( 1 - \frac{F_1}{F_2} \right)^2 . \quad (2.19)$$

д) У випадку раптового звуження втрата напору обумовлена тертям потоку при вході у вужчу трубу і втратами на вихроутворення, що відбувається в кільцевому просторі навколо звуженої частини потоку (див. рис. 2.6).

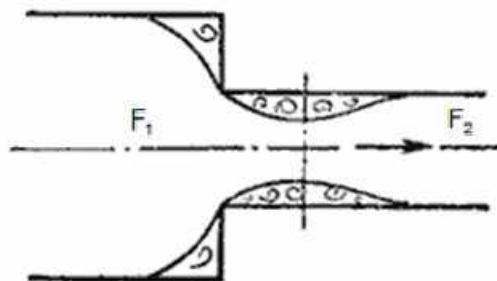


Рис. 2.6 – Раптове звуження повітропроводу

Коефіцієнт місцевого опору звуження з площі перерізу  $F_1$  до площі перерізу  $F_2$  визначається за формулою:

$$\xi_{\text{м.звуж}} = 0,5 \left( 1 - \frac{F_2}{F_1} \right) . \quad (2.20)$$

е) У випадку поступового звуження потоку (або конфузору) втрати напору насамперед пов'язані з тертям (див. рис. 2.7). Невелике вихроутворення та відрив потоку від стінки виникає лише на виході з конфузору в місці з'єднання конічної труби з циліндричною, проте шляхом заокруглення вхідного кута можливо значно зменшити цей ефект.

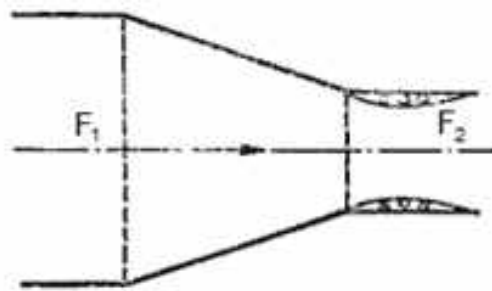


Рис. 2.7 – Плавне звуження повітропроводу (конфузор)

Коефіцієнт місцевого опору конфузора визначається за формулою

$$\xi_{\text{м.конф}} = \frac{\lambda_{\Gamma}}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^2 \right) . \quad (2.21)$$

### 2.1.2 Тепловий розрахунок гідрогенератора-двигуна

Аналітичний розрахунок нагріву окремих частин гідрогенератора-двигуна як правило виконується за допомогою методу теплових схем, який забезпечує цілком задовільну точність для практичних розрахунків. При цьому об'єм активних частин гідрогенератора-двигуна розбивається на окремі ділянки, з умовною заміною розподілених за об'ємом джерел теплових втрат та теплових опорів відповідно на зосереджені (точкові) джерела та опори.

В статорі зазвичай розглядається такі окремі елементи, як лобові частини обмотки (зазвичай разом з шинами, але принципово шини можуть розглядатись

окремо), пазові частини обмотки, зубці осердя та спинка осердя. В роторі окремо розглядаються котушки обмотки та поверхня полюсного башмаку. Підвищення точності розрахунку (у разі необхідності) може відбуватися за рахунок розбивання активної зони машини на більше число елементів, наприклад за довжиною статора, якщо вентиляційні канали осердя статора мають різні умови проходження охолоджуючого повітря.

Для теплового розрахунку використовується така достатньо наглядна величина, як питоме теплове навантаження

$$W = \frac{P}{F_T}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.22)$$

де  $P$  – теплові втрати, які виділяються в ділянці активних частин гідрогенератора, Вт;

$F_T$  – площа тепловідведення поверхні цієї ділянки.

Розподіл розрахункових теплових втрат між ділянками можна визначити на основі наступних чинників:

- втрати на перемагнічування сталі виділяються рівномірно по довжині у зубцях та спинці осердя статора (ці види втрат визначається окремо в ході електромагнітного розрахунку);

- омічні втрати в обмотці статора виділяються рівномірно по всій довжині витка обмотки (включно з лобовими частинами);

- додаткові втрати в обмотці статора виділяються рівномірно по довжині виключно в межах пазової частини витка обмотки, в лобових частинах ці втрати не виділяються;

- додаткові втрати в осерді виділяються в зубцях осердя статора поблизу розточки статора;

- додаткові втрати в осердях полюсів та вентиляційні втрати виділяються на зовнішній поверхні башмаків.

Знімання тепла зі статора здійснюється шляхом тепловіддачі при

обдуванні повітрям пакетів сталі (вздовж вентиляційних каналів, у повітряному зазорі та на зовнішньому діаметрі спинки статора) та обмотки (у вентиляційних каналах осердя та в камерах лобових з'єднань). При цьому основна частина теплових втрат в статорі (в тому числі і втрат в пазовій частини обмотки статора) відводиться саме з поверхні осердя статора за рахунок набагато більшої поверхні охолодження осердя (що в основному визначається кількістю вентиляційних каналів) порівняно з обмоткою [3].

Тепло, що виділяється в обмотці статора, відводиться крізь ізоляцію обмотки теплопровідністю, а далі теж шляхом теплопровідності передається до осердя статора та частково шляхом тепловіддачі безпосередньо до охолоджуючого повітря в вентиляційних каналах осердя.

Відведення тепла від лобових частин обмотки статора гідрогенератора-двигуна здійснюється шляхом тепловіддачі при проходженні повітря крізь камери лобових з'єднань. Температура лобових частин обмотки статора може суттєво відрізнятись від температури пазової частини залежно від інтенсивності охолодження та стану ізоляції.

У випадку стаціонарної теплопровідності тепловий потік через пласку пластину з відомого матеріалу може бути представлений у вигляді залежності:

$$W = \frac{\lambda}{b} \Delta T, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad (2.23)$$

де  $\Delta T$  – різниця температур між поверхнями пластини, К;

$b$  – товщина пластини, м;

$\lambda$  – теплопровідність матеріалу пластини, Вт/(м·К).

При послідовному проходженні теплового потоку через два теплових опори (наприклад від обмотки крізь основну ізоляцію та технологічні проміжки між обмоткою і стінками паза) еквівалентна теплопровідність цих двох пластин може бути розрахована за формулою

$$\lambda_{\text{екв}} = \frac{(b_1 + b_2) \cdot \lambda_1 \lambda_2}{b_1 \lambda_1 + b_2 \lambda_2}, \quad (2.24)$$

де  $b_1, b_2$  – товщини пластин, м;

$\lambda_1, \lambda_2$  – теплопровідності матеріалів пластин, Вт/(м·К).

При тепловіддачі з поверхні нагрітого тіла до охолоджуючого повітря, яка здійснюється за рахунок конвекції, різниця температури між поверхнею тіла та охолоджуючим середовищем відповідно до закону Ньютона-Ріхмана складає

$$\Delta T_\alpha = \frac{W}{\alpha}, \quad (2.25)$$

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

Коефіцієнт тепловіддачі з поверхні визначається багатьма чинниками, в тому числі швидкістю та характером руху охолоджуючого повітря, температурою, формою і станом охолоджуваної поверхні. Значення коефіцієнту тепловіддачі залежить від безрозмірних критеріїв Рейнольдса та Прандтля.

Критерій Рейнольдса, що визначається за формулою (2.7), характеризує режим течії повітря (ламінарний або турбулентний).

Критерій Нуссельта зв'язує коефіцієнт тепловіддачі з геометричними розмірами об'єкту та теплопровідністю середовища:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda_{\text{п}}}, \quad (2.26)$$

де  $l$  – характерний розмір охолоджуваної частини, м;

$\lambda_{\text{п}}$  – теплопровідність повітря, Вт/(м·К).

Критерій Прандтля визначається властивостями охолоджуючого середовища:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}, \quad (2.27)$$

де  $a$  – коефіцієнт термічної дифузії повітря,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Взаємний вплив вказаних безрозмірних критеріїв при різних умовах охолодження визначається на основі відомих виразів, отриманих на базі експериментальних даних. Отже коефіцієнт тепловіддачі може бути визначений на основі рівняння (2.26) та зазначених виразів, що визначають взаємний зв'язок безрозмірних критеріїв Рейнольдса, Нуссельта та Прандтля.

## **2.2 Обчислювальні методи моделювання процесів в системі охолодження в тривимірній постановці**

Сучасні обчислювальні методи дозволяють досліджувати процеси теплопередачі, газо- та гідродинаміки в тривимірній постановці, що дозволяє отримати характеристики потоків при течії рідин або газів в каналах та навколо тіл.

Для розрахунків системи охолодження електричних машин найбільш розповсюдженими є задачі з протікання охолоджуючої речовини (повітря, в окремих випадках водню або води) крізь передбачені в конструкції канали. В ході вирішення таких задач визначається характер потоку (ламінарний, турбулентний або перехідний) з урахуванням особливостей руху в граничному шарі та шорсткості стінок.

З точки зору розрахунків теплових процесів в системах охолодження електричних машин розглядаються задачі теплообміну між потоком охолоджуючої речовини та твердими тілами (які можуть складатися з елементів, виготовлених з різних матеріалів, наприклад осердя статора з укладеною в пази обмоткою), а також задачі теплопередачі в твердих тілах.

Граничні умови можуть являти собою стінку (якою зазвичай є зовнішній корпус електричної машини, а для гідрогенератора-двигуна – елементи бетонного фундаменту, на який встановлена машина), вхідні та вихідні отвори,

припливні або витяжні примусові нагнітачі, напірні елементи самої конструкції електричної машини (власне ротор, що обертається, та встановлені на ньому нагнітачі), температура охолоджуючого середовища та охолоджуваних твердих тіл, теплові потоки (або значення теплових втрат в твердих тілах або на поверхнях), наявні в конструкції теплообмінники.

### **2.2.1 Постановка задачі тривимірного розрахунку системи охолодження гідрогенератора-двигуна**

Процес експлуатації гідрогенератора-двигуна супроводжується нагріванням його активних та конструктивних частин внаслідок виділення в них теплових втрат, які можна розділити на декілька груп за місцем їх виділення:

- втрати на перемагнічування сталі в зубцях та спинці осердя статора;
- додаткові втрати в зубцях осердя статора, зокрема втрати в крайніх пакетах та втрати від третьої гармоніки магнітного поля;
- омичні та додаткові втрати в обмотці статора;
- омичні втрати в обмотці ротора;
- додаткові втрати від вищих гармонік магнітного поля на поверхні полюсів ротора;
- втрати тертя у підп'ятнику та підшипниках (ці теплові втрати відводяться окремими системами охолодження, незалежними від системи охолодження активних частин).

Також слід враховувати вентиляційні теплові втрати, що складаються з втрат на створення напору, що виділяються у самих напірних елементах, та втрат на тертя обертових частин відносно повітря, що в основному виділяються на зовнішньому діаметрі та торцевих частинах полюсів і ободу ротора.

Визначення загальної витрати повітря, необхідної для відведення всіх теплових втрат, як і у випадку аналітичного розрахунку виконується за формулою (2.1) на основі загального значення підігріву повітря в активних частинах під дією цих теплових втрат.

Допустиме значення температури активних частин

гідрогенератора-двигуна обмежується прийнятим класом використаної ізоляції.

Потік повітря в гідрогенераторі-двигуні для більшості ділянок системи охолодження не є ламінарним. Це пов'язано з достатньо високими значеннями швидкості потоку, складною формою частин гідрогенератора-двигуна, що впливають на протікання повітря, та наявністю обертових вузлів.

Охолоджуюче повітря в даному випадку може розглядатися як нестисливий газ, що пояснюється невеликими значеннями швидкості у порівнянні зі швидкістю звука.

Моделювання потоку повітря охолоджувача за допомогою технологій обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD) виконується з використанням прикладного програмного пакету SolidWorks зі спеціалізованим модулем Flow Simulation, призначеним для моделювання течії рідин та газів на основі чисельного розв'язання системи рівнянь збереження маси, імпульсу (рівняння Нав'є-Стокса) та енергії [4]. За необхідності використане програмне забезпечення також дозволяє моделювати процеси тепловіддачі від активних частин гідрогенератора та їх тепловий стан в процесі експлуатації [5].

Рівняння Нав'є-Стокса описує у нестационарній постановці закон збереження імпульсу потоку суцільного середовища. Аналітичного рішення цього рівняння в загальному вигляді не існує, на практиці для моделювання потоку використовується його чисельне обчислення.

Рівняння Нав'є-Стокса в загальному вигляді має вигляд

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} = -(\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} - \frac{1}{\rho} \nabla \vec{p} + \nu \Delta \vec{u} + \vec{f}, \quad (2.28)$$

де  $u$  – швидкість течії, м/с;

$p$  – тиск, Па;

$\rho$  – густина речовини, кг/м<sup>3</sup>;

$\nu$  – кінематична в'язкість, м<sup>2</sup>/с;

$f$  – зовнішня сила, що діє на речовину, Н.

Також рівняння Нав'є-Стокса доповнюється рівнянням неперервності речовини у вигляді

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{u}) = 0, \quad (2.29)$$

та рівнянням збереження енергії, яке можна представити у формі

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (\tau_{tj} + \tau_{tj}^R) + q_i] + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{tj}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + p \varepsilon + S_i u_i, \quad (2.30)$$

$$H = h + \frac{u^2}{2}.$$

В такому вигляді система з п'яти рівнянь (три рівняння Нав'є-Стокса в проєкціях на відповідні координатні осі, рівняння енергії та рівняння неперервності), доповнене початковими, граничними умовами та рівнянням стану  $T = f(h, p)$ , має п'ять невідомих значень (три компоненти вектору швидкості, температура та гідродинамічний тиск) та дозволяє математично описати ламінарний потік речовини.

Опис турбулентного режиму потоку виконується за допомогою методу декомпозиції Рейнольдса, що полягає в заміні змінних параметрів потоку речовини (швидкості, тиску, щільності) сумами їх усереднених та пульсаційних складових (відхилень), наприклад швидкість  $u_i$  має вигляд:

$$u_i = \bar{u}_i + u_i', \quad (2.31)$$

де  $\bar{u}_i$  – середнє значення швидкості;

$u_i'$  – відхилення швидкості від середнього значення.

Середнє значення параметру визначається шляхом його осереднення для досить великого інтервалу часу  $T$ , зокрема для швидкості:

$$\bar{u}_i = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T u_i(t) dt. \quad (2.32)$$

Рівняння неперервності (2.29) у випадку нестисливої речовини, якою можна вважати повітря в системі охолодження гідрогенератора, приймає вигляд

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0. \quad (2.33)$$

У випадку використання декомпозиції Рейнольдса до рівняння (2.33) можна отримати окремі рівняння неперервності для усередненої швидкості  $\bar{u}_i$ :

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2.34)$$

а також для відхилення швидкості  $u'_i$

$$\frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0. \quad (2.35)$$

Початкове рівняння Нав'є-Стокса (2.28) після використання декомпозиції Рейнольдса приймає наступний вигляд:

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = \rho \bar{g}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\sigma}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}). \quad (2.36)$$

Це рівняння (система рівнянь для проєкцій на осі координат) має назву рівняння Нав'є-Стокса, усереднене за Рейнольдсом (або система рівнянь Рейнольдса), також широкоживаною є англomовна аббревіатура RANS [6]. Наведений вираз (2.36) описує усереднений за часом потік речовини. В правій частині цього виразу з'явилась додаткова складова  $\overline{\rho u'_i u'_j}$ , що має назву

напруження Рейнольдса і враховує додаткові втрати та перерозподіл енергії в турбулентному потоці.

Ця додаткова складова призводить до появи нових невідомих в системі рівнянь Рейнольдса, яка тепер має шість невідомих значень і стає незамкненою. Внаслідок цього розв'язання такої системи рівнянь потребує використання додаткової інформації.

Замикання даної системи рівнянь виконується на основі визначення додаткових зв'язків між напруженнями Рейнольдса і параметрами усередненого потоку повітря. Ці зв'язки носять назву моделей турбулентності та базуються на статистичних даних, отриманих в ході експериментів для різних умов. Слід зазначити, що напруження Рейнольдса залежать від властивостей самого потоку (а не від властивостей самої речовини), тому для різних умови задачі ці дані можуть суттєво відрізнятися, що, відповідно, вноситиме похибки в результати розрахунків у разі некоректно вибраної моделі турбулентності.

Існує значна кількість напівемпіричних моделей турбулентності, що мають власні рекомендовані умови застосування та обмеження [7]. Вони описують параметри турбулентних вихорів на основі різних принципів, зокрема на основі диференціальних рівнянь переносу в частинних похідних з декількома емпіричними параметрами, серед яких найчастіше використовуються турбулентна в'язкість  $\nu$  та такі параметри турбулентності як кінетична енергія  $k$ , швидкість дисипації кінетичної енергії турбулентності  $\varepsilon$ , питома швидкість дисипації завихреності  $\omega$ .

В використаному пакеті програм SolidWorks Flow Simulation замикання системи рівнянь Рейнольдса виконується шляхом застосування стандартної моделі турбулентності  $k$ - $\varepsilon$ , що базується на рівняннях переносу для турбулентної кінетичної енергії та швидкості її дисипації (розсіювання).

Вираз для турбулентної кінетичної енергії  $k$  виглядає наступним чином:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + 2\mu_t E_{i,j} E_{i,j} - \rho \varepsilon, \quad (2.37)$$

де  $u_i$  – компонент швидкості у відповідному напрямку;  
 $E_{i,j}$  – компонент швидкості деформації;  
 $\mu_t$  – турбулентна в'язкість, що в свою чергу визначається за формулою

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} . \quad (2.38)$$

Для дисипації (розсіювання)  $\varepsilon$  використовується наступний вираз:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \cdot 2\mu_t E_{i,j} E_{i,j} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} . \quad (2.39)$$

Також в формулах (2.37)...(2.39) використовуються наступні регульовані константи, значення яких визначено на основі дослідних даних для широкого ряду турбулентних потоків [8]:

$$C_\mu = 0,09 ; \quad \sigma_k = 1,0 ; \quad \sigma_\varepsilon = 1,3 ; \quad C_{1\varepsilon} = 1,44 ; \quad C_{2\varepsilon} = 1,92 .$$

### 2.2.2 Початкові та граничні умови

Прив'язка моделі для конкретної фізичної або інженерної задачі до розрахункової області (тобто області простору, в якій вирішується ця задача) виконується шляхом визначення початкових та граничних умов [9].

Нестаціонарність математичної моделі, що використовується для розрахунків, вимагає попередньо визначити її початкові умови. Для розрахунку системи охолодження гідрогенератора такими початковими умовами є розподіл параметрів охолоджуючого повітря в розрахунковій області в початковий момент часу. Початкові умови можуть суттєво впливати на отримані результати, а також на часові показники процесу вирішення задачі.

Граничні умови для системи охолодження гідрогенератора-двигуна характеризують взаємодію охолоджуючого повітря з наявними в контурі циркуляції елементами. Одним з видів таких граничних умов є умова не проникнення повітря через межу твердого тіла. Крім того можуть бути задана ще низка граничних умов, які розглянуті нижче.

Зокрема можуть бути задані наступні параметри охолоджуючого повітря на вхідних та вихідних отворах моделі:

- масова або об'ємна витрата повітря;
- швидкість повітря;
- повний чи статичний тиск повітря;
- для вхідного отвору також температура, параметри турбулентності та граничного шару;
- напірна характеристика нагнітача (при його наявності) у вигляді залежності об'ємної або масової витрати від перепаду тиску на нагнітачі;
- для припливного нагнітача також температура, параметри турбулентності та граничного шару;
- для зовнішнього нагнітача також тиск на зовнішній стороні нагнітача.

Також можуть бути задані наступні параметри поверхонь твердих тіл, що контактують з охолоджуючим повітрям:

- шорсткість поверхні;
- температура поверхні.

Для задач розрахунку теплового стану (розподілу температур) полів також можуть бути задані наступні додаткові дані;

- питомий (з одиниці поверхні) або загальний (зі всієї поверхні) тепловий потік, у випадку наявності декількох можливих джерел нагріву (наприклад різних видів втрат в активних частинах гідрогенератора) задається їх сумарний тепловий потік;
- коефіцієнт тепловіддачі між поверхнею та охолоджуючим повітрям.

Задані на різних поверхнях граничні умови не мають конфліктувати між собою.

Для вирішуваної задачі дослідження системи охолодження гідрогенератора-двигуна задаються наступні початкові та граничні умови.

Початкова температура повітря складає  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , початковий тиск  $101325\text{ Па}$ .

Напірна характеристика нагнітача визначається розрахунковим шляхом на основі геометричних характеристик лопатей та для подальшого аеродинамічного розрахунку задається у вигляді функції.

Падіння тиску в повітроохолоджувачі (показник втрати енергії повітря при його проходженні крізь повітроохолоджувач) на основі даних його виробника приймається рівним  $250\text{ Па}$  при загальній витраті повітря  $80\text{ м}^3/\text{с}$  через всі шість встановлених повітроохолоджувачів.

Для аеродинамічного розрахунку системи будується повноцінна тривимірна модель гідрогенератора-двигуна з усіма елементами, що впливатимуть на потоки повітря в його системі охолодження.

Задача вирішується для симетричної постановки. В якості моделі задається  $1/4$  частина конструкції, для якої задаються стандартні для задач аеродинаміки регулярні умови симетрії по колу.

### **2.2.3 Чисельне розв'язання задачі**

В ході чисельного розв'язання задачі проводиться дискредитація безперервної нестационарної математичної моделі фізичних процесів у просторі та в часі.

Дискретизація в просторі виконується шляхом покриття розрахунковою сіткою всієї розрахункової області. При цьому використовуваний метод скінчених об'ємів використовує розрахунок значень незалежних змінних всередині осередків розрахункової сітки, а не в її вузлах. Найбільш зручним способом розбиття простору в такому випадку є розрахункова сітка з осередками у вигляді паралелепіпедів, грані яких паралельні трьом основним координатним площинам декартової системи координат моделі. Відповідно вся область, у якій будується сітка, також повинна мати форму паралелепіпеда.

При дослідженні системи охолодження гідрогенератора використовується

найбільш розповсюджений тип задач з замкненою схемою. В цьому випадку розрахунок поведінки охолоджуючого повітря достатньо виконати лише в області, що обмежена стінками моделі, всередині якої відбувається циркуляція охолоджуючого повітря за замкненим контуром, включно з розташованими всередині твердими тілами. У осередках сітки поза розрахунковою областю, які фактично не впливають на результати обчислень, розрахунки не проводяться, такий підхід дозволяє розраховувати параметри потоків повітря у складних моделях з урахуванням всіх особливостей внутрішніх каналів з суттєвим спрощенням алгоритму розв'язання задачі за рахунок відмови від надлишкових розрахунків в зовнішніх областях.

В загальному випадку систем охолодження гідрогенераторів іноді може зустрічатися варіант повністю або частково розімкненої схеми.

Повністю розімкнена система вентиляції може використовуватися для гідрогенераторів відносно малої потужності, при цьому в конструкції відсутні повітроохолоджувачі, а відведення теплових втрат від активних частин виконується за рахунок продування крізь машину навколишнього повітря з машинної зали ГЕС.

Частково розімкнена схема виникає у разі відведення частини нагрітого повітря з зони перед повітроохолоджувачами для потреб опалення машинної зали електростанції в зимовий період. В такому випадку для компенсації відведеного повітря забезпечується подача в контур вентиляції холодного повітря з нижніх ярусів будівлі ГЕС.

Для повністю або частково розімкнених схем в ході обчислень необхідно врахувати взаємодію повітря всередині системи вентиляції гідрогенератора з повітрям навколишнього середовища. Відповідно розрахункова область будується у вигляді паралелепіпеда, грані якого розташовані на певній відстані від зовнішніх стінок твердих тіл тривимірної моделі, достатній з точки зору наближення швидкостей зовнішніх потоків поблизу вхідних та вихідних отворів до швидкостей в існуючому навколишньому повітрі.

Загальний процес побудови розрахункової сітки починається з побудови

базової сітки, що являє собою набір однакових осередків у вигляді паралелепіпедів, грані яких розташовані паралельно координатним площинам використовуваної декартової системи координат моделі. Число та розмір осередків базової сітки вздовж кожної з координатних осей визначається автоматично на підставі попередньо заданих установок та габаритних розмірів, моделі.

Для точного урахування геометричних особливостей тіла використовується подрібнення розміру отриманих осередків сітки. Для областей з великими градієнтами фізичних параметрів охолоджуючого повітря або температури твердого тіла використовуються процедури подрібнення осередків сітки на попередньому етапі (до початку основного розрахунку) з відповідною наступною перевіркою її параметрів.

В загальному випадку розміри осередків базової розрахункової сітки, наявність дроблення та розмір осередків при цьому, суттєво впливають на точність рішення поставленої безперервної математичної задачі. Для оцінки наявного впливу розмірів осередків сітки на точність вирішення поставленого математичного завдання, проводиться кілька розрахунків однакової тривимірної моделі з послідовним зменшенням розмірів осередків розрахункової сітки. Починаючи з якогось розміру подальше зменшення осередків сітки з одночасним збільшенням їх кількості практично перестає впливати на результат розрахунків. Таким чином наявність незначної розбіжності результатів розрахунків з декількома послідовними ущільненнями сітки може слугувати індикатором достатньої точності розрахунку.

#### **2.2.4 Похибки та невизначеності методів обчислювальної гідродинаміки**

Всі методи розрахунку, в тому числі і чисельні розрахунки моделі потоку повітря на основі методів обчислювальної гідродинаміки, мають власні обмеження [10]. Існують різні причини появи похибок та невизначеностей у методах обчислювальної гідродинаміки, зокрема можна виділити їх наступні

групи:

а) Невизначеності самої моделі, що виникають внаслідок внесення допущень і спрощень в модель порівняно з реальним потоком. У багатьох випадках поява таких невизначеностей – це вимушений крок з метою спрощення розв'язання задачі. Одним із прикладів такого спрощення є використання моделей турбулентності замість безпосереднього чисельного обчислення вихорів в граничному шарі потоку, який в сучасних умовах ще залишається практично нездійсненним.

б) Помилки обчислення, які виникають внаслідок великої складності або неможливості прямого розв'язку задач та використання замість цього дискредитації в часі та просторі.

в) Помилки виконання ітерацій і збіжності (тобто неможливість досягнення попередньо заданого відхилення), які призводять до значного подовження ітераційного процесу. Такі помилки можуть бути обумовлені різними причинами, зокрема ними можуть бути невідповідності у побудові моделі та завданні граничних умов, які не можуть забезпечити збіжність розрахунку. В деяких випадках подібна проблема може виникнути внаслідок обмеженої швидкості обчислень, які може забезпечити наявна комп'ютерна техніка.

г) Помилки округлення, що трапляються через наявні обмеження використовуваної комп'ютерної техніки. Зокрема об'єм оперативної пам'яті комп'ютера, недостатній для зберігання величин у процесі розв'язку, призводить до необхідності округлення отриманих величин та відповідного погіршення точності розрахунків.

д) Невизначеності початкових даних, наприклад неточно задані геометрія моделі, граничні умови або інші недостовірні початкові дані.

е) Інші помилки, в основному пов'язані з помилками користувача та недоліками та неточностями використаного програмного забезпечення.

### 2.3 Висновки до другого розділу

Розглянуто основні принципи виконання аналітичних розрахунків систем охолодження гідрогенератора-двигуна. За результатами електромагнітного розрахунку гідрогенератора-двигуна з урахуванням вимог механічної міцності в залежності від потужності та частоти обертання визначаються вихідні дані для розрахунку системи охолодження, зокрема геометричні розміри активних частин та значення теплових втрат, які необхідно відвести від конкретних ділянок гідрогенератора-двигуна. Опрацювання отриманих даних дозволяє отримати значення необхідної загальної витрати повітря та визначити оптимальний тип системи охолодження, необхідність встановлення додаткових нагнітачів та їх тип. В ході наступних розрахунків визначаються розрахункова напірна характеристика ротора та встановлених нагнітачів, розміри повітропроводів, втрати напору на різних ділянках системи охолодження. На наступному етапі розрахунків отримані витрати повітря для окремих ділянок використовуються для визначення температури активних частин гідрогенератора-двигуна.

Визначено, що аналітичні розрахунки дозволяють отримати загальну картину розподілення витрат повітря та температур, проте відносно низька точність цих розрахунків та висока вірогідність місцевих перегрівів окремих ділянок обмоток або осердь примушує задавати достатньо великі запаси за температурами.

Створено новий метод розрахунку аеродинамічних процесів в системі охолодження гідрогенератора-двигуна в тривимірній постановці для симетричної задачі що враховує всі конструктивні особливості конструкції, розподіл аеродинамічних параметрів повітря та характеристики нагнітача. Метод заснований на чисельному розв'язанні системи рівнянь Нав'є-Стокса, усереднених за Рейнольдсом, з використанням моделі турбулентності  $k-\epsilon$ , збереження енергії та маси.

Удосконалено алгоритм формування граничних умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів гідрогенератора-двигуна в частині

визначення аеродинамічних параметрів повітря, конструкційних властивостей вузлів та елементів гідрогенератора, теплофізичних властивостей повітря.

Розглянуто основні фактори, що можуть впливати на точність виконання розрахунків чисельними методами.

#### 2.4 Література до другого розділу

1. Tannehill J.C., Anderson D.A., Pletcher R.H. Computational fluid dynamics and heat transfer. Second edition. New York: Taylor & Francis, 1997. 785 p.;
2. Huang, C-H., Hung, M-H.: An optimal design algorithm for centrifugal fans: Theoretical and experimental studies. J Mech Sci Technol 27, pp. 761–773, 2013, <https://doi.org/10.1007/s12206-013-0126-7> ;
3. Гакал П., Третяк І., Ареф'єва М. (2024). Дослідження процесів теплопередачі в системах охолодження гідрогенераторів. Відкрита науково-практична конференція "Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки"; Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2024  
<https://dSPACE.library.khai.edu/xmlui/bitstream/handle/123456789/7872/90-91.pdf?sequence=1> ;
4. Обчислювальна гідромеханіка. Рівняння Нав'є – Стокса: навч. посіб. / В.А. Каліон. – К.: Видавничо-поліграфічний центр "Київський університет", 2016. – 221 с;
5. Hongwei Wang. (2023). Similarity and Dimensional Analysis. Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/9781108671149.009> ;
6. Amir Faghri, Yuwen Zhang. Fundamentals of Multiphase Heat Transfer and Flow. Springer Nature Switzerland AG, Gewerbestrasse 11, 6330 Cham, Switzerland, 2020, ISBN 978-3-030-22136-2, ISBN 978-3-030-22137-9 (eBook),  
<https://doi.org/10.1007/978-3-030-22137-9> ;
7. Jiyuan Tu, Guan-Hend Yeoh, Chaoqun Liu. Computational fluid dynamics. A practical approach. Book. Third Edition. Elsevier Ltd.: 2019. - 477 p.  
<https://www.educate.elsevier.com/book/details/9780081011270> ;

8. Lam C.K.G., Bremhorst K. (1981). A Modified Form of the  $k$ - $\varepsilon$  Model for Predicting Wall Turbulence. *Journal of Fluids Engineering*, 103(3), 456–460. <https://doi.org/10.1115/1.3240815> ;

9. M. Shanel, S.J. Pickering and D. Lampard. Conjugate heat transfer analysis of a salient pole rotor in an air cooled synchronous generator," *IEEE International Electric Machines and Drives Conference*, 2003. IEMDC'03., Madison, WI, USA, 2003, pp. 737-741 vol.2, <https://doi.org/10.1109/IEMDC.2003.1210318> .

10. Загорулько А.В., Кайота Д.О. Обчислювальна гідроаеромеханіка: конспект лекцій. – Суми: Сумський державний університет, 2019. – 102 с. <https://essuir.sumdu.edu.ua/bitstreams/2a002113-1d82-4472-91f4-b38bea9b1023/download> .

## РОЗДІЛ 3 ПРОЄКТУВАННЯ НАГНІТАЧА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА

Для забезпечення належного теплового стану гідрогенератора-двигуна новий нагнітач у вигляді відцентрового вентилятора має забезпечити напір, достатній для створення необхідних витрат повітря у всіх ділянках системи охолодження.

Також для забезпечення надійної тривалої роботи реконструйованого гідрогенератора-двигуна з новою системою охолодження окрім дослідження відповідних аеродинамічних характеристик потрібне підтвердження працездатності встановленого на роторі нагнітача з точки зору механічних напружень, що виникають у його елементах під час обертання.

### **3.1 Проєктування нагнітача системи охолодження**

Діапазон діаметрів на ободі ротора гідрогенератора-двигуна, на яких може бути розташоване робоче колесо (РК) нагнітача, складає від 1900 мм до 3566 мм.

Лопать робочого колеса нагнітача являє собою пластину товщиною 16 мм, виконану з листової вуглецевої сталі.

Для визначення положення лопатей РК були попередньо розглянуті три варіанти їх розташування на ободі ротора гідрогенератора-двигуна (див. рис 3.1):

- на зовнішньому діаметрі (варіант I);
- на середньому діаметрі (варіант II);
- поблизу внутрішнього діаметра (варіант III).

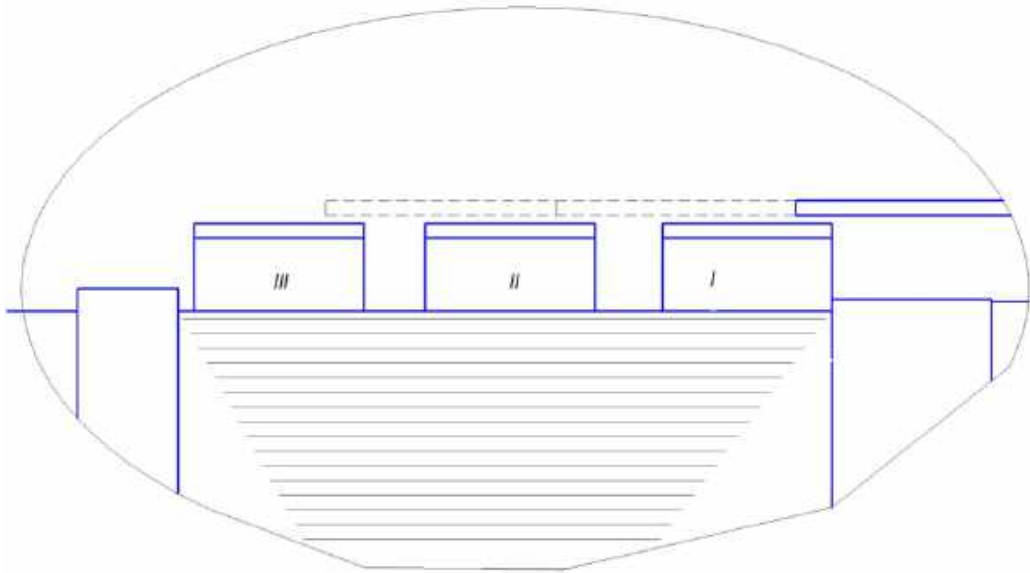


Рис. 3.1 – Варіанти розташування лопаток РК на ободі ротора

Був проведений ряд розрахунків з обґрунтування вибору положення лопатей РК на ободі гідрогенератора-двигуна. Кількість лопатей приймалася з умови збереження кроку між ними на вході в РК. Для всіх варіантів основні геометричні розміри лопаті приймалися однаковими.

При цьому для варіантів II і III з метою забезпечення подачі охолоджуючого повітря від виходу РК до активних частин гідрогенератора-двигуна необхідно передбачити установку безлопатевого дифузора. Наявність цього пристрою за результатами попередніх розрахунків суттєво знижувала ступінь підвищення тиску за повними параметрами та ефективність нагнітача, що ставило під сумнів доцільність використання цих двох варіантів. Таким чином, до подальшого проектування був обраний варіант I з розташуванням лопатей на зовнішньому діаметрі обода ротора (див. рис. 3.2).

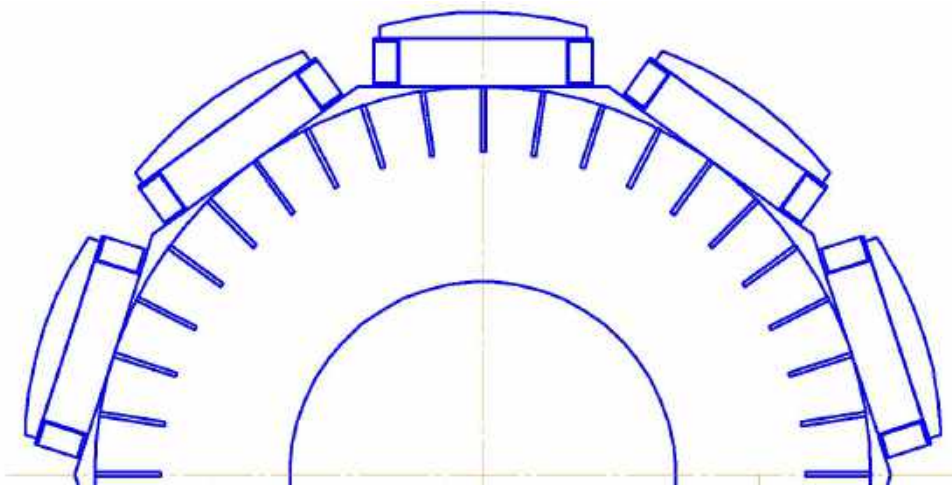


Рис. 3.2 – Схема відцентрового нагнітача

### 3.2 Визначення напірної характеристики нагнітача

На рис. 3.3 схематично показана лопать робочого колеса. Тут же показані плани швидкостей повітря на вході та виході з міжлопатевого каналу для випадку ідеальної течії, а саме:  $C$  – швидкість потоку в абсолютному русі (у нерухомій системі координат),  $W$  – швидкість потоку в відносному русі (у рухомій системі координат),  $U$  – окружна швидкість потоку.

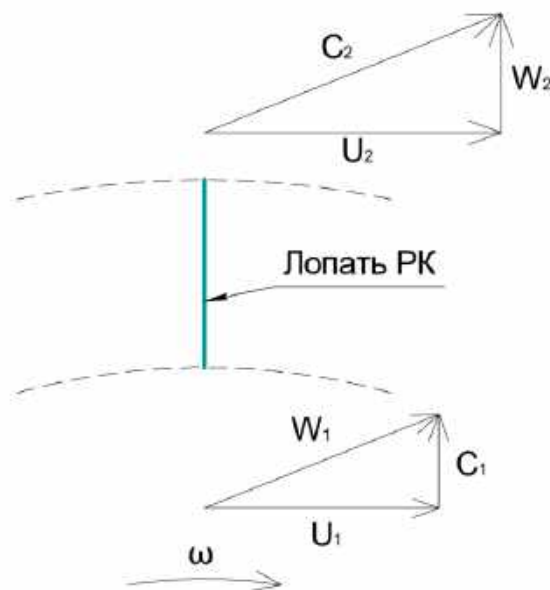


Рис. 3.3 – Кінематична схема потоку в робочому колесі відцентрового нагнітача

Аналітичний розрахунок напірної характеристики нагнітача виконаний на базі основних класичних рівнянь газової механіки [1] для номінальної частоти обертання ротора гідрогенератора-двигуна  $n = 600$  об/хв. Результати розрахунку залежності статичного напору від витрати повітря, наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

## Напірна характеристика нагнітача

Найменування параметру	Витрата повітря, м <sup>3</sup> /с				
	32	36	40	44	48
Статичний напір, Па	2328	2187	1998	1766	1490
ККД, %	41,2	41,1	41,0	40,8	40,6
Потужність, кВт	394	442	491	539	587

Графічне відображення отриманої напірної характеристики представлено на рис. 3.4.

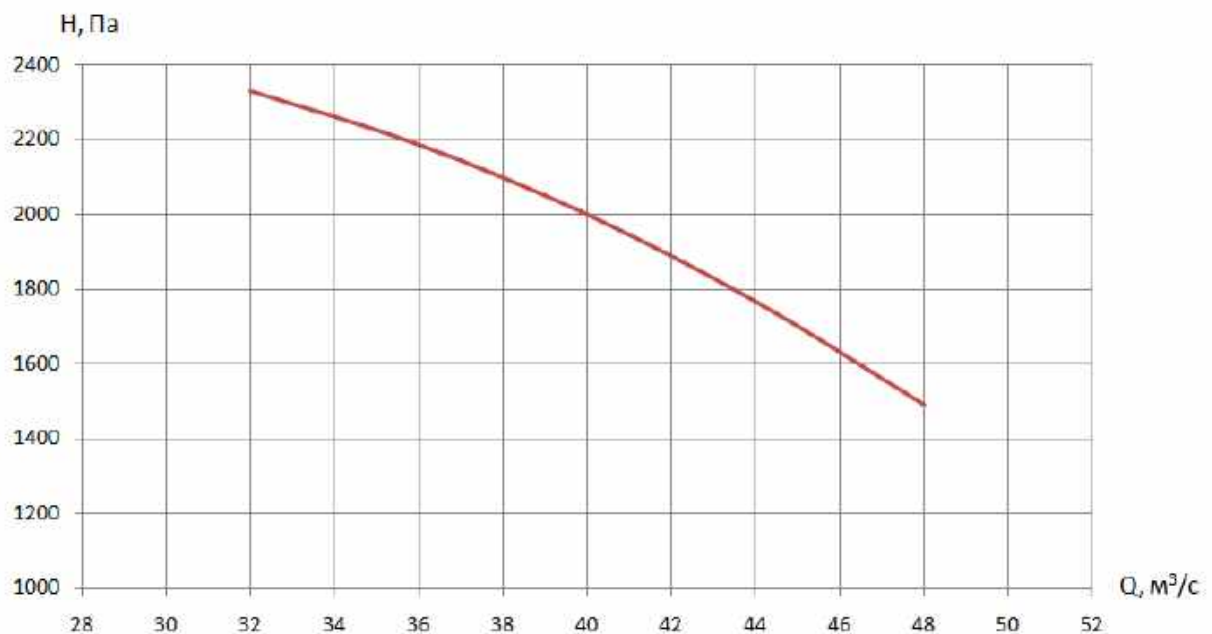


Рис. 3.4 – Напірна характеристика нагнітача

За результатами апроксимації лінії тренду графіку залежності напору нагнітача від витрати повітря напірна характеристика описується у вигляді наступного поліноміального наближення:

$$H = -1,397Q^2 + 59,36Q + 1860 , \quad (3.1)$$

де  $H$  – напір нагнітача, Па;

$Q$  – витрата повітря, м<sup>3</sup>/с.

У таблиці 3.2 наведені отримані в процесі проектування геометричні та кінематичні параметри нагнітача, що встановлюється на роторі гідрогенератора-двигуна, в робочій точці.

Таблиця 3.2

Геометричні та кінематичні параметри нагнітача в робочій точці

Найменування параметру	Значення
Внутрішній діаметр нагнітача, мм	2900
Зовнішній діаметр нагнітача, мм	3540
Довжина лопаті, мм	320
Ширина лопаті, мм	100
Товщина лопаті, мм	16
Кількість лопатей	47
Повний напір нагнітача, Па	5016
Статичний напір нагнітача, Па	1998
ККД нагнітача, в.о.	0,41
Потужність одного нагнітача, кВт	491
Окружна швидкість на виході з робочого колеса, м/с	111,2
Кут потоку на вході в робоче колесо для відносного руху, градуси	33,4
Кут потоку на виході з робочого колеса, градуси	72,5

Також виконана перевірка напірної характеристики шляхом тривимірного моделювання [2]. При цьому використання програмного комплексу SolidWorks Flow Simulation для реалізації даного дослідження є недоцільним через ряд його недоліків, зокрема малу кількість використовуваних моделей турбулентності, а також наявні обмеження з точки зору коригування параметрів потоку в вузьких каналах. Тому було прийняте рішення щодо використання програмного забезпечення ANSYS, оптимального для цього типу задач.

В середовищі ANSYS була використана нерегулярна тетраедральна сітка

скінченних об'ємів зі згущенням в зонах передньої та задньої кромки лопатей РК нагнітача, яка дозволила більш точно змодельовати процес обтікання лопаті та визначити фактичні (не усереднені) значення тиску та швидкості потоку повітря в розрахункових перерізах.

На рис. 3.5 показані розрахункова сітка та граничні умови, вибрані для вирішення цього завдання.

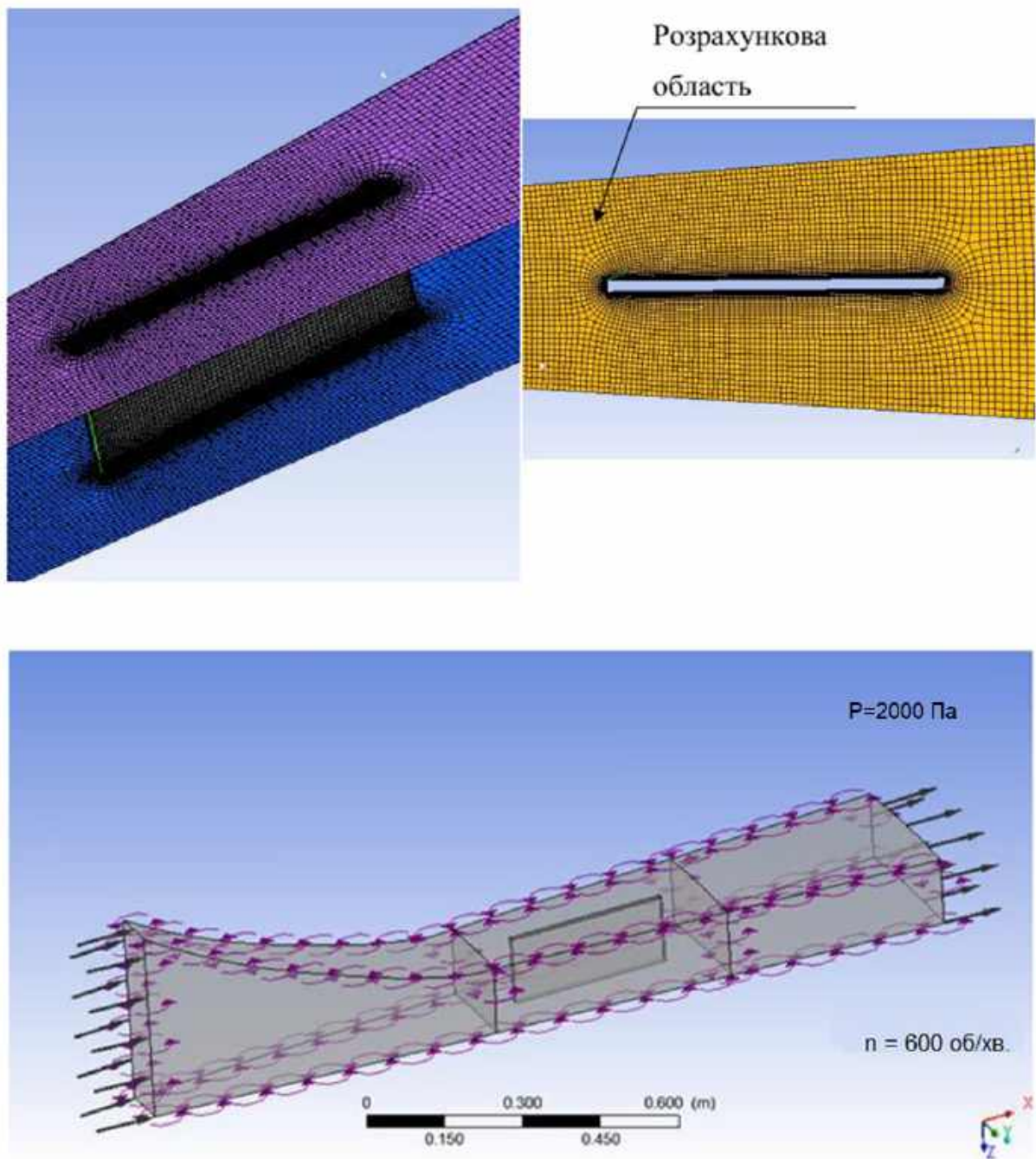


Рис. 3.5 – Розрахункова сітка та граничні умови для розрахунку нагнітача

На рис. 3.6 наведені результати розрахунку просторового потоку у спроектованому нагнітачі при заданому режимі роботи. Здатність нагнітача функціонувати при заданому гідравлічному опорі визначається виробленим повним тиском, поля якого показані на рис. 3.6. На рис. 3.7 та 3.8 представлені параметри потоку повітря у нагнітачі.

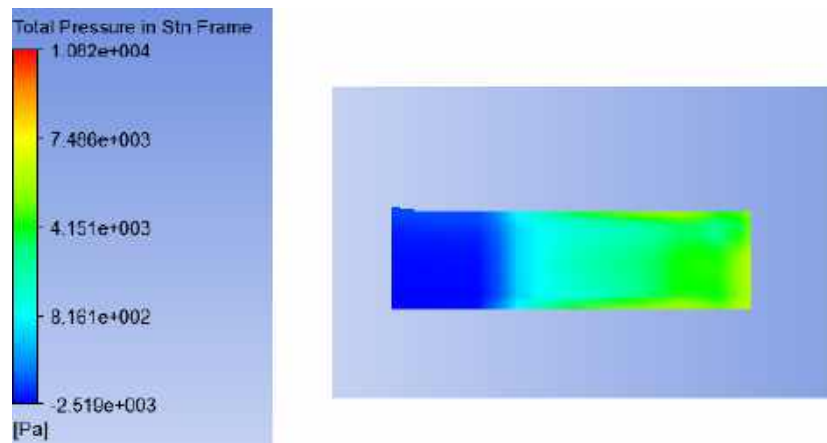


Рис. 3.6 – Поле повних тисків

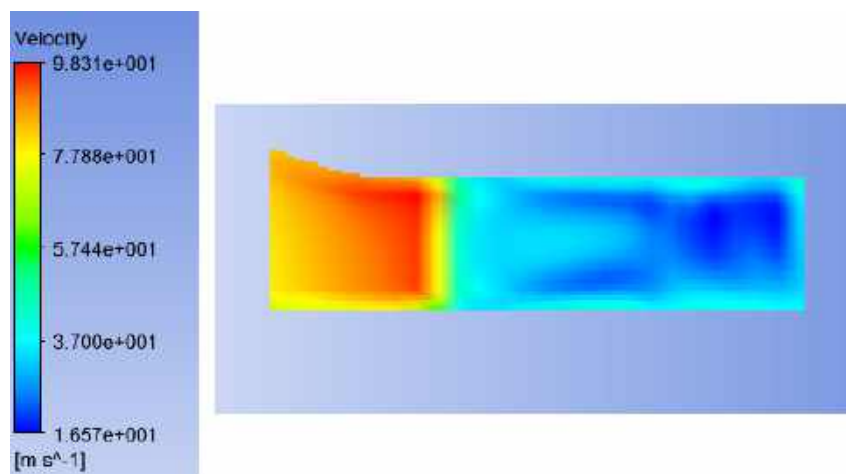


Рис. 3.7 – Поле швидкостей потоку

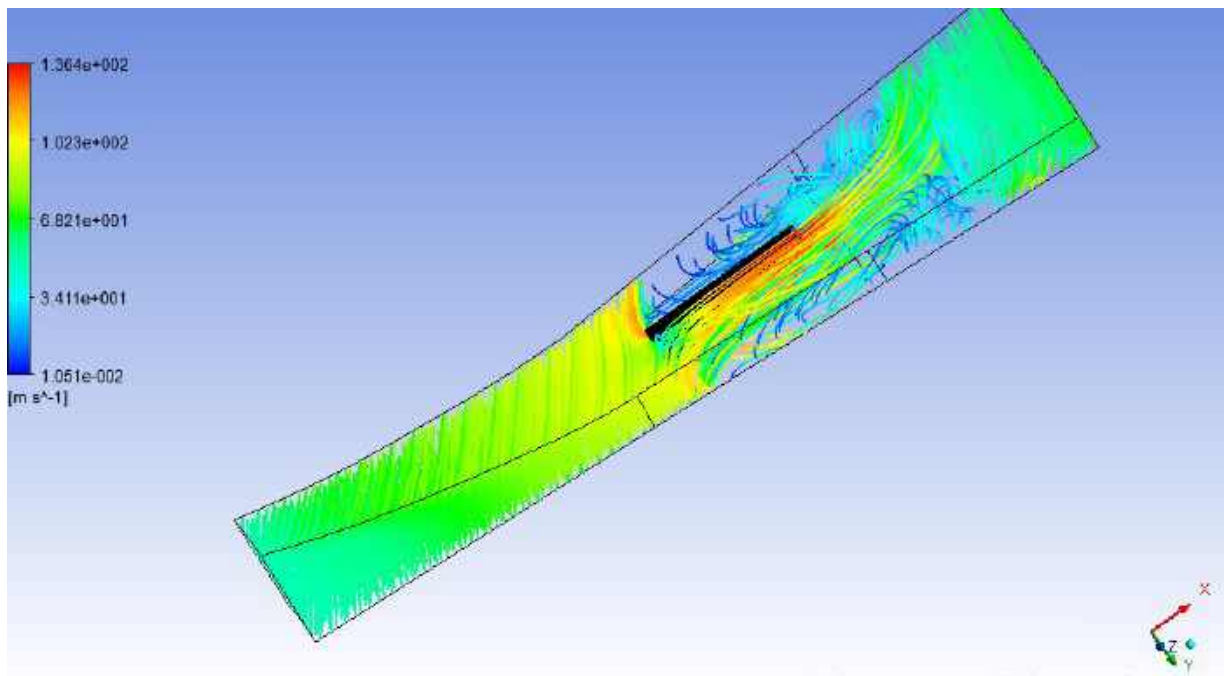


Рис. 3.8 – Просторове протікання повітря у нагнітачі

Згідно з проведеним розрахунком було отримане значення загальної витрати повітря, що складає  $40 \text{ м}^3/\text{с}$ . Дана величина отримана шляхом перерахунку швидкості потоку згідно з рис. 3.7 до розрахункового перерізу. Також необхідно звернути увагу, що поле швидкостей має лінійний характер та не має ділянок з "мертвими зонами (де швидкість дорівнює нулю).

Для оптимізації параметрів нагнітача, зокрема для зменшення споживаної потужності, розглядалась можливість організації на вході в РК попереднього закручування потоку, що може бути реалізоване за допомогою вхідного напрямного апарату (ВНА) [3]. При цьому для забезпечення можливості роботи нагнітача з обома напрямками обертання напрямний апарат мав передбачати можливість повороту лопатей.

На рис. 3.9 показана схема розташування поворотного ВНА, який розглядався, з радіусом розташування осі обертання  $R_{\text{ВНА}} = 1270 \text{ мм}$ .

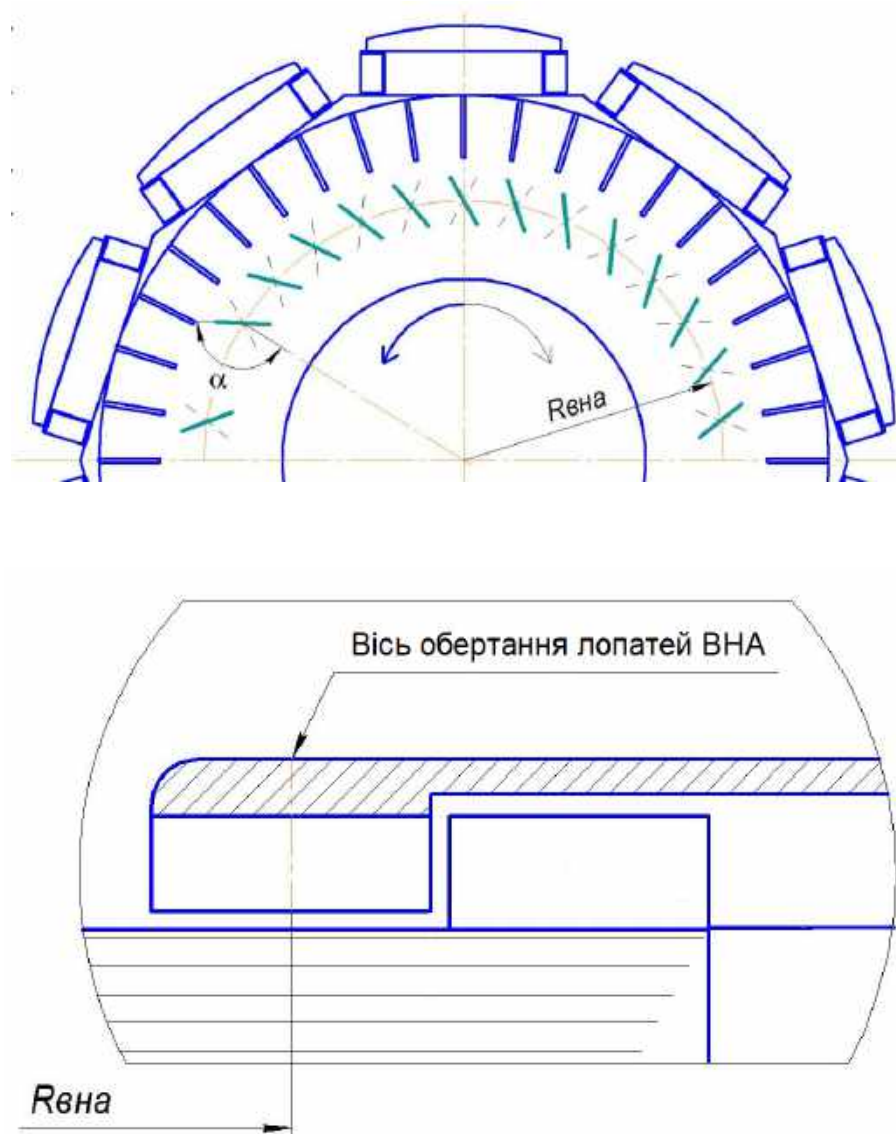


Рис. 3.9 – Схема розташування поворотного вхідного напрямного апарату

Для визначення параметрів вентиляторної ступені, що складається з послідовно розташованих вхідного напрямного апарату та робочого колеса, проведені варіантні розрахунки, спрямовані на визначення оптимальної величини закрутки потоку на вході в РК (кут  $\alpha$  встановлення лопатей ВНА) на основі отриманих параметрів потоку на виході з робочого колеса (напору та потрібної потужності).

На рис. 3.10 показана залежність необхідної потужності від кута закручування потоку на вході в РК (кута встановлення лопатей ВНА). На рис. 3.11 наведена залежність напору вентиляторної ступені за повними параметрами від кута встановлення лопатей ВНА при витраті повітря  $40 \text{ м}^3/\text{с}$ .

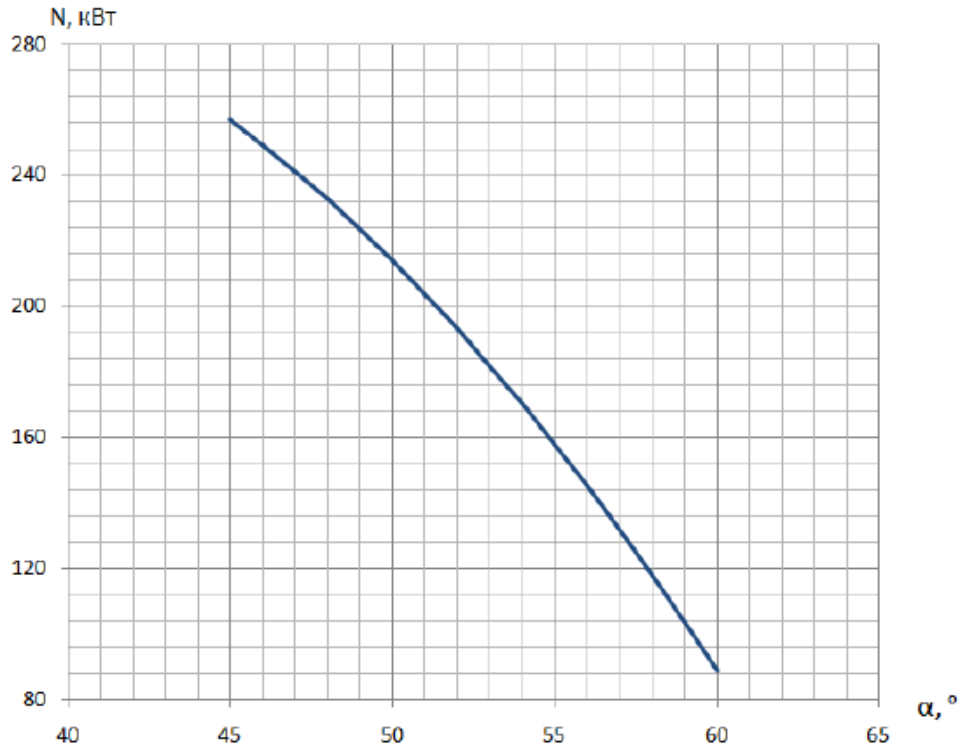


Рис. 3.10 – Залежність потужності від кута встановлення лопатей вхідного напрямного апарату

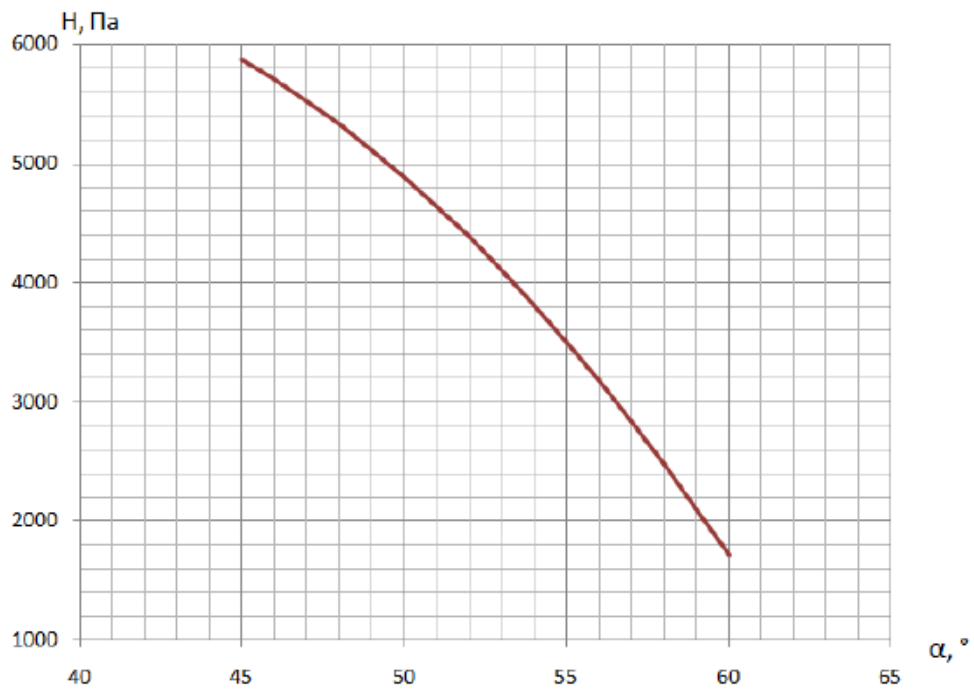


Рис. 3.11 – Залежність напору вентиляторної ступені за повними параметрами від кута встановлення лопатей вхідного напрямного апарату

На підставі наведених даних прийнятним можна вважати варіант встановлення лопатей вхідного направляючого апарату під кутом  $\alpha = 55^\circ$ , який дозволяє при зменшеній потужності забезпечити необхідне значення напору.

Подальше збільшення кута встановлення лопатей вхідного направляючого апарату за результатами спільного розгляду отриманих залежностей є неприйнятним. Це пов'язане з надмірним зниженням напору вентиляторної ступені, яке стає недостатнім для подолання гідравлічного опору системи охолодження.

Проте при подальшій розробці конструкції встановлення вхідного направляючого апарату було визнане недоцільним. Причиною цього стали декілька факторів.

Зокрема, одним з наявних недоліків гідрогенератора-двигуна в цілому є високий рівень вібрації, в основному пов'язаний з недостатньою жорсткістю підшипників, що призводило до наближення першої критичної частоти обертання ротора до номінальної частоти обертання. За таких умов конструкція напрямного апарату з забезпеченням повороту лопатей не могла бути виконана достатньо жорсткою, щоб витримати тривалу експлуатацію при підвищеній вібрації.

Також наявність поворотних лопатей потребує встановлення власного електроприводу та додаткових елементів управління, що не відповідає завданню підвищення загальної надійності гідрогенератора-двигуна.

Таким чином для подальших розрахунків був прийнята конструкція нагнітача з радіальними лопатями без вхідного напрямного апарату.

### **3.3 Розрахунок НДС деталей нагнітача**

Під час роботи гідрогенератора-двигуна встановлений на ободі ротора новий нагнітач піддається впливу відцентрових сил при обертанні ротора. В даному випадку іншими діючими зусиллями можливо знехтувати, бо осьові навантаження від власної ваги нагнітача і тангенціальні зусилля від впливу повітря будуть вкрай малими на фоні відцентрових навантажень при обертанні.

При цьому для гідрогенераторів-двигунів, як і для гідрогенераторів усіх інших типів, характерною є можливість такого специфічного режиму роботи, як розгін при раптовому відключенні гідрогенератора від мережі. Такий режим виникає внаслідок обмеженої швидкості реагування гідравлічних елементів системи управління гідротурбіни.

Раптове відключення гідрогенератора від мережі у випадку аварії в мережі або на самому гідрогенераторі відбувається під дією електричних захистів, які повністю розвантажують гідрогенератор протягом кількох секунд. Одночасно з цим сигнал про відключення надходить і в систему управління турбіни, проте закриття лопатей напрямного апарату турбіни, що перекриває подачу води до робочого колеса, може займати декілька десятків секунд в залежності від параметрів турбіни. Весь цей час турбіна продовжує створювати обертовий момент на валу гідроагрегату, в той час як гідрогенератор вже не передає отриману при цьому енергію в мережу. За рахунок цієї надлишкової енергії ротор гідроагрегату, який до цього мав номінальну частоту обертання, додатково розганяється. Максимально можлива частота обертання ротора теоретично визначається на основі часу закриття напрямного апарату турбіни та моменту інерції обертових частин гідроагрегату.

Таким чином всі розрахунки напружено-деформованого стану (НДС) обертових частин гідрогенератора і турбіни окрім режиму роботи з номінальною частотою обертання мають врахувати можливість короткочасної роботи при максимальній розгінній частоті обертання.

Для гідрогенератора-двигуна ГАЕС Поромбка-Жар максимальна розгінна частота обертання складає 880 об/хв. при номінальній частоті обертання 600 об/хв.

Для розрахунку використаний метод скінченних елементів (МСЕ), що дозволяє ефективно вирішувати задачі аналізу НДС деталей у тривимірній постановці з високим ступенем деталізації [4]. Цей метод базується на процесі перетворення диференціальних рівнянь, що описують напружено-деформований стан тіл, у систему матричних рівнянь, для яких можливе проведення

наближених чисельних обчислень [5]. Основною концепцією використаного методу скінченних елементів полягає в представленні деталей та вузлів складної форми у вигляді сукупності простих фігур (найчастіше для цього використовуються тетраедри), які називаються скінченними елементами, оскільки кожна з цих фігур займає невелику, але скінченну частину первинної деталі [6].

Розрахунок напружено-деформованого стану деталей робочого колеса нагнітача був виконаний у тривимірній постановці в програмному комплексі *SolidsWorks Simulation*. Для цього була розроблена тривимірна модель робочого колеса відцентрового нагнітача, що складається з двох фланців та встановлених між ними радіальних лопатей. Також до моделі включена найближча до нагнітача зона ободу.

Розрахунок механічних напруг базується на відомих теоріях міцності. Загальноприйнятою для деталей електричних машин, виготовлених з матеріалів, що мають чітко визначену межу плинності, є теорія міцності на основі критерію Мізеса. Згідно з цією теорією пластична податливість матеріалу проявляється у випадку, коли питома пружна енергія зміни форми досягає свого критичного значення [7].

Отримані в результаті розрахунку значення механічних напружень порівнюються з межею плинності матеріалу. При цьому гранично допустиме значення механічних напружень приймається на рівні  $2/3$  від межі плинності, що відповідає запасу міцності не менше 1,5 по відношенню до межі плинності матеріалу.

### **3.3.1 Початкові та граничні умови, параметри розрахункової сітки**

Важливим етапом проведення чисельного аналізу напружено-деформованого стану робочого колеса нагнітача є формування якісної та адекватної розрахункової сітки кінцевих елементів. Точність отриманих результатів, швидкість обчислень та виявлення критичних зон концентрації напружень безпосередньо пов'язані з правильним вибором

параметрів використаної сітки [8].

В даному випадку для моделювання тривимірної конструкції нагнітача була використана тетраедрична елементна сітка, яка є оптимальною для такого типу задач [9]. Розмір елементів основної сітки складав 25...50 мм. У зонах з високою очікуваною концентрацією напружень (зокрема в самих лопатях) застосовувалося локальне уточнення сітки, розмір скінченних елементів у цих областях змінювався в межах 5...10 мм.

На рис. 3.12 наведена розрахункова модель нагнітача, а також вказані граничні умови та розрахункова сітка.

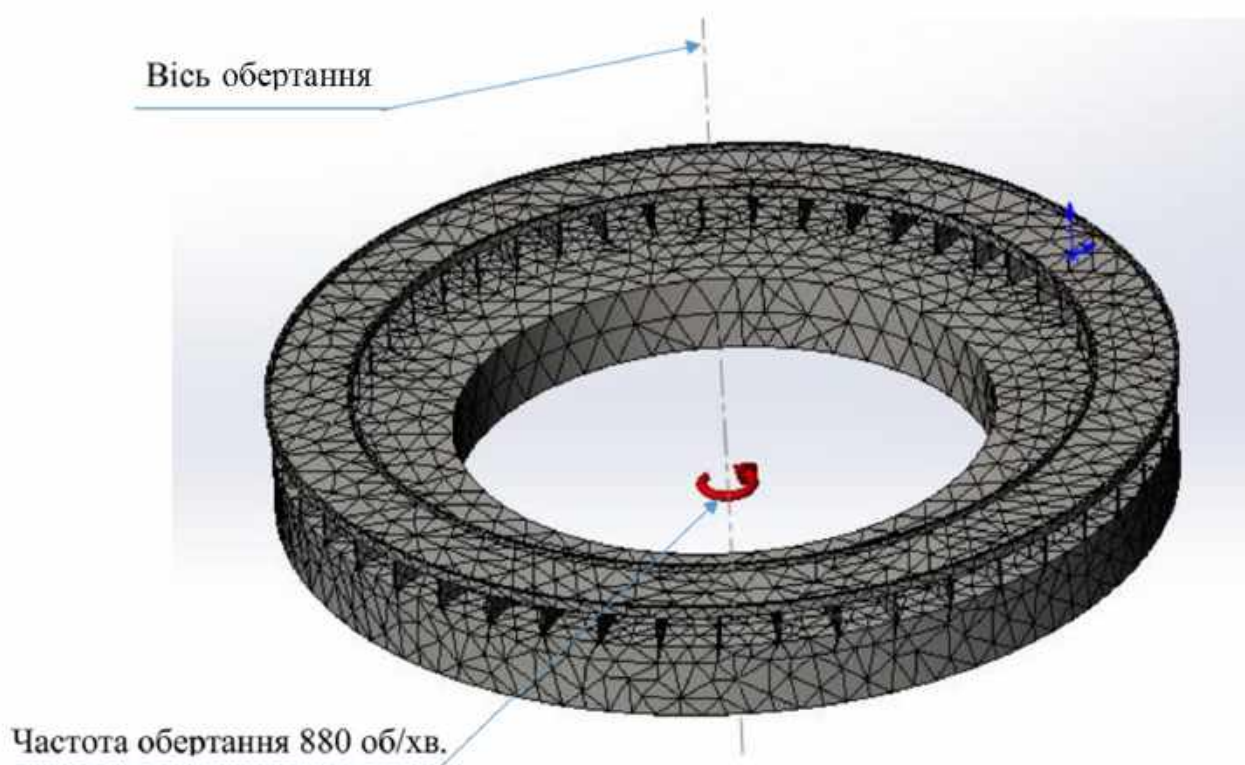


Рис. 3.12 – Розрахункова модель робочого колеса нагнітача з граничними умовами та сіткою

### 3.3.2 Розрахунок НДС нагнітача у тривимірній постановці

Проведене чисельне дослідження НДС робочого колеса нагнітача та інших елементів моделі під впливом відцентрових сил для найбільш небезпечного випадку при максимальній розгінній частоті обертання 880 об/хв.

На рис. 3.13 наведена розрахункова епіюра механічних напружень в робочому колесі нагнітача.

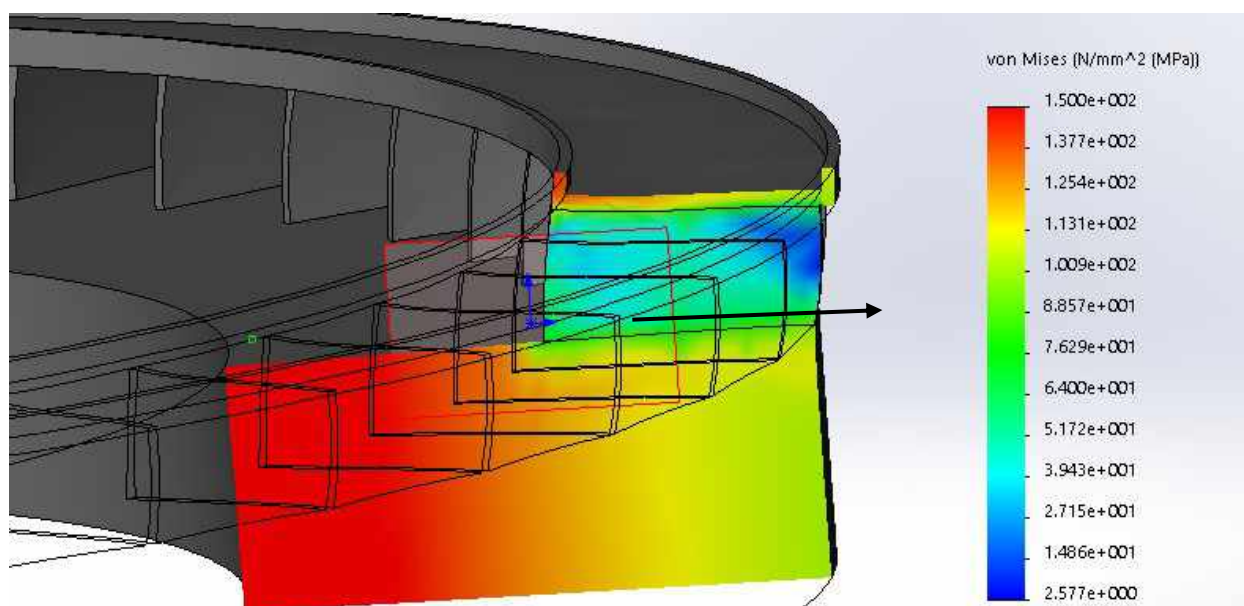


Рис. 3.13 – Епіюра напружень в лопаті нагнітача

На рис. 3.14 представлено графік розподілу напруги вздовж радіальної осі лопаті.

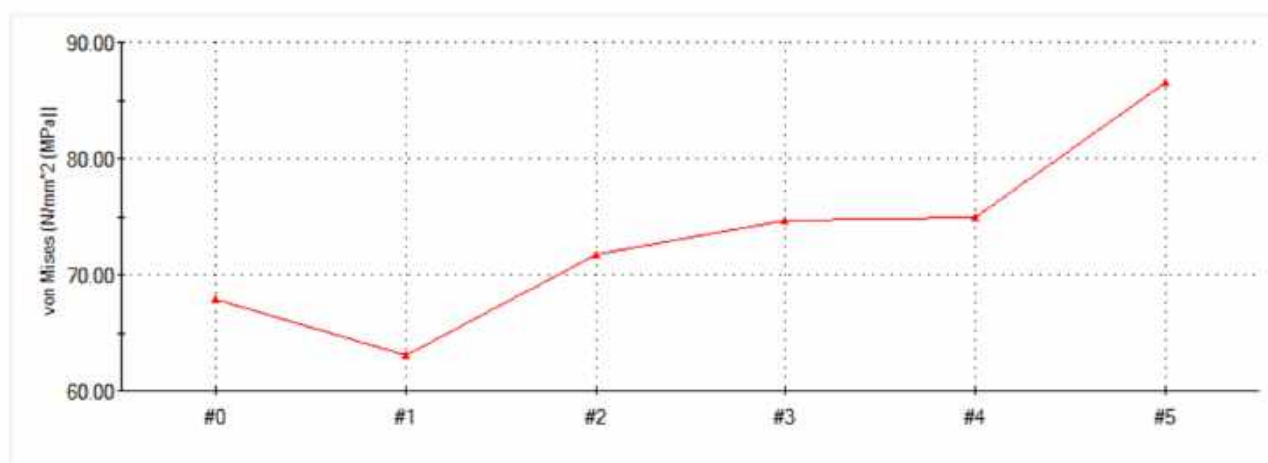


Рис. 3.14 – Графік розподілу напружень вздовж радіальної осі лопаті

На рис. 3.15 наведена розрахункова епіюра деформацій (переміщень) в робочому колесі нагнітача.

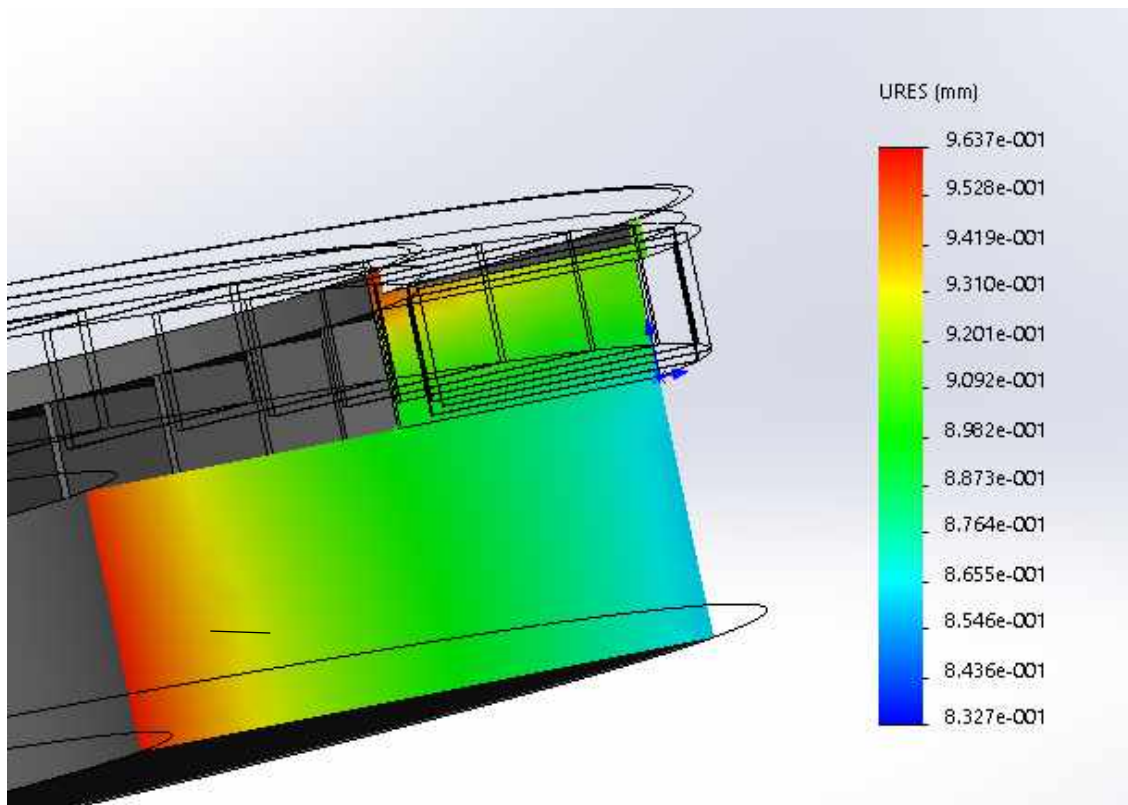


Рис. 3.15 – Епюра переміщень в лопаті

За результатами розрахунку максимальні напруги в конструкції спостерігаються в зоні зовнішнього фланцю робочого колеса нагнітача та складають 150 МПа. Отримані в результаті розрахунку максимальні механічні напруги від дії відцентрових сил безпосередньо в лопатях нагнітача складають 87 МПа.

В якості матеріалу для робочого колеса нагнітача проєктом передбачене використання сталі S235J2 ДСТУ EN 10025-2:2022 [10] з межею плинності 235 МПа, що має оптимальні для подібних конструкцій технологічні та зварювальні властивості. Таким чином, запас міцності за межею плинності матеріалу становить  $235/150=1,56$  для максимальної напруги в робочому колесі при максимальній розгінній частоті обертання ротора гідроагрегату 880 об/хв., що задовольняє вимогам для обертових частин гідрогенератора-двигуна.

Максимальні радіальні переміщення в зоні лопатей при максимальній розгінній частоті обертання становлять близько 1 мм.

### 3.4 Висновки до третього розділу

Виконано розробку ескізної конструкції відцентрового нагнітача, який встановлюється безпосередньо на ободі ротора гідрогенератора-двигуна.

Проведено розрахунок напірної характеристики нагнітача з використанням класичних методів та в тривимірній постановці. Також розглянуто можливості зниження потужності нагнітача за рахунок встановлення додаткових конструктивних елементів.

Проведено розробку тривимірної моделі робочого колеса відцентрового нагнітача для виконання розрахунку напружено-деформованого стану в тривимірній постановці.

Для підтвердження надійності робочого колеса відцентрового нагнітача виконано дослідження його напружено-деформованого стану методом скінченних елементів за допомогою розрахункового комплексу SolidWorks Simulation. Розрахунок виконувався для найбільш несприятливого режиму роботи з урахуванням факторів, що впливають на напружено-деформований стан обертових частин гідрогенератора-двигуна, зокрема максимальної можливої частоти обертання ротора гідроагрегату.

### 3.5 Література до третього розділу

1. Василенко С.М., Кулінченко В.Р., Шевченко О.Ю., Піддубний В.А. (2024). Гідрогазодинаміка. Монографія. Київ: Видавництво "Кондор", 676 с. ISBN 978-617-7278-58-9. <https://condor-books.com.ua/monografiyi/gidrogazodina-mika-monografiya> ;
2. Siwek, Tomasz & Gorski, Jan & Fortuna, Stanislaw. (2014). Numerical and Experimental Study of Centrifugal Fan Flow Structures and Their Relationship with Machine Efficiency. Polish Journal of Environmental Studies. 23. 2359-2364. [https://www.researchgate.net/publication/298310825\\_Numerical\\_and\\_Experimental\\_Study\\_of\\_Centrifugal\\_Fan\\_Flow\\_Structures\\_and\\_Their\\_Relationship\\_with\\_Machine\\_Efficiency](https://www.researchgate.net/publication/298310825_Numerical_and_Experimental_Study_of_Centrifugal_Fan_Flow_Structures_and_Their_Relationship_with_Machine_Efficiency) ;
3. Dick, E., Belkacemi, M. (1992). Optimum design of centrifugal fans and

pumps. 37. 9-18. [https://www.researchgate.net/publication/293785372\\_Optimum\\_design\\_of\\_centrifugal\\_fans\\_and\\_pumps](https://www.researchgate.net/publication/293785372_Optimum_design_of_centrifugal_fans_and_pumps) ;

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

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

6. Дубенець В.Г., Хільчевський В.В., Савченко О.В. Основи методу скінченних елементів: Навчальний посібник. – Чернігів: ЧДТУ, 2007. – 288 с.;

7. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. / за ред. Г.С. Писаренка. Київ : Вища школа, 1993. 655 с.;

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

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

10. ДСТУ EN 10025-2:2022 Вироби гарячекатані з конструкційної сталі. Частина 2. Технічні умови постачання нелегованих конструкційних сталей (EN 10025-2:2019, IDT).

## РОЗДІЛ 4 ТЕПЛОВИЙ ТА АЕРОДИНАМІЧНИЙ СТАН ГІДРОГЕНЕРАТОРА-ДВИГУНА З МОДЕРНІЗОВАНОЮ СИСТЕМОЮ ОХОЛОДЖЕННЯ

Як було зазначене вище, модернізація системи охолодження гідрогенератора-двигуна ГАЕС Поромбка-Жар в Польщі є однією зі складових частин комплексного проєкту реконструкції гідроагрегату, що має виправити наявні недоліки його конструкції.

### **4.1 Система охолодження гідрогенератора-двигуна**

Зважаючи на наявні недоліки для реконструкції гідрогенератора-двигуна серед інших питань була запропонована заміна примусової системи вентиляції на систему вентиляції з встановленими на ободі ротора відцентровими нагнітачами [1].

На рис. 4.1 представлена загальна система охолодження гідрогенератора-двигуна після реконструкції.

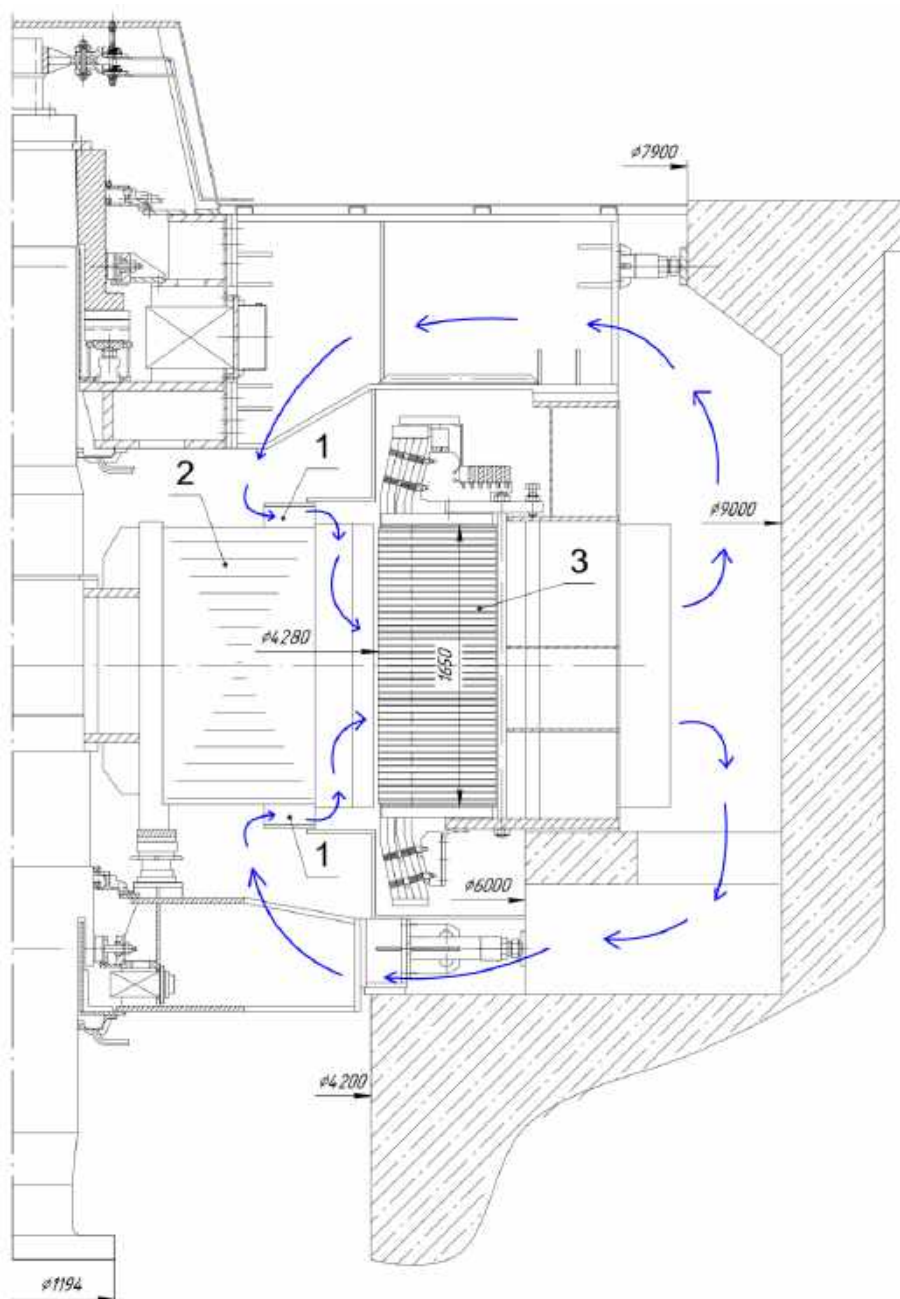


Рис. 4.1 – Система охолодження після реконструкції гідрогенератора-двигуна:

1 – відцентрові нагнітачі; 2 – ротор; 3 – осердя статора

Напір в системі забезпечується за допомогою двох відцентрових нагнітачів 1, встановлених на верхньому та нижньому торцях ободу ротора. Основна частина охолоджуючого повітря від нагнітачів з двох сторін надходить до полюсів ротора 2 та в повітряний зазор, також невелика частина відокремлюється в камери лобових частин обмотки статора. Після цього під дією напору нагнітачів та полюсів ротора з повітряного зазору основний потік,

як і в первинному варіанті, потрапляє в вентиляційні канали осердя статора 3 і далі всередину корпусу статора, де до нього приєднуються потоки з камер лобових частин. Далі об'єднаний потік проходить крізь повітроохолоджувачі, після чого охолоджене повітря двома шляхами (крізь верхню хрестовину, а також крізь фундамент та нижню хрестовину) знову потрапляє до нагнітачів.

## 4.2 Розрахунок системи охолодження

Для забезпечення належного теплового стану активних частин гідрогенератора-двигуна, що були закладені при розробці первинного проєкту, відцентрові нагнітачі реконструйованої системи охолодження гідрогенератора-двигуна повинні забезпечувати витрату та напір первинної системи згідно з таблицею 4.1.

Таблиця 4.1

Розрахункові газодинамічні параметри системи

Найменування параметру	Значення
Температура повітря на виході з повітроохолоджувача, °С	35
Початковий тиск у стані спокою, Па	101325
Витрата повітря на один нагнітач, м <sup>3</sup> /с	40
Загальна кількість нагнітачів	2
Мінімальний напір, що створюється одним нагнітачем, Па	1500
Падіння напору в повітроохолоджувачі, Па	250
Кількість повітроохолоджувачів	6

Конструкція нової системи охолодження симетрична відносно горизонтальної магнітної осі гідрогенератора-двигуна, тому аналітичні обчислення можуть проводитись для однієї з половин система охолодження, тобто для напівконтуру з одним нагнітачем відцентрового типу, що складається з робочого колеса (РК) з радіальними лопатками, розташованими на ободі ротора.

Для перевірки параметрів існуючого гідрогенератора-двигуна був виконаний його перевірочний електромагнітний розрахунок. За результатами розрахунку визначені теплові втрати, які виділяються в активних частинах та

відводяться охолоджуючим повітрям і далі водою в повітроохолоджувачах. Розрахункові сумарні теплові втрати гідрогенератора-двигуна складають 1668 кВт в режимі роботи генератора та 1792 кВт в режимі роботи двигуна.

Ці дані підтверджуються результатами визначення втрат калориметричним методом [2] під час випробувань гідрогенератора-двигуна, що проводились в процесі його експлуатації в режимах роботи, близьких до номінальних режимів генератора та двигуна.

При цьому активні частини гідрогенератора-двигуна мають запаси по температурам порівняно з їхніми гранично припустимими значеннями для класу нагрівостійкості ізоляції 130 (В) відповідно до таблиці 1.2. Наявні запаси по температурам зведені в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2

Запаси по температурам за результатами випробувань

Найменування	Запас по температурі, °С
Обмотка статора	20
Осердя статора	30
Обмотка ротора	20

На основі найбільшого значення теплових втрат  $\sum p = 1792$  кВт, попередньо прийнявши значення підігріву повітря  $\Delta T = 20$  К, за формулою (2.1) можна визначити розрахункове значення витрати повітря, необхідного для відведення цих втрат:

$$Q = \frac{\sum p}{c_p \cdot \rho \cdot \Delta T} = \frac{1792}{1,005 \cdot 1,146 \cdot 20} = 77,8 \text{ м}^3/\text{с},$$

де  $c_p = 1,005$  кДж/(кг · К) – теплоємність повітря при постійному тиску;

$\rho = 1,146$  кг/м<sup>3</sup> – густина повітря при температурі 35 °С.

Отримане розрахункове значення витрати повітря практично співпадає з

прийнятим для проектування системи вентиляції значенням  $2 \cdot 40 = 80 \text{ м}^3/\text{с}$  (в двох напівконтурах разом) в таблиці 3.1, що було визначене на основі даних первинної системи охолодження з примусовими нагнітачами.

#### **4.2.1 Аналітичний розрахунок системи охолодження**

Аналітичний розрахунок системи охолодження проводиться ітераційним методом [3] шляхом обчислення розподілу потоків повітря в елементах еквівалентної схеми заміщення, складеної на основі конструкції системи охолодження реконструйованого гідрогенератора-двигуна.

На схемі напівконтуру, зображеній на див. рис. 4.2, цифрами показані наступні гідравлічні опори: 1 – вихід із нагнітача; 2 – камера лобових частин обмотки статора; 3 – вхід в міжполюсний простір; 4...23 – повітряний зазор між вентиляційними каналами статора ; 24...43 – вентиляційні канали в активній сталі статора; 44 – вихід з осердя статора ; 45 – вихід з камери лобових частин; 46 – вхід в повітроохолоджувачі ; 47 – повітроохолоджувачі; 48 – вихід з повітроохолоджувачів; 49 – камера холодного повітря ; 50 – вхід в хрестовину ; 51 – простір між лапами хрестовини; 52 – вихід з хрестовини; 53 – вхід до нагнітача.

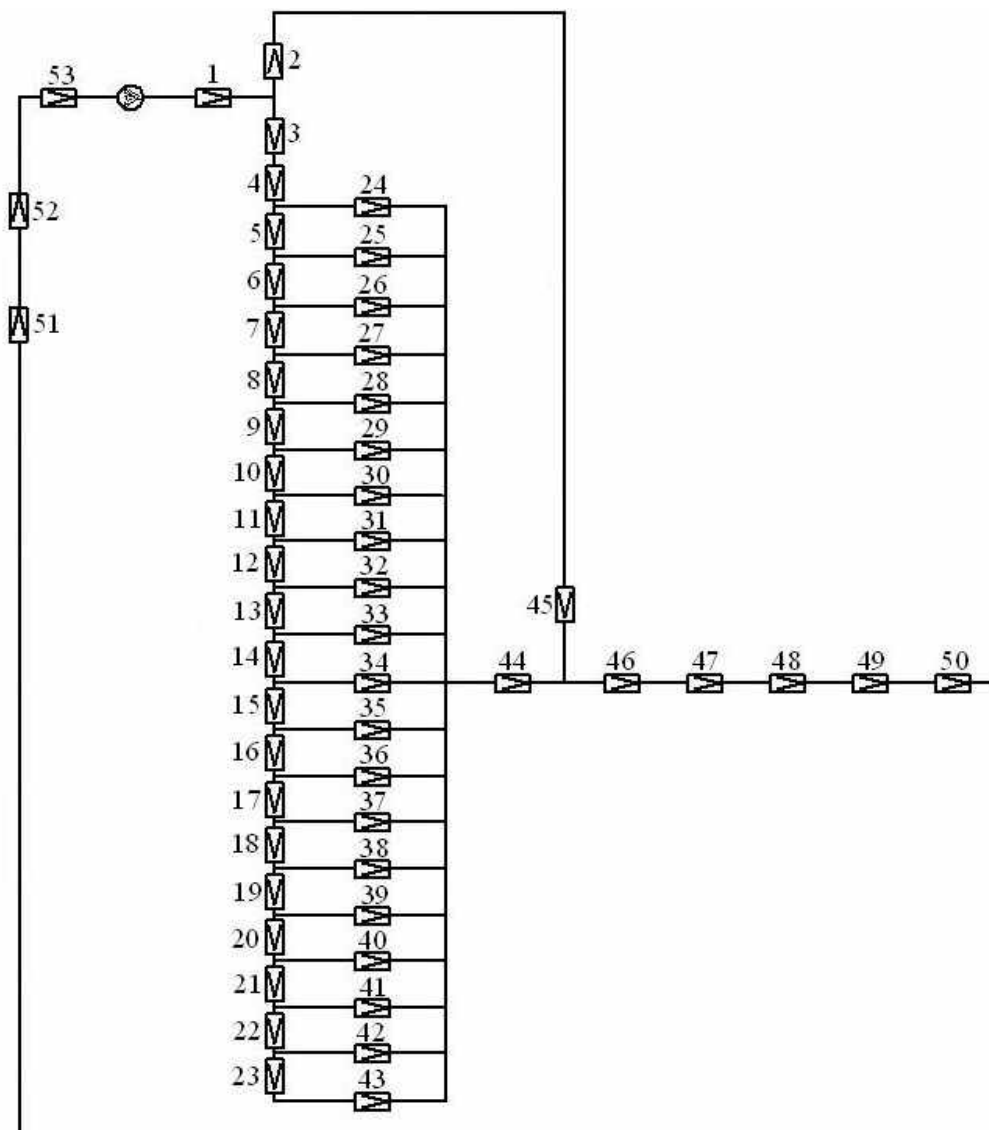


Рис. 4.2 – Схема заміщення напівконтуру системи охолодження гідрогенератора-двигуна

У якості вихідних даних для визначення втрат тиску на гідравлічних опорах задані геометричні характеристики повітропроводу на кожній з розглянутих ділянок та наявні конструктивні особливості (повороти потоку, звуження або розширення потоку, тощо). Визначення втрат тиску виконувалось за формулами (2.2)...(2.21).

Отримані результати розрахунку зведені в таблицю 4.3, де  $Q$  – витрата повітря,  $\Delta P$  – витрата тиску на розглянутій ділянці.

## Результати аналітичного розрахунку системи вентиляції

Ділянка системи	$v$ , м/с	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$\Delta P$ , Па
Вихід повітря з нагнітача та вхід до зони лобових частин	12,7...44,8	14,2	14,2
Вихід повітря з нагнітача та вхід у міжполюсний простір	23,2...44,8	25,8	83,9
Вертикальний рух повітря крізь повітряний зазор та міжполюсний простір	1,24...24,8	1,29...25,8	0,204...7,94
Вхід повітря в вентиляційні канали статора	13,7...16,7	1,16...1,42	0,240...6,25
Рух повітря вентиляційними каналами статора	13,7...16,7	1,16...1,42	10,3...11,2
Вихід повітря з каналів статора в зону корпусу статора	5,33...6,51	23,2...28,4	25,6...31,2
Рух повітря усередині корпусу статора	2,13...15,2	40	6,93
Рух повітря крізь повітроохолоджувачі	46,2	40	250
Вихід повітря з повітроохолоджувачів та перехід у область простору між корпусом статора та фундаментом	4,04	40	0,256
Рух повітря в області між корпусом статора та фундаментом	1,67	40	0,104
Поворот повітря у простір між лапами хрестовини	1,67...2,52	40	0,044
Рух повітря у просторі між лапами хрестовини	2,52...6,0	40	0,626
Вхід повітря у зону вхідної кромки нагнітача	6,0...43,2	40	0,397

Діапазони значень витрат повітря та втрат напору на ділянках вертикального руху повітря крізь повітряний зазор та міжполюсний простір характеризують різницю цих значень в залежності від висотного положення ділянки при поступовому відгалуженні повітря з повітряного зазору в кожен з вентиляційних каналів статора.

Відповідно у самих вентиляційних каналах статора існує деяка нерівномірність витрат повітря в окремих вентиляційних каналах, що мають різне висотне положення, внаслідок різних умов руху повітря в повітряному зазорі.

Різниця швидкостей повітря на інших ділянках виникає внаслідок різних площ перерізу повітропроводу на початку та в кінці ділянки, що розглядається.

Як видно з результатів розрахунку, з загальної витрати повітря  $40 \text{ м}^3/\text{с}$  в напівконтурі на охолодження лобових частин обмотки статора витрачається  $14,2 \text{ м}^3/\text{с}$ , а інші  $25,8 \text{ м}^3/\text{с}$  повітря проходять через повітряний зазор та полюси ротора і далі крізь вентиляційні канали статора (в середньому по  $1,29 \text{ м}^3/\text{с}$  крізь кожен з 20-ти вентиляційних каналів в верхній або нижній половині статора).

#### 4.2.2 Розрахунок системи охолодження у тривимірній постановці

Визначення характеристик потоку повітря реконструйованої системи охолодження в тривимірній постановці виконується за допомогою розрахункового комплексу SolidWorks Flow Simulation [4, 5].

Для виконання розрахунку системи вентиляції гідрогенератора-двигуна в тривимірній постановці була попередньо побудована модель конструкції з усіма елементами, що впливають на протікання потоку повітря.

На рис. 4.3 представлена тривимірна розрахункова модель системи вентиляції. На рисунку позначені: А – розрахунковий вентилятор, В – розрахунковий охолоджувач повітря [10].

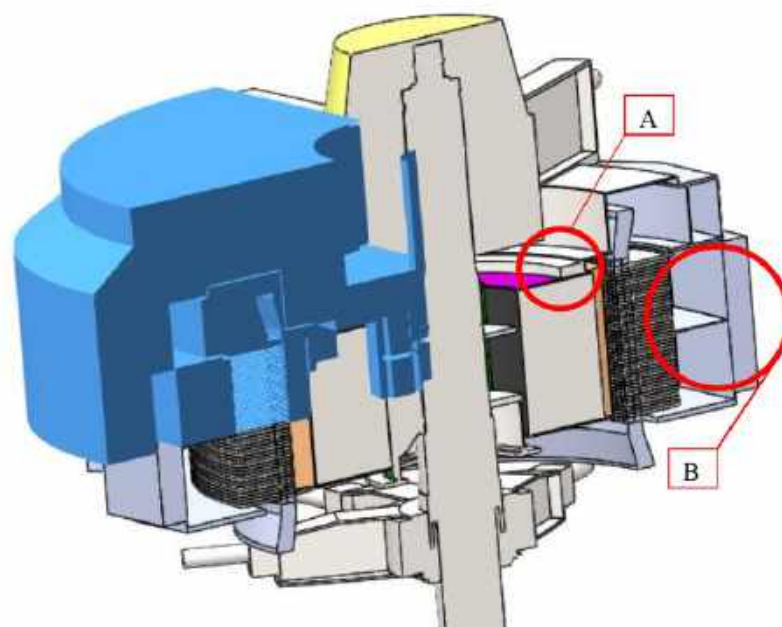


Рис. 4.3 – Розрахункова модель

На рис. 4.4 більш докладно показана тривимірна модель розрахункового вентилятора (зона А з рис. 4.3), стрілками зображений напрямок руху повітря на вході та на виході.

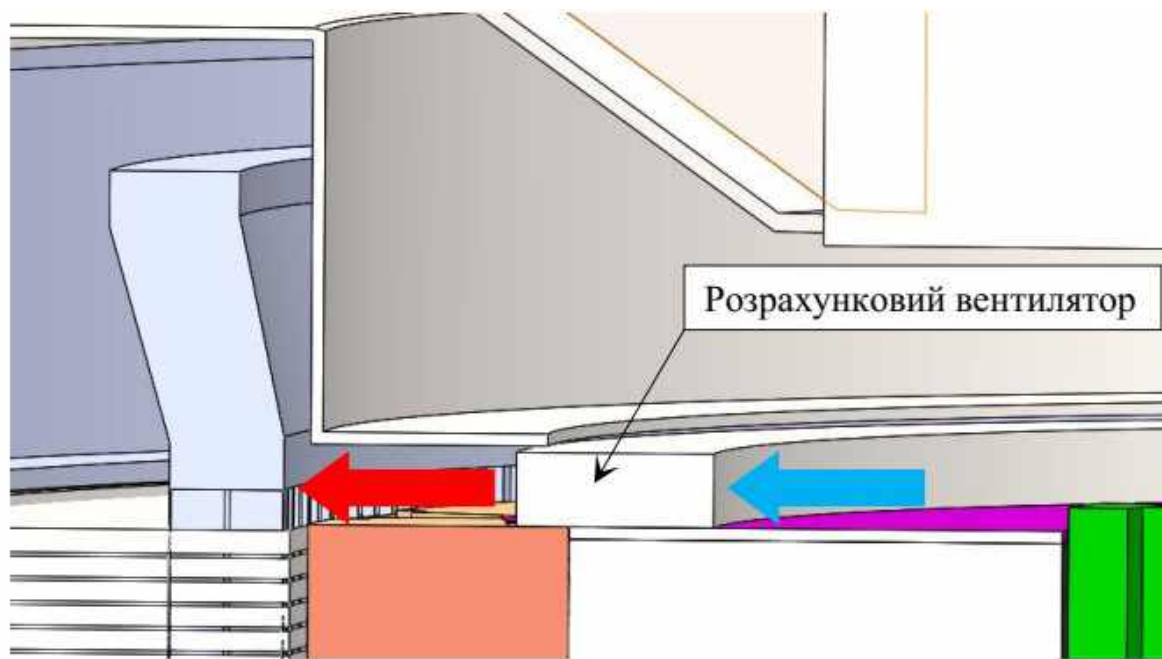


Рис. 4.4 – Модель розрахункового вентилятора

Рис. 4.5 ілюструє тривимірну модель повітроохолоджувача (зона В з рис. 4.3). Також на рисунку червоними стрілками показаний вхід в повітроохолоджувач гарячого повітря, нагрітого тепловими втратами в активних частинах гідрогенератора-двигуна, синіми стрілками позначений вихід охолодженого повітря в простір між корпусом статора та фундаментом.

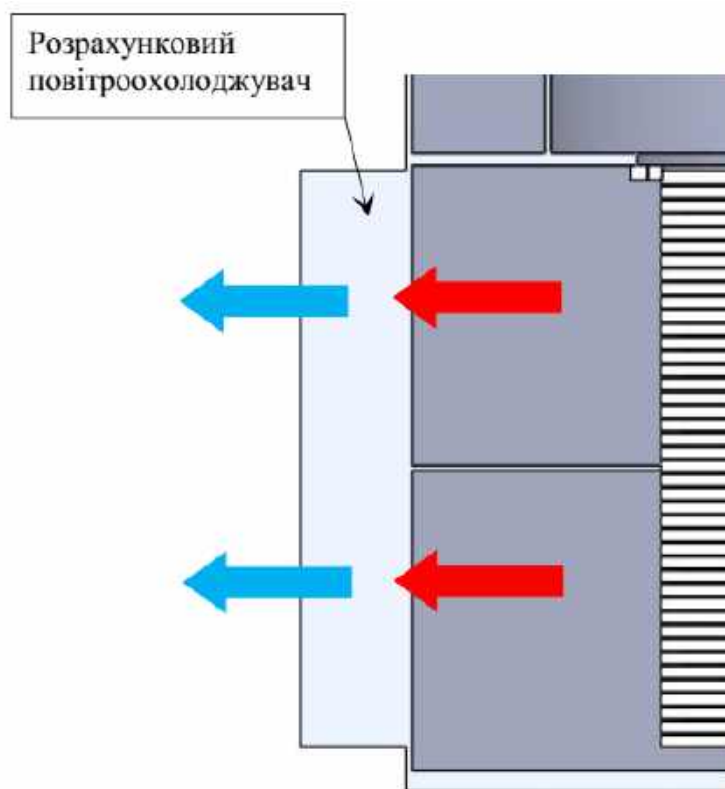


Рис. 4.5 – Модель повітроохолоджувача

На рис. 4.6 представлена розрахункова область моделі гідрогенератора-двигуна та робочі параметри сітки. В процесі розрахунків детальне дослідження виконується в межах 1/4 частини гідрогенератора-двигуна, при цьому задані регулярні умови симетрії по колу.

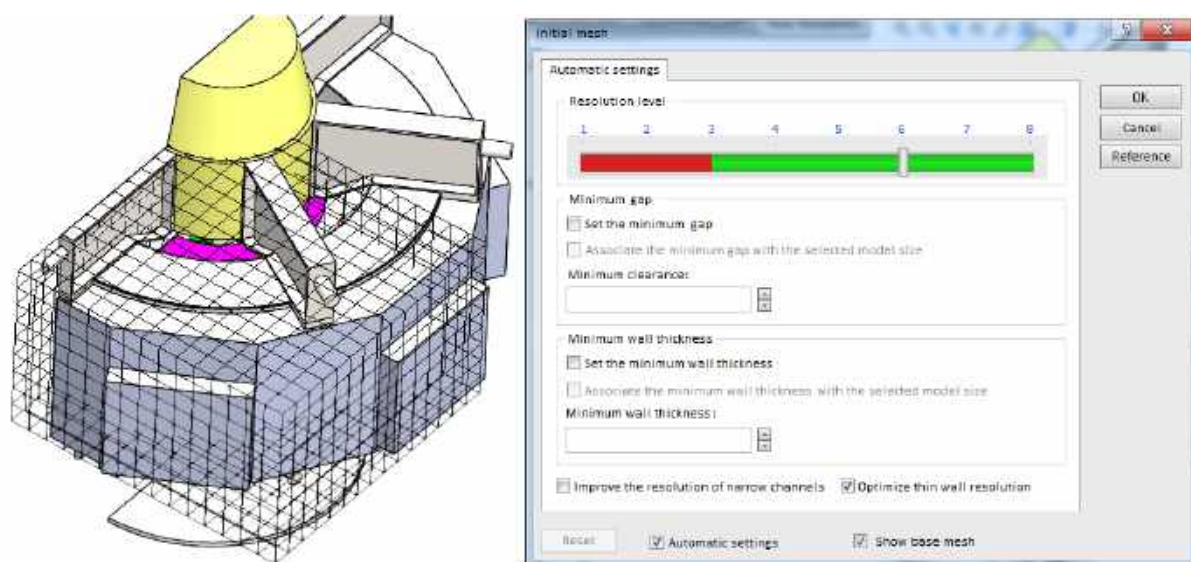


Рис. 4.6 – Розрахункова область гідрогенератора та параметри сітки

Газодинамічні параметри повітря, прийняті в розрахунку, наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

## Газодинамічні параметри повітря

Найменування параметру	Значення
Початковий тиск у стані спокою, Па	101325
Початкова температура, °С	35
Кінематична в'язкість, м <sup>2</sup> /с	$1,66 \cdot 10^{-5}$

В розрахунку враховані всі елементи конструкції, що впливають на протікання охолоджуючого повітря, включаючи наявні зазори проміж струмопровідними елементами.

У вентиляційних каналах осердя статора, що виконані набагато вузькими порівняно з іншими ділянками вентиляційного тракту, використовується подрібнення розрахункової сітки (зменшення лінійного розміру осередків) для отримання задовільної точності розрахунків [6]. Також подрібнення сітки виконане для інших компонентів з незначними лінійними розмірами (менше  $1/100$  відносно діаметрального розміру ротора).

Критеріями збіжності розв'язку при виконанні розрахунку були зазначені такі значення за об'ємом: середня масова витрата повітря; мінімальний, середній та максимальний статичний тиск в досліджуваній області. Процес розрахунку продовжувався до досягнення критеріїв збіжності за результатами принаймні трьох послідовних розрахунків досліджуваної області [7].

Результат виконаних розрахунків у тривимірній постановці методом скінченних елементів представлений у вигляді розподілу потоків охолоджуючого повітря на різних ділянках системи охолодження гідрогенератора-двигуна.

Зокрема на рис. 4.7 відображене розташування розглянутих далі розрахункових поперечних перерізів конструкції. Характер протікання повітря всередині повітряних каналів гідрогенератора у цих перетинах представлений на

рис. 4.8...4.13.

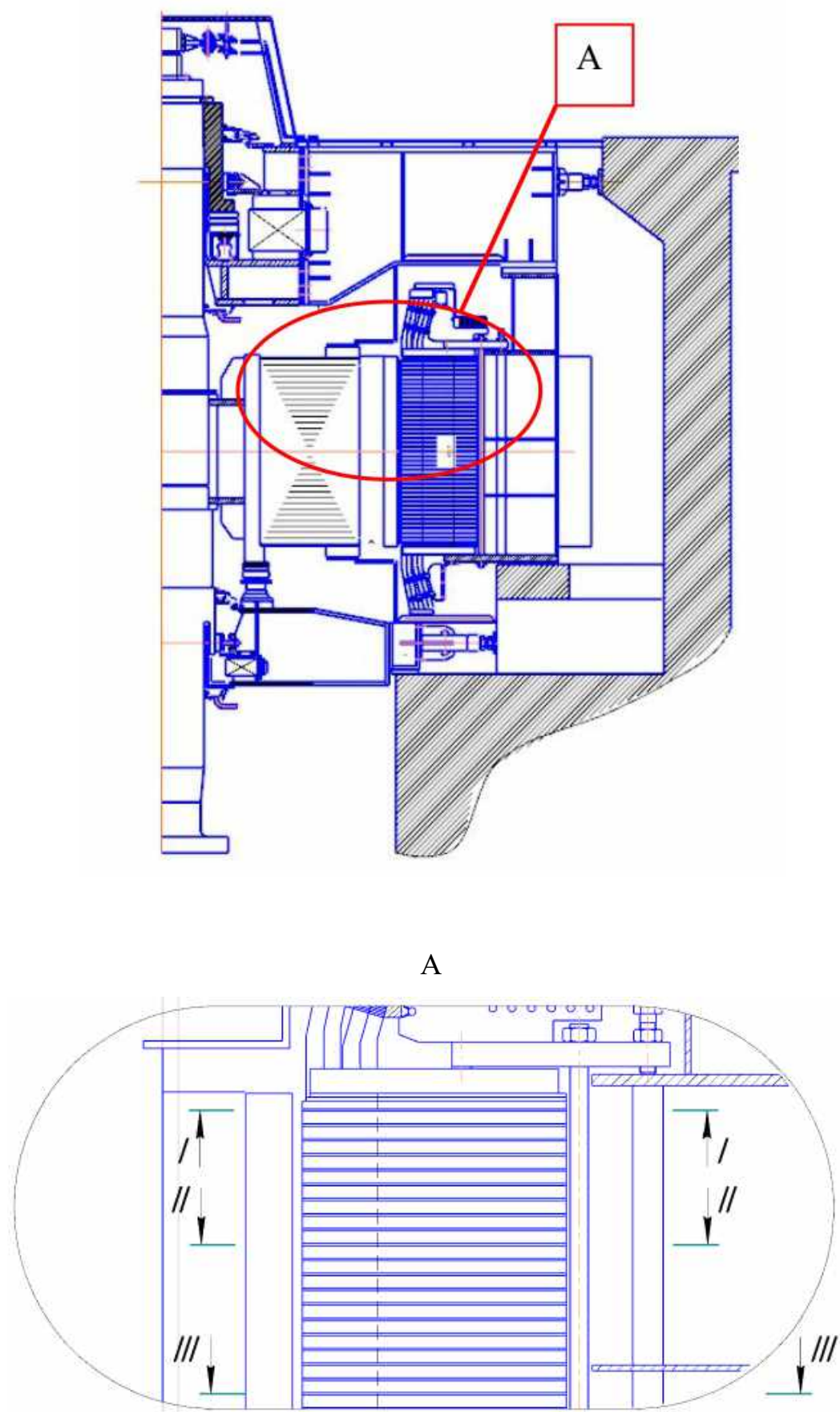


Рис. 4.7 – Розташування розрахункових перерізів моделі

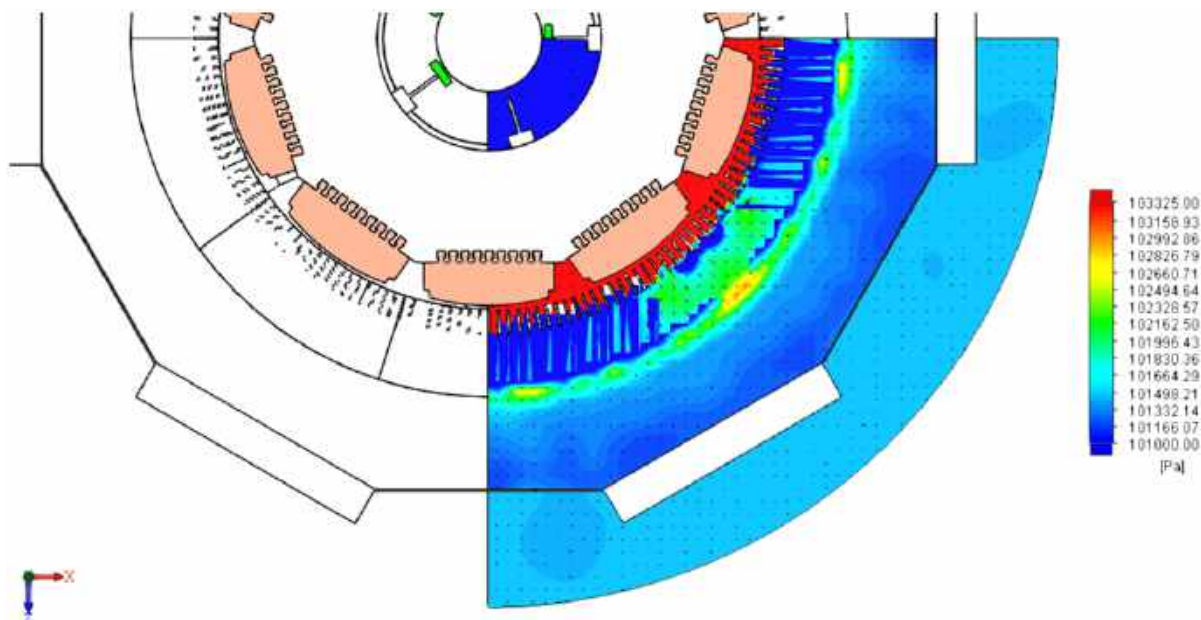


Рис. 4.8 – Параметри тиску охолоджуючого повітря в перерізі I-I

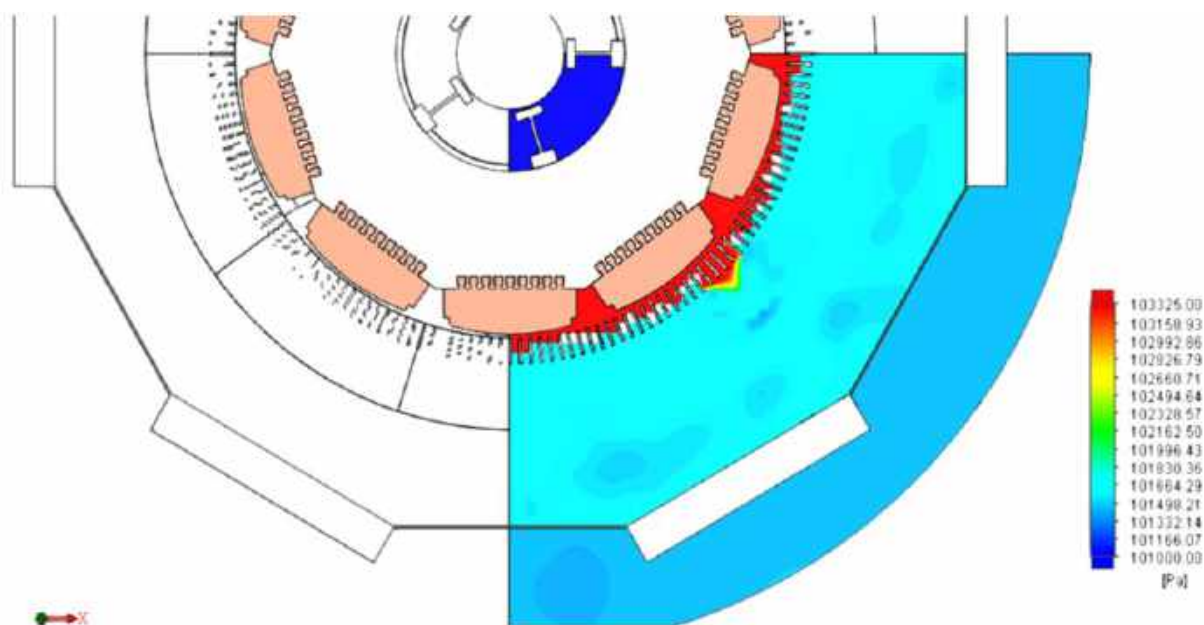


Рис. 4.9 – Параметри тиску охолоджуючого повітря в перерізі II-II

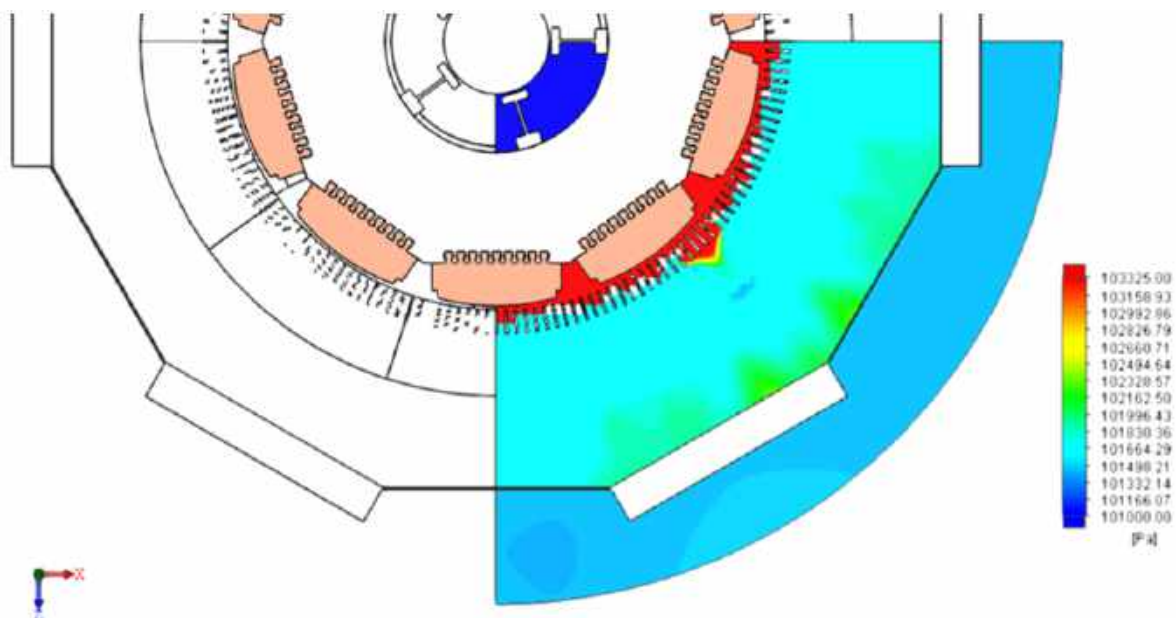


Рис. 4.10 – Параметри тиску охолоджуючого повітря в перерізі III-III

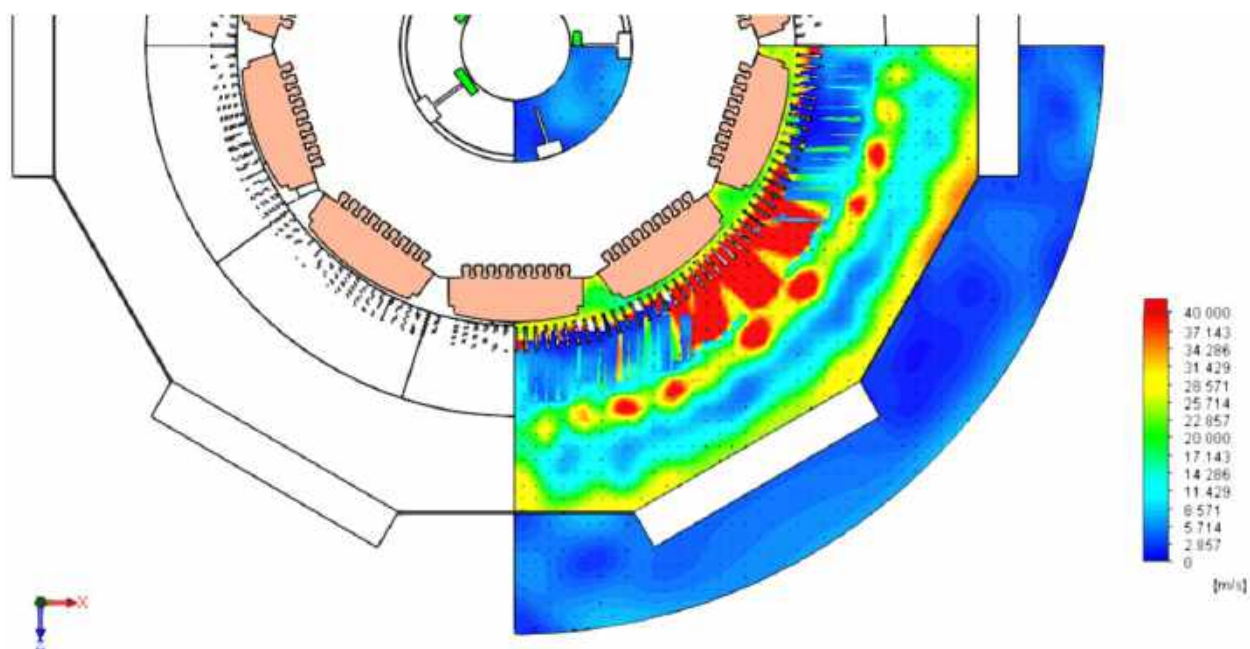


Рис. 4.11 – Параметри швидкостей охолоджуючого повітря в перерізі I-I

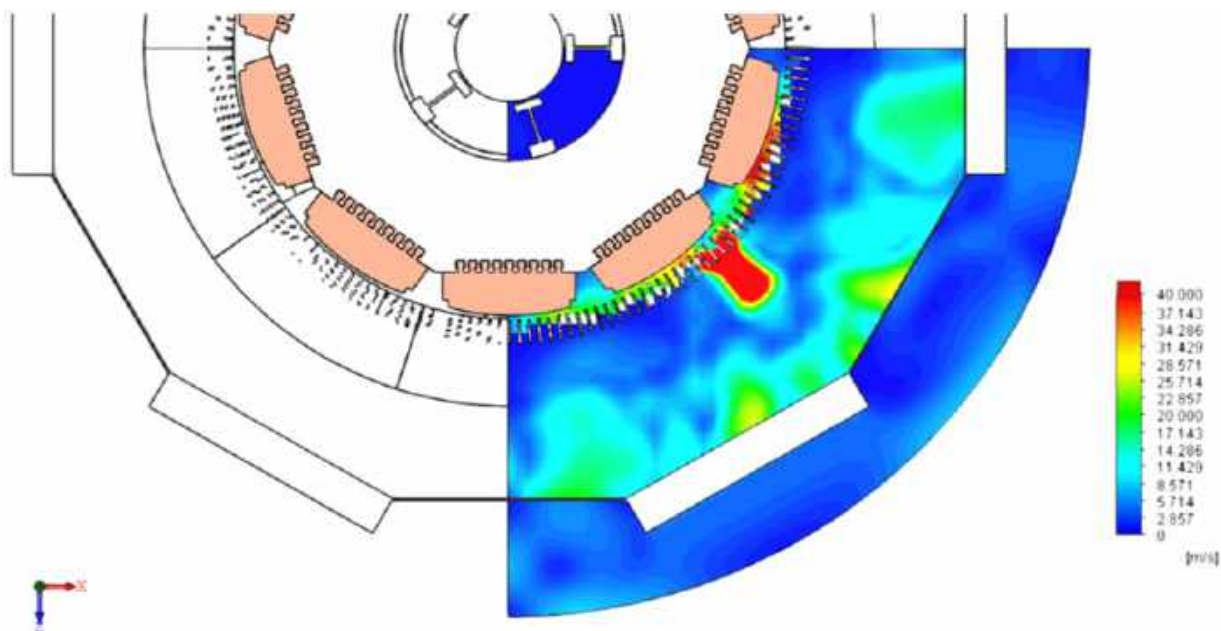


Рис. 4.12 – Параметри швидкостей охолоджуючого повітря в перерізі II-II

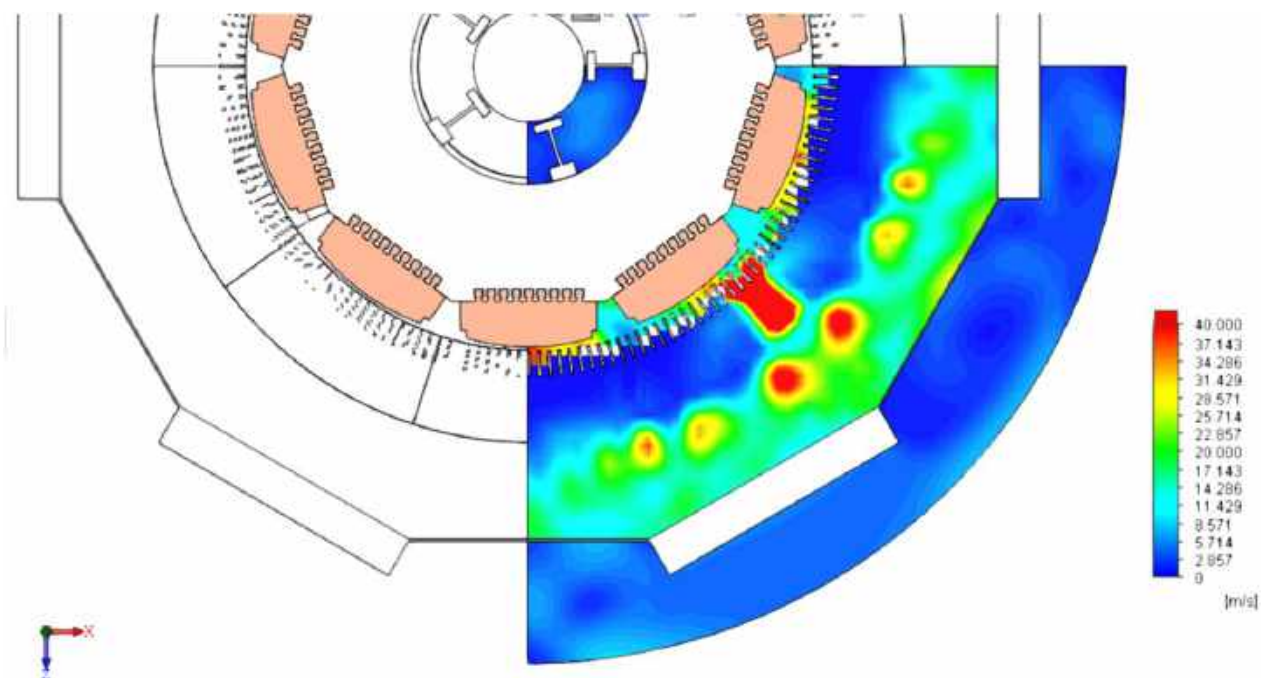


Рис. 4.13 – Параметри швидкостей охолоджуючого повітря в перерізі III-III

Для організації охолодження лобових частин та з'єднувальних шин обмотки статора передбачений перепуск повітря із камери лобових частин у внутрішній контур охолодження.

Для аналізу руху повітря крізь камеру лобових частин обмотки статора розглядалися два вертикальних перерізи, що відрізняються кутовим положенням відносно полюсів ротора гідрогенератора-двигуна, які впливають на параметри потоків повітря. Зокрема розглянуті переріз навпроти середини одного з полюсів та переріз, розташований між полюсами ротора.

Результати тривимірного розрахунку вентиляції лобових частин обмотки в цих двох перерізах представлені на рис. 4.14...4.17.

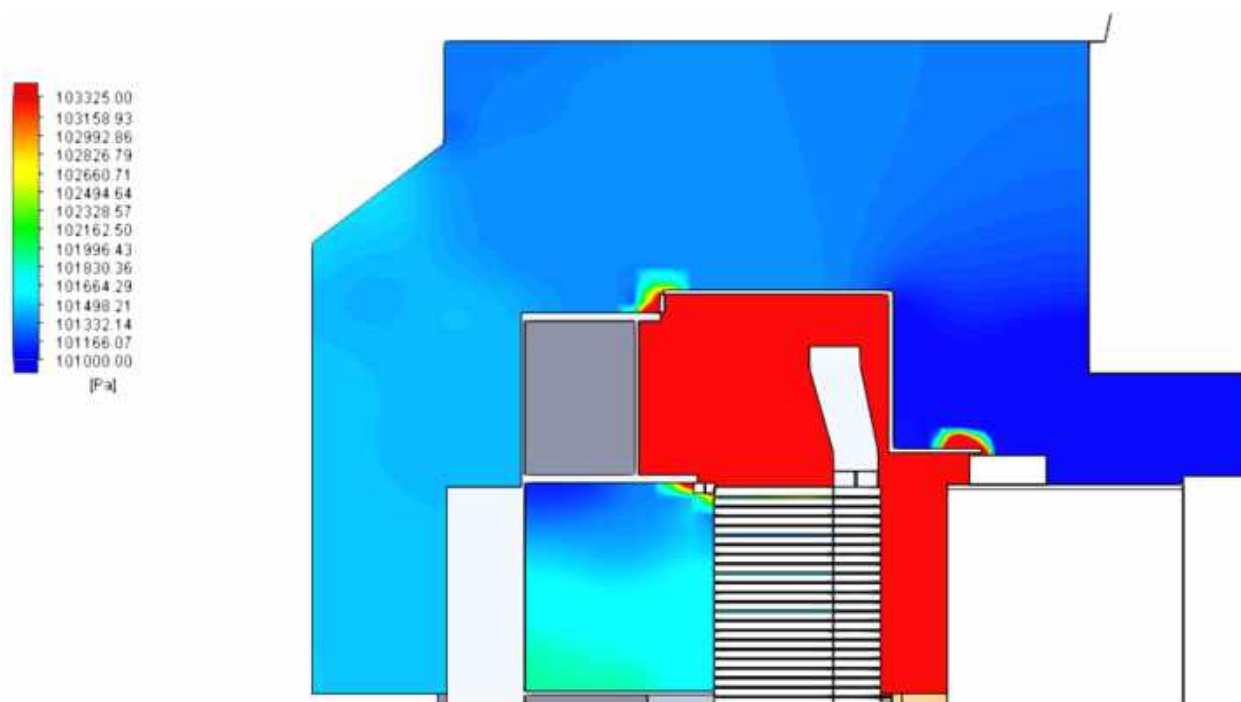


Рис. 4.14 – Розподіл тиску повітря в перерізі між полюсами ротора

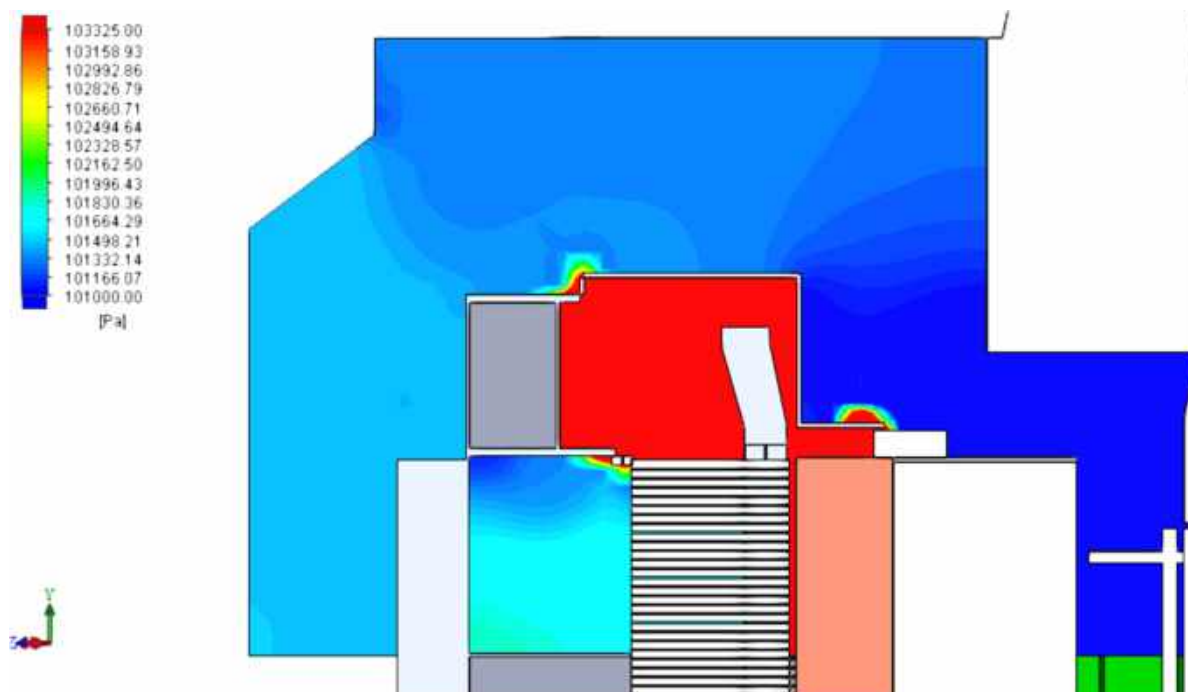


Рис. 4.15 – Розподіл тиску повітря в перерізі навпроти полюсу ротора

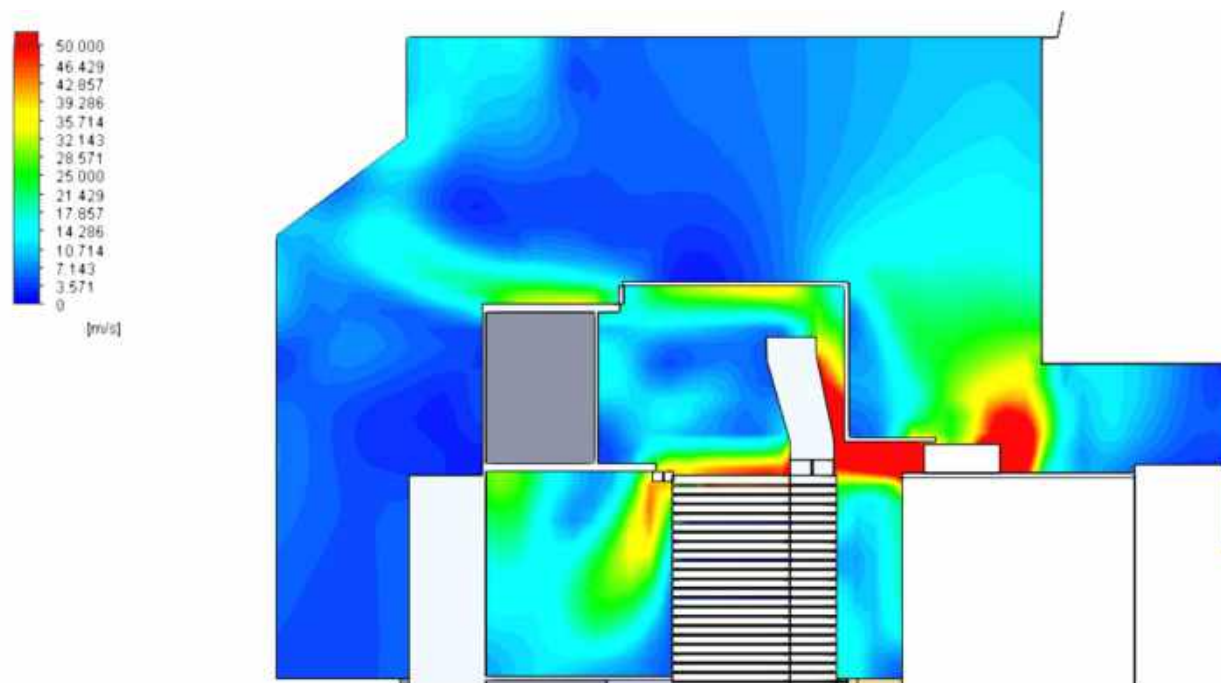


Рис. 4.16 – Розподіл швидкостей повітря в перерізі між полюсами ротора

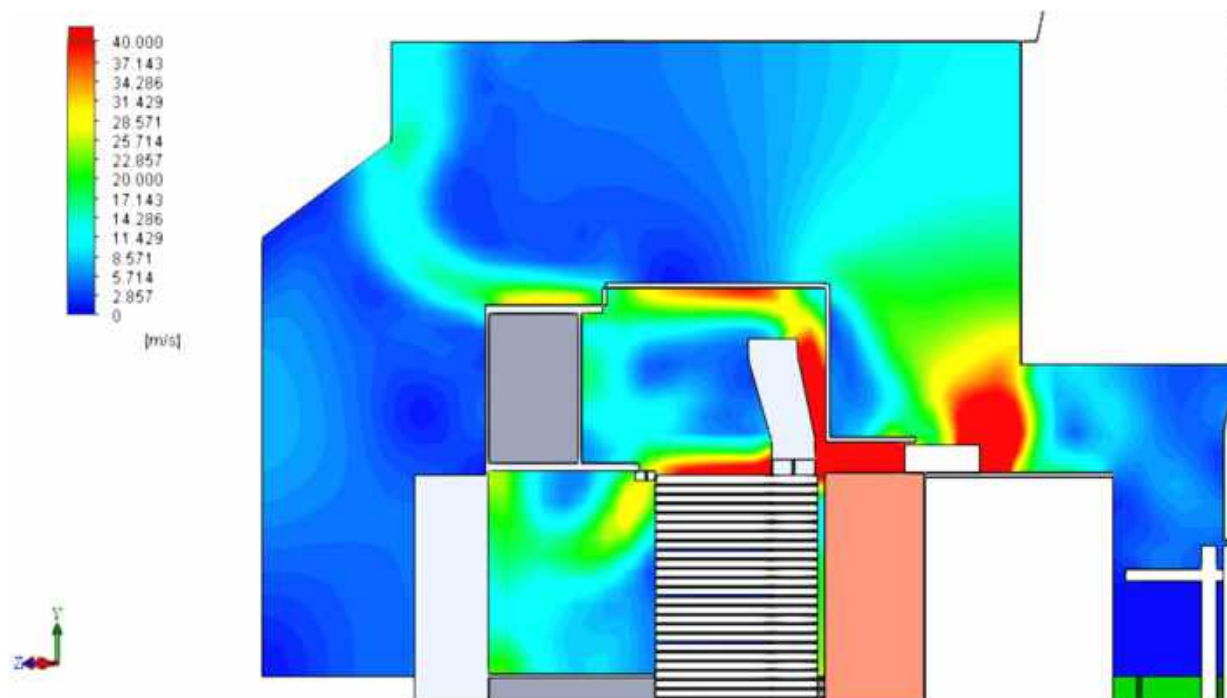


Рис. 4.17 – Розподіл швидкостей повітря в перерізі навпроти полюсу ротора

На рис. 4.18 представлені узагальнені суміщені дані результатів розрахунку параметрів потоку охолоджуючого повітря з вказаними характерними значеннями швидкостей та тисків у зазначених точках на різних ділянках системи охолодження.

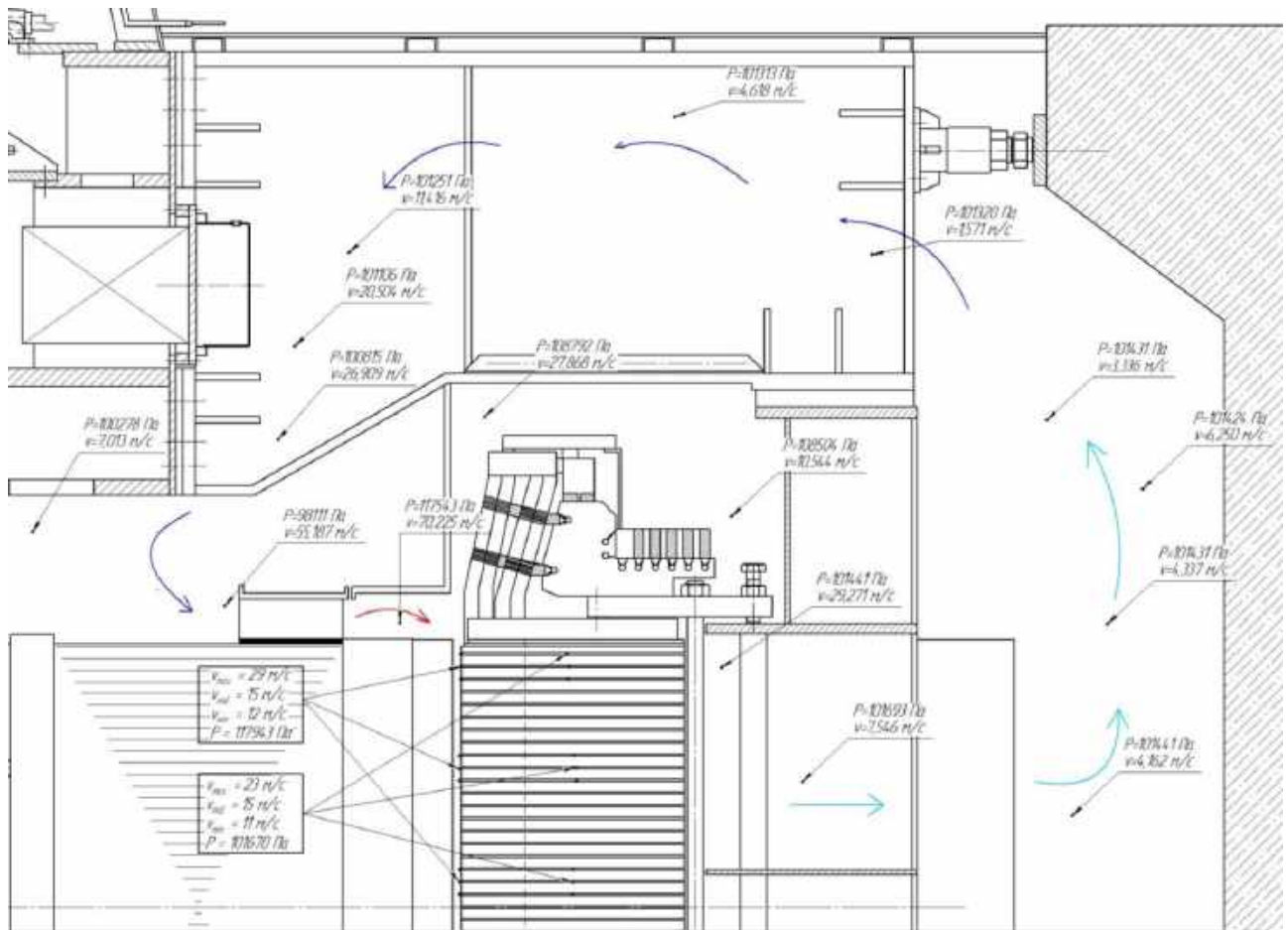


Рис. 4.18 – Тиск та швидкість повітря у деяких точках вертикального перерізу гідрогенератора-двигуна

На основі порівняння результатів аналітичного вентиляційного розрахунку та вентиляційного розрахунку в тривимірній постановці методом можна зробити висновок, що аналітичний розрахунок дає в цілому вірні результати, усереднені в межах кожної з ділянок прийнятої схеми заміщення. Тривимірний розрахунок дозволяє отримати більш точну картину розподілу тисків та швидкостей повітря в межах усього об'єму моделі.

При розрахунку газодинамічної течії методом скінченних об'ємів з використанням моделі турбулентності k-ε програмний комплекс надає можливість в автоматичному режимі отримувати значення коефіцієнту тепловіддачі (heat transfer coefficient). В даному випадку для розрахунку теплової задачі значення коефіцієнтів тепловіддачі були отримані в автоматичному режимі для характерних точок кожного з вузлів гідрогенератора-двигуна.

З використанням визначених площ поверхонь охолодження вузлів гідрогенератора-двигуна, коефіцієнтів тепловіддачі та розподілу теплоти (теплових втрат), що виділяється у вузлах, на основі формул (2.22) та (2.25) була розрахована температура поверхонь цих вузлів.

Далі з використанням відомих значень теплопровідності матеріалів на базі формул (2.23 та 2.24) була визначена температура міді обмоток та заліза осердя статора.

Результати розрахунку теплового стану наведені на рис. 4.19.

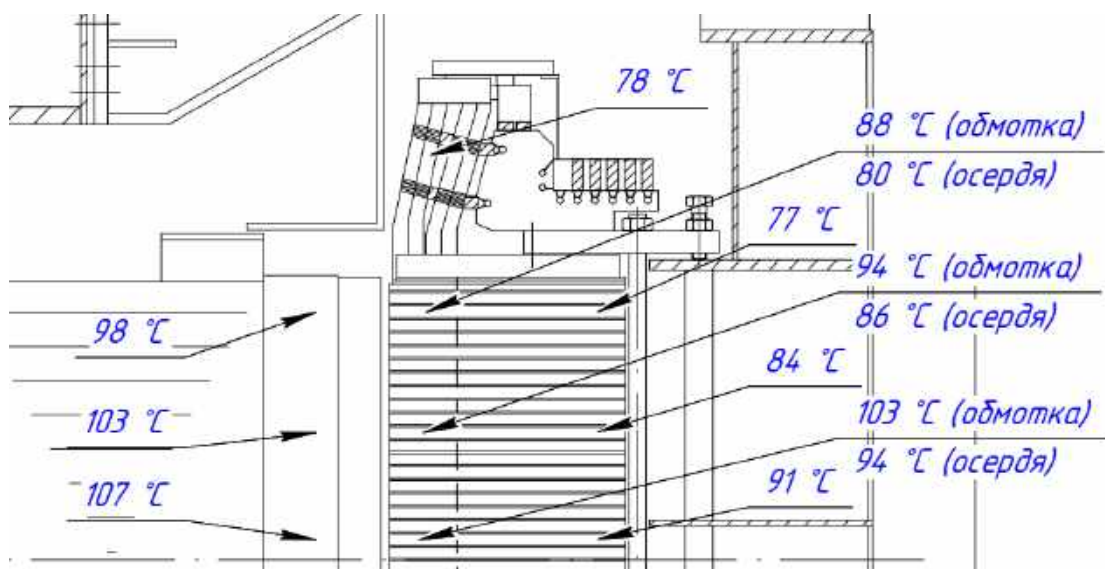


Рис. 4.19 – Розподіл температур вузлів гідрогенератора-двигуна

Як можна побачити з отриманого розподілу температур, в середній частині гідрогенератора-двигуна очікуваний нагрів на 9...14 °C перевищує нагрів в торцевих частинах за рахунок меншої швидкості потоку повітря в середній частині. Розрахункові запаси за максимальною температурою вузлів по відношенню до граничних температур, зведені в таблицю 4.5.

Таблиця 4.5

Розрахункові запаси по температурам

Найменування	Запас по температурі, °C
Обмотка статора	22
Осердя статора	31
Обмотка ротора	23

Отримані результати достатньо близькі до результатів випробувань гідрогенератора-двигуна з первинною системою охолодження, вказаних в таблиці 4.2, яка забезпечує температури вузлів в допустимих межах з достатніми запасами для забезпечення роботи гідроагрегату зі всіма експлуатаційними переваженнями, можливими за умовами роботи електричної мережі.

При цьому розрахункові запаси за температурами активних частин дозволяють розглянути питання потенційного збільшення потужності реконструйованого гідрогенератора-двигуна при забезпеченні відповідної потужності насос-турбіни, з якою він з'єднаний. Можливість збільшення потужності гідроагрегату може бути визначена на основі повного комплексу розрахунків гідрогенератора-двигуна і насос-турбіни. Орієнтовне значення потенціального збільшення потужності за тепловим станом вузлів гідрогенератора-двигуна складає 5...7% за умови забезпечення залишкового запасу температури для будь-якої з активних частин не менше 10 °С.

### **4.3 Висновки до четвертого розділу**

Обґрунтовано підвищення надійності та потужності гідрогенератора-двигуна за рахунок відмови від окремо встановлених нагнітачів у системі охолодження та введення в якості нагнітача спеціальних лопатей, розташованих на роторі, які можуть створювати необхідний напір при напрямку обертання ротора як за годинниковою стрілкою, так і проти неї

Розроблено принципи реконструкції системи охолодження гідрогенератора-двигуна з заміною існуючої примусової системи вентиляції з використанням окремо встановлених нагнітачів на нову систему, в якій у якості напірного елемента використовується встановлений на ободі ротора відцентровий нагнітач.

Розроблено схему заміщення системи вентиляції та аналітичний розрахунок ітераційним методом з визначенням витрат повітря та падінь тиску для кожної з ділянок схеми.

Проведено розробку тривимірної моделі гідрогенератора-двигуна для

виконання розрахунку в тривимірній постановці. На основі побудованої моделі виконано розрахунок розподілу параметрів потоку повітря методом скінченних елементів за допомогою розрахункового комплексу SolidWorks Flow Simulation.

Проведений розрахунок показав, що зміна конструкції системи вентиляції гідрогенератора-двигуна шляхом заміни 12-ти примусових нагнітачів на два відцентрових нагнітача є принципово можливою. Така зміна конструкції системи вентиляції забезпечує суттєве підвищення надійності гідрогенератора-двигуна завдяки відмові від використання 12-ти електродвигунів приводу нагнітачів.

Отримані поля швидкостей і тисків уздовж всього вентиляційного тракту свідчать про те, що зміна конструкції нагнітачів забезпечує збереження задовільного теплового стану гідрогенератора-двигуна з наявними запасами за температурами активних частин, що дозволяють розглядати питання потенційного підвищення потужності гідроагрегату.

#### **4.4 Література до четвертого розділу**

1. Bleier, F.P. Fan Handbook: Selection, Application and Design, 1st ed.; McGraw-Hill: New York, NY, USA, 1997; p. 640;
2. ДСТУ ІЕС 60034-2-2:2019 Машини електричні обертові. Частина 2-2. Спеціальні методи визначення окремих втрат великих машин на підставі випробувань. Доповнення до ІЕС 60034-2-1 (ІЕС 60034-2-2:2010, IDT);
3. 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. <https://doi.org/10.1109/TIE.2009.2031191> ;
4. Akin J.E. Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks. New Jersey; London; Singapore; Beijing; Shanghai; Hong Kong; Taipei; Chennai: World Scientific, 2009. – 303 p.;
5. Кобзар К.О., Третяк О.В., Шуть О.Ю., Полієнко В.Р., Гакал П.Г., П'ятницька Є.С. Розроблення й впровадження перспективних методів

розрахунку і моделювання при проектуванні та експлуатації потужних турбогенераторів та гідрогенераторів для ТЕС, АЕС, ГЕС, ГАЕС. Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Сер. Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії. Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 5 (1281). с. 38–45  
[https://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2018\\_5.pdf](https://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2018_5.pdf) ;

6. Gakal P., **Tretiak I.**, Arefieva M., Nazarenko V. (2024). Thermal State Determination of the Heat Exchanger in the Three-Dimensional Setting, Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. V. 1008. Lecture Notes in Networks and Systems. PP. 327–336.  
[https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6\\_28](https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_28) ;

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

8. 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.  
<https://doi.org/10.1109/IEMDC.2001.939411> .

## ВИСНОВКИ

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

1. Були розглянуті особливості реконструкції системи охолодження гідрогенератора-двигуна з заміною окремо встановлених нагнітачів на нагнітачі, встановлені безпосередньо на ободі ротора. Для цього був проведений огляд особливостей конструкції, роботи та області застосування систем охолодження гідрогенераторів в залежності від їхніх параметрів.

2. Був розроблений удосконалений метод розрахунку системи охолодження гідрогенератора-двигуна в тривимірній постановці, що відрізняється уточненим завданням початкових та граничних умов.

3. Були визначені необхідні параметри нагнітачів та виконане дослідження теплових та аеродинамічних процесів в реконструйованій системі охолодження гідрогенератора-двигуна. За результатами дослідження підтверджена можливість підвищення надійності гідрогенератора-двигуна за рахунок заміни напірних елементів зі збереженням задовільного теплового стану активних частин, а також потенційна можливість підвищення потужності гідроагрегату.

4. Був проведений механічний аналіз працездатності спроектованого робочого колеса нагнітача при номінальній та максимальній частотах обертання з підтвердженням його працездатності в всіх припустимих умовах експлуатації.

ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ  
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

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

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

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

3. Tretiak O., Kravchenko S., Shestak B., Shpitalnyi D., Arefieva M., **Tretiak I.**, Serhienko S., Kovryga A. (2025). Devising a method for designing multicomponent diffusers of compressors in turbogenerators with hydrogen cooling. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 4. 26-38. (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.337285> ;

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

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

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

1. Гакал П., **Третяк І.**, Ареф'єва М. (2024). Дослідження процесів

теплопередачі в системах охолодження гідрогенераторів. Відкрита науково-практична конференція "Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки"; Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2024

<https://dspace.library.khai.edu/xmlui/bitstream/handle/123456789/7872/90-91.pdf?sequence=1> ;

2. Gakal P., **Tretiak I.**, Arefieva M., Nazarenko V. (2024). Thermal State Determination of the Heat Exchanger in the Three-Dimensional Setting, Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. V. 1008. Lecture Notes in Networks and Systems. PP. 327–336. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6\\_28](https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_28) .

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

1. Патент на корисну модель UA 158317 Україна, МПК H02K 9/04, H02K 9/08. Система охолодження гідрогенератора капсульного типу / Третяк О.В., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., Кравченко С.С. Шульга І.М., Ареф'єва М.О., **Третяк І.І.** – № u202401526; заявл. 25.03.2024; опубл. 22.01.2025; Бюл. № 4. – 5 с. <https://ipro-pua.com/inv/6eupjyg4> .

## ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

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



Світлана ДОМБРОВСЬКА

**АКТ № 1 від 25 березня 2026р.**

про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
"Підвищення потужності та надійності генераторів за рахунок вдосконалення  
теплових процесів"  
здобувачки кафедри 205  
Третяк Ірини Ігорівни  
на здобуття ступеня вищої освіти - доктор філософії  
за спеціальністю 142 - Енергетичне машинобудування

Комісія у складі:

голови: в.о. завідувача кафедри аерокосмічної теплотехніки, к.т.н., доцента Костянтина СПІФАНОВА

членів: доцента кафедри аерокосмічної теплотехніки, к.т.н., доцента Іллі ПЕТУХОВА  
доцента кафедри аерокосмічної теплотехніки, к.т.н., доцента Олексія ЛИСИЦІ

у період з 24 березня 2026 року до 25 березня 2026 року розглянула матеріали наукових досліджень Третяк Ірини Ігорівни

Комісія засвідчує:

1. Результати дисертаційного дослідження, яке особисто проведене Третяк Іриною Ігорівною, містять створений новий метод розрахунку системи охолодження гідрогенераторів у тривимірній постановці для симетричної задачі, що враховує всі конструктивні особливості конструкції, розподіл аеродинамічних параметрів повітря та характеристики нагнітача.

Вперше обґрунтовано підвищення надійності та потужності гідрогенератора-двигуна за рахунок відмови від окремо встановлених нагнітачів в системі охолодження та введення в якості нагнітача спеціальних лопатей, розташованих на роторі, які можуть створювати необхідний напір при напрямку обертання ротора як за годинниковою стрілкою, так і проти неї.

Удосконалено алгоритм формування граничних умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів гідрогенераторів в частині визначення аеродинамічних параметрів повітря, конструктивних властивостей вузлів та елементів гідрогенераторів, теплофізичних властивостей повітря.

Результатом проведених досліджень стали розроблені ефективні методи моделювання

аеродинамічних параметрів системи охолодження, теплового стану вузлів гідрогенераторів, в тому числі гідрогенераторів-двигунів. Розробка розрахункових моделей теплових, аеродинамічних та напружено-деформованих процесів у гідрогенераторах, гідрогенераторах-двигунах та інших типах електричних машин у тривимірній постановці дасть змогу оптимізувати їхні конструктивні та масогабаритні параметри з безумовним забезпеченням вимог діючих стандартів та забезпеченням належної надійності та ефективності, що має велике наукове і практичне значення для енергетичної безпеки України та інших країн світу.

Розроблена конструкція відцентрового нагнітача може бути використана для підвищення ефективності систем охолодження, що в свою чергу дасть змогу збільшити потужність та надійність гідрогенераторів.

Запропонований метод може бути використаний при проектуванні та розрахунку багатокомпонентних високоефективних систем охолодження авіаційної та аерокосмічної техніки.

2. Результати наукових досліджень використані при розробці робочих програм та внесені у лекційні курси дисциплін «Комп'ютерні технології моделювання задач теплофізики» та «Математична фізика».

3. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

Голова комісії

к.т.н., доцент



Костянтин СПІФАНОВ

Члени комісії

к.т.н., доцент



Ілля ПЕТУХОВ

к.т.н., доцент



Олексій ЛИСИЦЯ

ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ  
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ



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

Юридична/фактична/поштова адреса: 61037, м. Харків,  
проспект Героїв Харкова, 199

<http://www.khemz.com.ua>

e-mail: [officekhemz@gmail.com.ua](mailto:officekhemz@gmail.com.ua)

Вих № 01/95  
від 19.03.2026

**АКТ**

про впровадження результатів дисертаційної роботи

Третяк Ірини Ігорівни

"Підвищення потужності та надійності генераторів за рахунок вдосконалення  
теплових процесів"

на ТОВ "Харківський електро-машинобудівний завод"

Даним актом підтверджується, що наукові результати дисертаційної роботи Третяк Ірини Ігорівни впроваджені в повному обсязі при проектуванні та виробництві синхронних електричних машин та великих машин постійного струму в частині дослідження теплового стану конструкцій та підвищення ефективності системи охолодження.

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

Директор ТОВ "ХЕМЗ"



Сергій СЕРПІЄНКО