

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Жуков Антон Юрійович

УДК 629.7: 539.3: 621.313

ДИСЕРТАЦІЯ
ОПТИМІЗАЦІЯ МАСОГАБАРИТНИХ ПОКАЗНИКІВ
ВЕЛИКИХ МАШИН ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка

13 Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень.

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

_____ А.Ю. Жуков

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

Харків – 2025

АНОТАЦІЯ

Жуков А.Ю. Оптимізація масогабаритних показників великих машин постійного струму. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

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

Дисертаційну роботу присвячено актуальному питанню оптимізації масогабаритних показників великих електричних машин постійного струму шляхом створення нових методів тривимірного розрахунку теплового та напружено-деформованого стану вузлів та деталей активних та конструктивних частин цих машин. В ході досліджень були виконані розрахунки руху охолоджуючого повітря та розподілу температур в зоні колектору та щіткового апарату електродвигуна постійного струму з метою оптимізації його масогабаритних показників та для забезпечення можливості надійної роботи після впровадження примусової системи вентиляції цих вузлів. Також були виконані розрахунки напружено-деформованого стану елементів якоря електродвигуна для підтвердження можливості виконання оптимізаційних робіт, пов'язаних з механічною обробкою поверхонь та тепловою посадкою елементів.

Метою дисертаційної роботи є розробка методів та алгоритмів наукового обґрунтування комплексних рішень оптимізації масогабаритних показників великих машин постійного струму з використанням сучасних методів скінченних елементів та обчислювальної гідрогазодинаміки.

Перший розділ дисертаційної роботи присвячений загальному аналізу конструкції електричних машин постійного струму та їх систем охолодження, а також їх взаємному впливу. Розглянуті найбільш поширені конструкції машин в залежності від їх призначення, а також характерні для них системи охолодження. Крім того, розглянуті основні принципи аналітичних розрахунків вентиляторів, які забезпечують циркуляцію охолоджуючого повітря, та процесів теплообміну та тепловідведення від активних частин машини для забезпечення вимог

нормативно-технічної документації до умов експлуатації електричних машин. Також проведений аналіз сучасних підходів до процесу оптимізації масогабаритних показників електричних машин з точки зору отримання кращих робочих характеристик та зменшення вартості виробництва. Визначені проблемні питання щодо оптимізації масогабаритних показників, зокрема, зокрема вибір матеріалів, варіанти зменшення теплових втрат в машині, додаткові дослідження температури та напружено-деформованого стану вузлів з використанням чисельних методів.

Другий розділ дисертаційної роботи присвячений обґрунтуванню алгоритму тривимірного розрахунку, використаного для дослідження газодинамічних процесів руху охолоджуючого газу та теплового стану конструктивних частин електричних машин на основі чисельного вирішення усереднених рівнянь Нав'є-Стокса. Розглянутий метод скінченних об'ємів (Finite Volume Method), який забезпечує ефективне чисельне розв'язування вказаних рівнянь, зокрема з застосуванням спеціалізованого модулю FlowSimulation для моделювання течії рідин та газів зі складу прикладного програмного пакету SolidWorks. Виконаний порівняльний аналіз можливостей різних існуючих напівемпіричних моделей турбулентності при моделюванні в'язких течій з різними характеристиками. Розглянутий варіант розбивки розрахункової області на неструктуровану тетраедральну та призматичну сітку для найкращої адаптації до складної геометрії елементів системи вентиляції електричної машини.

У третьому розділі представлені результати розрахунку теплового стану колекторів та щіткового апарату електричної машини постійного струму в двох варіантах: для базової конструкції вентиляції та для вдосконаленої конструкції вентиляції з примусовою подачею повітря. Розрахунок виконаний у тривимірній постановці на основі попередньо виконаного моделювання, при цьому для обох варіантів визначений розподіл потоків охолоджуючого повітря, тепловий стан повітря та колектору. На основі виконаних обчислень підтверджена можливість безпечної експлуатації колектору з впровадженою примусовою подачею повітря в усіх дозволених режимах експлуатації електродвигуна з дотриманням вимог

нормативно-технічної документації за допустимими температурами. Отримані результати дозволили оптимізувати конструкцію електричної машини за рахунок зменшення розмірів колекторного вузла.

У четвертому розділі представлені результати розрахунку методом скінченних елементів напружено-деформованого стану обертових частин електродвигуна після виконання ремонтних робіт. Зокрема, була обґрунтована можливість оптимізації за рахунок зменшення діаметру шийок валу електродвигуна після проточування поверхонь шийок для усунення наявних пошкоджень, підтверджена працездатність валу після ремонту з урахуванням дії всіх можливих навантажень. Крім того, розглянуте з'єднання з натягом, що виникає після гарячої посадки напівмуфти на робочий кінець валу електродвигуна, визначені механічні напруги від посадки у самій напівмуфті та в робочому кінці валу, підтверджена спроможність даної посадки передавати максимально можливий крутний момент.

Результатом проведених досліджень роботи стали розроблені ефективні методи оптимізації масогабаритних показників електричних машин завдяки використанню досліджень на основі чисельних методів, що забезпечують можливість зменшення розмірів вузлів машини за рахунок підвищеної точності розрахунків, що дозволяють виявити частини з наявними надлишковими запасами за температурою та міцністю.

Використання методів досліджень в тривимірній постановці дозволяє визначити наявні запаси з точки зору напружено-деформованого та теплового стану конструктивних елементів електричних машин, які неможливо отримати за допомогою існуючих методів спрощених аналітичних розрахунків. Використання вказаних методів дозволило отримати умови для оптимізації існуючих конструкцій електричних машин завдяки поліпшенню використання недовантажених елементів.

Використання представлених у роботі науково обґрунтованих методів дозволить забезпечити оптимізацію масогабаритних показників нових електричних машин та підвищення надійності існуючого електромашинного

обладнання, що використовується в гірничій, металургійній, механообробній та інших галузях промисловості України.

Результати дисертаційної роботи використано на ТОВ "ХЕМЗ" (м. Харків) при проєктуванні нових та реконструкції існуючих великих машин постійного струму та інших типів електричних машин. Окрім цього, результати роботи впроваджено у науково-методичних процесах кафедри аерогідродинаміки Національного аерокосмічного університету "Харківський авіаційний інститут".

Наступним кроком дослідження стане створення методів та алгоритмів визначення ресурсних параметрів конструктивних елементів сучасних електричних машин на основі попередньо виконаних розрахунків їх напружено-деформованого та теплового стану. Розвиток дослідження у цьому напрямку дозволить оптимізувати масогабаритні показники електричної машини з забезпеченням необхідних ресурсних параметрів.

Наукова новизна роботи:

1. Вперше створений новий метод аналізу теплового стану елементів конструкції великих машин постійного струму з вирішенням сукупності задач руху повітря та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінченних об'ємів, що відрізняється більш точним завданням граничних умов в частині градієнтного завдання тепловиділень та коефіцієнтів тепловіддачі в тривимірній постановці.

2. Удосконалений алгоритм створення оптимізованої сітки скінченних об'ємів для вентиляційної моделі з використанням базових тетраедральних компонентів, що відрізняється згущенням компонентів в окремих зонах каналів, обумовлених детальними конструктивними чинниками.

3. Удосконалений алгоритм виконання оптимізації масогабаритних показників електромашинного обладнання з визначенням напружено-деформованого стану відновлюваних вузлів, що базується на параметрах електромагнітної ефективності та максимальної технологічності.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Надане обґрунтування оптимізації масогабаритних показників за

рахунок впровадження системи примусової вентиляції для колектору та щіткового вузла машини постійного струму з забезпеченням їх належного теплового стану.

2. Підтверджена можливість виконання оптимізації масогабаритних показників електричної машини на основі аналізу напружено-деформованого стану відновлюваних частин з забезпеченням її подальшої надійної експлуатації.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку руху газоподібного охолоджуючого середовища, теплового та напружено-деформованого стану вузлів можуть бути використані при дослідженні теплового стану електромашинного обладнання літаків та аеродромів.

Отримані наукові результати можуть бути використані науково-дослідними та проєктними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями гірничої та електромашинобудівної галузей, аерокосмічними університетами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень та експлуатації електромашинного обладнання.

Ключові слова: оптимізація, електрична машина, магнітна система, якір, колектор, щітковий апарат, метод скінченних об'ємів, метод скінченних елементів, механічні напруження, міцність.

ABSTRACT

Zhukov A. Optimization of the weight and dimensions of large DC machines. – A qualifying scientific work as a manuscript.

The thesis for a degree of Doctor of Philosophy (PhD) in specialty 134 Aerospace Engineering (13 Mechanical Engineering) – National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, 2025.

The dissertation work is devoted to the urgent issue of optimizing the mass-dimensional parameters of large electric DC machines by creating new methods for three-dimensional calculation of the thermal and stressed-strained state of the units and parts of the active and structural parts of these machines. During the research, calculations of the cooling air movement and temperature distribution in the collector and brush-holders device area of the DC electric motor were performed in order to optimize its mass-dimensional parameters and to ensure the possibility of reliable operation after the introduction of a forced ventilation system of these units. Calculations of the stressed- strained state of the rotor elements of the electric motor were also performed in order to confirm the possibility of performing optimization work related to the machining of surfaces and thermal fitting of elements.

The purpose of the dissertation is to develop methods and algorithms for scientific substantiation of complex solutions for optimizing the mass and dimensions of large DC machines using modern finite element methods and computational hydrogasdynamics.

The first section of the dissertation is devoted to a general analysis of the design of DC electric machines and their cooling systems, as well as their mutual influence. The most common designs of machines are considered depending on their purpose, as well as the cooling systems characteristic of them. In addition, the basic principles of analytical calculations of fans that provide cooling air circulation, and the processes of heat exchange and heat removal from active parts of the machine are considered to ensure the requirements of regulatory and technical documentation for the operating conditions of electric machines. An analysis of modern approaches to the process of optimizing the mass-dimensional of electric machines from the point of view of

obtaining better operating characteristics and reducing production costs was also conducted. Problematic issues regarding the optimization of mass-dimensional indicators are identified, in particular, the choice of materials, options for reducing heat losses in the machine, additional studies of temperature and stress-strained state of units using numerical methods.

The second section of the dissertation is devoted to the justification of the three-dimensional calculation algorithm used to study the gas-dynamic processes of the cooling gas movement and the thermal state of the structural parts of electrical machines based on the numerical solution of the averaged Navier-Stokes equations. The Finite Volume Method is considered, which provides an effective numerical solution of the specified equations, in particular with the use of the specialized FlowSimulation module for modeling the flow of liquids and gases from the SolidWorks application software package. A comparative analysis of the capabilities of various existing semi-empirical turbulence models in modeling viscous flows with different characteristics is performed. A variant of dividing the computational domain into an unstructured tetrahedral and prismatic mesh for the best adaptation to the complex geometry of the elements of the ventilation system of an electrical machine is considered.

The third section submits the results of calculating the thermal state of the collectors and the brush -holders device of a DC electric machine in two variants: for the basic ventilation design and for the improved ventilation design with forced air supply. The calculation was performed in a three-dimensional setting based on previously performed modeling, while the distribution of cooling air flows, the thermal state of the air and the collector were determined for both variants. Based on the calculations performed, the possibility of safe operation of the collector with the implemented forced air supply in all permitted operating modes of the electric motor in compliance with the requirements of the regulatory and technical documentation for permissible temperatures was confirmed. The results obtained allowed to optimize the design of the electric machine by reducing the size of the collector assembly.

The fourth section submits the results of the finite element calculation of the

stress-strained state of the rotating parts of the electric motor after repair work. In particular, the possibility of optimization by reducing the diameter of the electric motor shaft necks after grinding the necks surfaces to eliminate existing damage was substantiated, the shaft's operability after repair was confirmed, taking into account the action of all possible loads. In addition, the connection with tension that occurs after hot fitting of the coupling half on the working end of the electric motor shaft was considered, the mechanical stresses from the fitting in the coupling half itself and in the working end of the shaft were determined, and the ability of this fitting to transmit the maximum possible torque was confirmed.

The results of the research work were the development of effective methods for optimizing the weight and dimensions of electric machines through the use of research based on numerical methods, which provide the possibility of reducing the size of machine components due to increased accuracy of calculations, which allows identifying parts with excess reserves in terms of temperature and strength.

The use of research methods in three-dimensional formulation allows us to determine the available reserves in terms of the stress-strained and thermal state of the structural elements of electrical machines, which cannot be obtained using existing methods of simplified analytical calculations. The use of these methods allowed us to obtain conditions for optimizing existing designs of electrical machines by improving the use of under-loaded elements.

The use of scientifically based methods submitted in the work will allow optimizing the weight and dimensions of new electric machines and increasing the reliability of existing electric machine equipment used in the mining, metallurgical, mechanical processing and other industries of Ukraine.

The results of the dissertation work were used at LLC "KHEMZ" (Kharkiv) in the design of new and reconstruction of existing large DC machines and other types of electrical machines. In addition, the results of the work were implemented in the scientific and methodological processes of the Department of Aerohydrodynamics of the National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute".

The next step of the research will be the creation of methods and algorithms for

determining the resource parameters of the structural elements of modern electric machines based on previously performed calculations of their stress-strained and thermal state. The development of research in this direction will allow optimizing the mass-dimensional indicators of the electric machine while ensuring the necessary resource parameters.

Scientific novelty of the work:

1. A new method for analysing the thermal state of structural elements of large DC machines has been created with the solution of a set of problems of air movement and heat conduction in a three-dimensional formulation using the finite volume method, which is distinguished by a more accurate assignment of boundary conditions in the gradient problem of heat release and heat transfer coefficients in a three-dimensional formulation.

2. An improved algorithm for creating an optimized finite volume mesh for a ventilation model using basic tetrahedral components, characterized by the condensation of components in separate areas of the channels, due to detailed design factors.

3. An improved algorithm for optimizing the mass and dimensions of electric-mechanical equipment with determining of the stress-strained state of the restored units, based on the parameters of electric-magnetic efficiency and maximum technological capability.

Practical significance of the obtained results:

1. A justification is provided for optimizing weight and dimensions by implementing a forced ventilation system for the collector and brush assembly of a DC machine, ensuring their proper thermal state.

2. The possibility of optimizing the mass and dimensions of an electric machine based on the analysis of the stress-strained state of the restored parts, ensuring its further reliable operation, has been confirmed.

The methods developed in the work for three-dimensional calculation of the motion of a gaseous cooling medium, the thermal and stress-strained state of units can be used in the study of the thermal state of electric-mechanical equipment of aircraft

and airfields.

The obtained scientific results can be used by research and design organizations, design bureaus, mining and electrical engineering organizations, aerospace universities, and other organizations specializing in the research and operation of electrical machinery equipment.

Keywords: optimization, electric machine, magnetic system, armature, commutator, brush-holders device, finite volume method, finite element method, mechanical stresses, strength.

Список публікацій здобувача

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

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

2. Tretiak, O., Kovryga, A., Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., **Zhukov, A.**, Serhiienko, S., Arefieva, M., Penkovska, N., Madonych, A. (2024). Estimating the influence of the rigidity of support assemblies on the resonance phenomena and the vibration state of a hydraulic unit. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6(7 (132), 53–64. **(Scopus Q3)** <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>;

3. Tretiak, O., Smyk, S., Kravchenko, S., Smakhtin, S., Brega, D., **Zhukov, A.**, Serhiienko, S., & Don, Y. (2024). Devising a calculation method for modern structures of current-conducting elements in large electric machines in a three-dimensional statement. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(1 (130), 87–96, **(Scopus Q3)** <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.310049>;

4. Tretiak, O., Serhiienko, S., **Zhukov, A.**, Gakal, P. 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. Tretiak O., Kravchenko S., **Zhukov A.**, Serhiienko S., Application of the finite element method to determine the limit geometric dimensions of the shaft journal of a synchronous electric motor: Collection of Scientific Papers with Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference. International Scientific Unity. October 8-10, 2025. Seville, Spain. 149-154 p. URL: <https://isu-conference.com/en/archive/the-integration-of-research-innovation-and-economy-08-10-25/> ;

2. Oleksii Tretiak, Viacheslav Nazarenko, Serhii Serhiienko, **Anton Zhukov**, New methods for calculating of cooling systems of direct current electric machines: Міжнародна науково-практична інтернет-конференція на тему «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення» (випуск 103), 14-15 жовтня 2025 р. <http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-2321/>.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

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

2. Патент на корисну модель UA 156013 Україна, МПК H02K 9/04, H02K 1/20, H02K 1/18. Статор електричної машини / Третяк О.В., Макаров П.М., Сергієнко С.А., **Жуков А.Ю.**, Кравченко С.С. – № u202306089; заявл. 14.12.2023; опубл. 24.04.2024; Бюл. № 17. – 4 с., <https://iprop-ua.com/inv/kbxx8jpi>;

3. 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., Арефьєва М.О., Третяк І.І. – № u202401526; заявл. 25.03.2024; опубл. 22.01.2025; Бюл. № 4. – 5 с., <https://iprop-ua.com/inv/6eupjyg4>.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ	17
ВСТУП.....	18
РОЗДІЛ 1 ОСНОВНІ КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИН ПОСТІЙНОГО СТРУМУ	27
1.1 Основні фактори, що визначають конструкцію електричних машин різного призначення.....	27
1.2 Типові конструкції електричних машин постійного струму	33
1.2.1 Генератор постійного струму для регульованого електроприводу	35
1.2.2 Дизель-генератори постійного струму.....	36
1.2.3 Нормалізовані електродвигуни постійного струму.....	37
1.2.4 Електродвигуни для прокатних станів.....	38
1.3. Основи вентиляційного розрахунку машин постійного струму.....	41
1.3.1 Способи охолодження та принципіальні схеми вентиляції електричних машин	41
1.3.2 Схеми вентиляції електричних машин	43
1.3.3 Розрахунок осьового вентилятора.....	46
1.3.3 Тепловий розрахунок якоря при короткочасному режимі.....	52
1.4 Основні принципи оптимізації електричних машин постійного струму ...	57
1.4.1. Оптимізація в ході електромагнітного розрахунку	58
1.4.2 Оптимізація за рахунок вибору матеріалів	59
1.4.3. Методи мінімізації втрат.....	60
1.4.4 Обчислювальна оптимізація проєктування	61
1.5 Висновки до першого розділу	62
1.6 Література до першого розділу	63

РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ..... 65

2.1 Методи дослідження газодинамічних процесів	66
2.2.1 Математична модель системи вентиляції електричної машини.....	67
2.2.2 Характеристика робочого тіла.....	68
2.2.3 Завдання початкових та граничних умови.....	69
2.3 Модель турбулентності.....	71
2.4 Дискретизація розрахункової області	72
2.4.1 Схема дискретизації.....	74
2.4.2 Формування розрахункових сіток	78
2.4.3 Критерії вибору розрахункових сіток	81
2.5 Висновки до другого розділу.....	82
2.6 Література до другого розділу.....	83

РОЗДІЛ 3 ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ 85

3.1 Особливості конструкції системи охолодження двохякірного двигуна постійного струму.....	86
3.2 Розрахунок базової конструкції.....	88
3.2.1 Вихідні дані для розрахунку та розрахункова сітка	89
3.2.2 Результати вентиляційного розрахунку	91
3.3 Розрахунок модернізованої конструкції	96
3.3.1 Вихідні дані для розрахунку та розрахункова сітка	96
3.3.2 Результати вентиляційного розрахунку	98
3.4 Висновки до третього розділу	102
3.5 Література до третього розділу	102

РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВУЗЛІВ ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ.....	104
4.1 Розрахунок напружено-деформованого стану шийки валу зі зменшеним діаметром.....	105
4.1.1 Конструкція валу та вихідні дані для розрахунку	106
4.1.2 Аналітичний розрахунок міцності валу	107
4.1.3 Тривимірний розрахунок міцності валу.....	109
4.2 Визначення механічної напруги при запресуванні деталей	114
4.2.1 Аналітичний розрахунок посадки напівмуфти на вал	115
4.2.1 Тривимірний розрахунок посадки напівмуфти на вал	118
4.3 Висновки до четвертого розділу	123
4.4 Література до четвертого розділу.....	123
ВИСНОВКИ	125
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	126
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	128
ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	130

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення та символи

ρ – густина, кг/м^3 ;

c – питома теплоємність, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$;

λ – теплопровідність матеріалу тіла, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$;

α – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$;

u – швидкість течії, м/с ;

p – тиск, Па ;

ν – кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$;

V – швидкість теплоносія, м/с ;

Q – об'ємна витрата теплоносія, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – напір потоку, Па ;

G – вага активного матеріалу в машині, Н ;

R – тепловий опір, K/Вт .

Індекси

P_n – номінальна потужність, кВт ;

n – номінальна частота обертання, об/хв ;

ΔT – підігрів теплоносія, K ;

P – теплові втрати, що відводяться теплоносієм, кВт ;

η – коефіцієнт корисної дії.

Скорочення

НДС – напружено-деформований стан;

МСЕ – метод скінченних елементів;

МСО – метод скінченних об'ємів;

CFD – Computational Fluid Dynamics.

ВСТУП

Актуальність досліджень. Переважна більшість великих електричних машин, зокрема генераторів електростанцій, великих двигунів металургійної та гірничої галузей, які в даний час знаходяться в експлуатації в Україні, були спроектовані у 60-80-х роках минулого сторіччя на базі наукових розробок того часу, тобто з використанням аналітичних методів з суттєвими спрощеннями.

При цьому відносно низька точність виконання аналітичних розрахунків, в тому числі електромагнітних, вентиляційних, теплових та механічних, не дозволяла отримати оптимальні конструктивні характеристики. В основному це пов'язано з порівняно великими запасами за розмірами активних частин, які приймалися за усередненими результатами розрахунків через неможливість визначення точного розподілу температури або механічних напруг в елементах конструкції. Це в свою чергу призводило до збільшених розмірів активних та конструктивних частин електричних машин з метою зменшення механічних напруг, зниження теплових втрат, збільшення поверхонь охолодження та вентиляційних каналів. Відповідно згадані чинники негативно впливали на загальні розміри, і, відповідно, масу електричних машин.

Сучасні загальносвітові тенденції в проєктуванні електричних машин на основі виконання розрахунків з використанням комп'ютерних систем дозволяють вирішувати складні завдання з аналізу їх теплового та напружено-деформованого стану. Це в свою чергу дозволяє виявити резерви для оптимізації конструкцій електричних машин зі зниженням їх маси по відношенню до потужності на основі вдосконалення конструкції, зменшення втрат в електричній машині, підвищення ефективності системи вентиляції.

Використання тривимірних підходів в ході теплових та вентиляційних розрахунків дозволяє задати прив'язку основних і додаткових теплових втрат до конкретних частин електричної машини, що забезпечує підвищену точність результатів розрахунку, зокрема розподіл температур по об'єму електричної машини. Таке точне врахування теплових процесів має вкрай важливе практичне значення на всіх етапах проєктування електромашинного обладнання, наприклад

з точки зору можливості визначення елементів конструкції, що мають значні запаси по температурам. Впровадження такого підходу дозволяє суттєво оптимізувати та вдосконалити конструкцію машини, знизити вагу та підвищити її надійність та ефективність.

Схожі переваги має і використання тривимірних підходів в ході розрахунків напружено-деформованого стану вузлів та деталей електричної машини. Результати такого розрахунку дають інформацію як про елементи електричної машини з гранично припустимими напруженнями, що можуть знижувати надійність машини, так і про частини, що мають надлишкові запаси товщини деталей порівняно з прикладеними до них зусиллями. Це дає змогу оптимізувати механічні напруги по всьому об'єму машини за рахунок перерозподілу товщини елементів або переходу на матеріали з іншими механічними властивостями.

Враховуючи все вищезазначене, розробка методів розрахунку теплового та напружено-деформованого стану конструкцій електричних машин у тривимірній постановці дасть можливість оптимізувати їх конструктивні та масогабаритні параметри зі збереженням вимог діючих стандартів з точки зору належної ефективності та надійності, що має велике наукове і практичне значення для України.

Мета і завдання дослідження. Розробка методів та алгоритмів наукового обґрунтування комплексних рішень оптимізації конструкцій великих машин постійного струму з використанням сучасних методів скінченних елементів та обчислювальної гідрогазодинаміки.

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

- провести аналіз взаємного зв'язку конструкцій та систем охолодження великих машин постійного струму;
- провести аналіз ефективності систем вентиляції великих машин постійного струму, визначити конструктивні рішення для покращення їх теплового стану;

- провести аналіз принципів оптимізації електричних машин, на їх основі створити метод оптимізації масогабаритних показників великих машин постійного струму за умови збереження теплового стану;

- розробити алгоритм та методику створення оптимізованої сітки скінченних об'ємів для вентиляційної моделі електричної машини;

- розробити метод розрахункового аналізу напружено деформованого стану вузлів електричних машин, що відновлюються під час ремонту.

Об'єкт дослідження – процеси теплообміну та руху охолоджуючого повітря крізь конструкцію великої машини постійного струму, процеси деформування обертових частин електричних машин.

Предмет дослідження – оптимізація масогабаритних показників електричних машин на основі аналізу теплового та напружено-деформованого стану вузлів та елементів їх конструкції.

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

1. Класичні методи та моделі теорії руху газоподібних середовищ, теорії теплопровідності газоподібних та суцільних середовищ для формування рівнянь стану.

2. Дискретизація розв'язувальних співвідношень для аналізу руху газоподібних середовищ на основі методу скінченних об'ємів, теплового та напружено-деформованого стану досліджуваних елементів конструкції на основі методу скінченних елементів.

3. Числові дослідження в тривимірній постановці за допомогою програмного комплексу SolidWorks з модулем FlowSimulation зі створенням комп'ютерних моделей та виконанням розрахунків системи вентиляції, теплового та напружено-деформованого стану елементів електричної машини.

4. Метод декомпозиції Рейнольдса для урахування турбулентності від час розрахунків руху газоподібних середовищ за допомогою моделі $k-\epsilon$.

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

Отримані результати математичного тривимірного моделювання системи вентиляції, теплового та напружено-деформованого стану електричних машин задовільно погоджуються з даними експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Створений новий метод аналізу теплового стану елементів конструкції великих машин постійного струму з вирішенням сукупності задач руху повітря та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінченних об'ємів, що відрізняється більш точним завданням граничних умов в частині градієнтного завдання тепловиділень та коефіцієнтів тепловіддачі в тривимірній постановці.

2. Вдосконалений алгоритм створення оптимізованої сітки скінченних об'ємів для вентиляційної моделі з використанням базових тетраедральних компонентів, що відрізняється згущенням компонентів в окремих зонах каналів, обумовлених детальними конструктивними чинниками.

3. Вдосконалений алгоритм виконання оптимізації масогабаритних показників електромашинного обладнання з визначенням напружено-деформованого стану відновлюваних вузлів, що базується на параметрах електромагнітної ефективності та максимальної технологічності.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Надане обґрунтування оптимізації масогабаритних показників за рахунок впровадження системи примусової вентиляції для колектору та щіткового вузла машини постійного струму з забезпеченням їх належного теплового стану.

2. Підтверджена можливість виконання оптимізації масогабаритних показників електричної машини на основі аналізу напружено-деформованого стану відновлюваних частин з забезпеченням її подальшої надійної експлуатації.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку руху газоподібного охолоджуючого середовища, теплового та напружено-деформованого стану вузлів можуть бути використані при дослідженні теплового стану

електромашинного обладнання літаків та аеродромів.

Отримані наукові результати можуть бути використані науково-дослідними та проєктними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями гірничої та електромашинобудівної галузей, аерокосмічними університетами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень та експлуатації електромашинного обладнання.

Впровадження результатів роботи. Розроблені автором наукові положення реалізовані:

- на ТОВ "ХЕМЗ" (м. Харків) при проєктуванні нових та реконструкції існуючих великих машин постійного струму та інших типів електричних машин;
- в науково-методичних процесах кафедри 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 "1st International Scientific and Practical Conference. International Scientific Unity" (October 8-10, 2025. Seville, Spain) та Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції на тему «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення» (м. Тернопіль,

Україна, м. Ополе, Польща, 14-15 жовтня 2025 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено у чотирьох статтях у виданнях, що реферуються в базі даних Scopus [1...4]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковані в двох тезах науково-технічних конференцій [5, 6], в одній монографії [7] та в двох патентах [8, 9].

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] – визначення оптимальної конструкції системи вентиляції, побудова тривимірної моделі та завдання основних фізичних властивостей матеріалів, розробка методу розрахунку теплового стану та вирішення задачі фізичного моделювання руху охолоджуючого повітря в електричних машинах великої потужності, пошук задачі оптимальної моделі турбулентності;

[2] – визначення геометричних параметрів для конструкції гідрогенератора, створення методу завдання взаємозв'язку компонентів при механічному дослідженні, вибір та оптимізація конструкції ротору та моделювання основних компонентів, що передають крутний момент;

[3] – створення алгоритму вирішення механічної контактної задачі для компонентів ротору гідрогенератора у тривимірній постановці, завдання та верифікація сітки скінченних елементів, розрахунок теплових граничних умов третього роду у тривимірній постановці для нестационарної задачі;

[4] – створення методу обчислення силових факторів, що діють на конструкцію великої електричної машини постійного струму в тривимірній постановці, розроблення алгоритму завдання нелінійних силових чинників для групи поверхонь;

[5] – створення методу розрахунку з'єднання з натягом якірних елементів електродвигуна, що виникає після гарячої посадки напівмufти на робочий

кінець валу електродвигуна; визначення механічних напруг від посадки у самій напівмуфті та в робочому кінці валу; підтвердження спроможності даної посадки передавати як номінальний крутний момент електродвигуна, так і максимальний крутний момент короткого замикання; обчислення мінімально допустимих діаметрів шийок валу при відновленні якорю шляхом механічної токарної обробки;

[6] – створення примусової системи вентиляції для забезпечення допустимого теплового стану великої машини постійного струму, вирішення задачі оптимізації системи вентиляції з використанням CFD методу, аналіз можливих способів покращення умов охолодження вузла колектору та щіткового апарату, оптимальним з яких був визнаний варіант впровадження незалежної примусової системи вентиляції для цих вузлів;

[7] – методологія розрахунку напружено-деформованого стану елементів системи кріплення статора генератора в тривимірній постановці; дослідження вібраційних властивостей підвіски в залежності від характеристик застосованих матеріалів;

[8] – створення каналів для підвищення ефективності охолодження компонентів електричної машини;

[9] – вибір та прорахунок основних та дублюючих компонентів системи вентиляції; створення методів кріплення та фіксації елементів ротору.

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 130 сторінок, з них 109 сторінок основного тексту, 49 рисунків по тексту, 2 таблиці по тексту, списки використаних джерел до кожного розділу, сумарно викладених на 4 сторінках.

Література до вступу:

1. Tretiak, O., Arefieva, M., Makarov, P., Serhiienko, S., **Zhukov A.**, Shulga I., Penkovska N., Kravchenko S., Kovryga A. "Study of Different Types of Ventilation and Cooling Systems of Bulb Hydrogenerators in a Three-Dimensional

Setting," *SAE Int. J. Mater. Manf.* 18(3):2025. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.4271/05-18-03-0020>;

2. Tretiak, O., Kovryga, A., Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., **Zhukov, A.**, Serhiienko, S., Arefieva, M., Penkovska, N., Madonych, A. (2024). Estimating the influence of the rigidity of support assemblies on the resonance phenomena and the vibration state of a hydraulic unit. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6(7 (132), 53–64. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>;

3. Tretiak, O., Smyk, S., Kravchenko, S., Smakhtin, S., Brega, D., **Zhukov, A.**, Serhiienko, S., & Don, Y. (2024). Devising a calculation method for modern structures of current-conducting elements in large electric machines in a three-dimensional statement. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(1 (130), 87–96, (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.310049>;

4. Tretiak, O., Serhiienko, S., **Zhukov, A.**, Gakal, P. 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>;

5. Tretiak O., Kravchenko S., **Zhukov A.**, Serhiienko S., Application of the finite element method to determine the limit geometric dimensions of the shaft journal of a synchronous electric motor: Collection of Scientific Papers with Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference. International Scientific Unity. October 8-10, 2025. Seville, Spain. 149-154 p. URL: <https://isu-conference.com/en/archive/the-integration-of-research-innovation-and-economy-08-10-25/> ;

6. Oleksii Tretiak, Viacheslav Nazarenko, Serhii Serhiienko, **Anton Zhukov**, New methods for calculating of cooling systems of direct current electric machines: Міжнародна науково-практична інтернет-конференція на тему «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення» (випуск 103), 14-15 жовтня 2025 р. <http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-2321/> ;

7. Третяк О.В., Ареф'єва М.О., Кобзар І.В., Репетенко М.В.,

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

8. Патент на корисну модель UA 156013 Україна, МПК H02K 9/04, H02K 1/20, H02K 1/18. Статор електричної машини / Третяк О.В., Макаров П.М., Сергієнко С.А., **Жуков А.Ю.**, Кравченко С.С. – № u202306089; заявл. 14.12.2023; опубл. 24.04.2024; Бюл. № 17. – 4 с., <https://iprop-ua.com/inv/kbxr8jpi>;

9. 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., Арефьєва М.О., Третяк І.І. – № u202401526; заявл. 25.03.2024; опубл. 22.01.2025; Бюл. № 4. – 5 с., <https://iprop-ua.com/inv/6eupjyg4> .

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ПРИНЦИПІВ ОПТИМІЗАЦІЇ ВЕЛИКИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИН ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

1.1 Основні фактори, що визначають конструкцію електричних машин різного призначення

Основні роботи з конструктивної розробки електричної машини виконуються після того, як в процесі електромагнітного розрахунку повністю визначені головні розміри всіх її активних частин, зокрема магнітного ланцюга, струмопровідних та ізоляційних елементів машини (обмоток, колектора, контактних кілець і щіток).

В процесі конструктивної розробки машини визначаються форма і розміри конструктивних елементів машини, що забезпечують надійне кріплення та правильну дію активних частин машини. В процесі конструктивної розробки також доводиться визначати міцність та жорсткість всіх частин машини, що піддаються дії механічних сил.

Проте деякі моменти майбутньої конструкції електричної машини мають бути враховані ще на початковому етапі електромагнітного розрахунку. Це в першу чергу стосується вентиляційних каналів в осерді та інших елементів системи охолодження, наприклад трубчастих провідників при безпосередньому охолодженні обмоток. Також неабиякий вплив можуть мати механічні чинники, особливо з точки зору забезпечення міцності обертових частин, що в процесі роботи мають витримувати всі можливі відцентрові навантаження.

На практиці можливі випадки, коли в процесі конструктивного розроблення електричної машини результати міцнісних та вентиляційних розрахунків не відповідають встановленим вимогам, що призводить до необхідності внесення коректив в раніше виконаний електромагнітний розрахунок.

Якість конструктивного розроблення електричної машини оцінюється в першу чергу відповідністю її параметрів технічним умовам та високими енергетичними показниками. Також важливим показником якості розрахунку є

така величина, як питома витрати активних матеріалів. Питома витрата міді та сталі визначається відповідно відношеннями

$$g_{Cu} = \frac{G_{Cu}}{P_H} \text{ та } g_{Fe} = \frac{G_{Fe}}{P_H}, \quad (1.1)$$

де G_{Cu} – ваги міді, кг;

G_{Fe} – ваги сталі, кг;

P_H – номінальна потужність, кВт.

Ще однією умовною величиною для оцінки електричної машини є похідна вага активних матеріалів, що визначається за формулами

$$\varepsilon_{Cu} = \frac{G_{Cu}}{M_H^{3/4}} \text{ та } \varepsilon_{Fe} = \frac{G_{Fe}}{M_H^{3/4}}, \quad (1.2)$$

де $M_H = 9550 \cdot \frac{P_H}{n}$ – номінальний обертовий момент машини, Н·м;

n – номінальна частота обертання, об/хв.

Якість конструктивної розробки машини можна оцінити за значенням конструктивного коефіцієнту

$$K = \frac{G}{G_a}, \quad (1.3)$$

де $G_a = G_{Cu} + G_{Fe}$ – вага активних частин машини, кг;

G – загальна вага машини, кг.

Остаточною оцінкою конкурентоспроможності конструкції машини є її вартість, яка в свою чергу залежить насамперед від ваги машини, а також інших економічних показників, зокрема вартості вибраних матеріалів та витрат на виготовлення (трудомісткості обробки деталей та збирання).

Конструктивний тип електричної машини визначають насамперед

наступні фактори:

- положення валу;
- розташування, число та характер опор для якоря;
- спосіб закріплення (встановлення) машини;
- ступінь захищеності машини від впливів довкілля;
- спосіб охолодження машини.

Конструктивний тип машини в першу чергу залежить від призначення та умов експлуатації машини, а також від її потужності та швидкості обертання.

Класифікація електричних машин за конструктивними ознаками носить доволі узагальнений характер, що пов'язане з різноманіттям конструктивних типів електричних машин, принципом їх дії, широким діапазоном потужностей електричних машин та швидкостей обертання.

За ступенями потужності серійні електричні машини можна достатньо умовно поділити на кілька груп:

- дрібні машини потужністю нижче 0,6 кВт;
- малі машини потужністю до 10 кВт;
- машинах середньої потужності до 250 кВт;
- машини високої потужності 5000 кВт.

Машини ще більших потужностей зазвичай виконуються у відповідності до особливих індивідуальних технічних умов, виходячи з їх певного призначення.

Також на конструкцію електричних машин суттєво впливає їхня швидкість обертання. Зокрема тихохідні машини зі швидкістю обертання нижче 250...375 об/хв мають такі характерні конструктивні риси, як значний діаметр і невелику осьову довжину. В то же час швидкохідні машини зі швидкістю обертання 1500...3000 об/хв і більше навпаки мають подовжену форму та малий діаметр.

За розташуванням валу машини діляться на горизонтальні та вертикальні. Як правило електричні машини великої та середньої потужності можуть працювати тільки при такому положенні валу, яке було з самого початку прийняте при проектуванні. В деяких випадках, зокрема для суднових машин,

коли за умовами експлуатації можливе відхилення валу від первинного (зазвичай горизонтального) положення, це має бути враховано під час проєктування. Машини невеликої потужності з встановленням якоря на шарикопідшипниках зазвичай можуть працювати при будь-якому положенні валу (як горизонтальному, так і вертикальному) без прийняття спеціальних заходів з закріплення підшипників, але при цьому на якір такої машини не мають передаватись (або мають бути обмежені) додаткові навантаження від сполучених з ротором механізмів.

Вид та конструктивне виконання опор електричної машини визначається положенням валу та наявністю зусиль, спрямованих вздовж валу. У разі вертикального розташування валу або за наявності осьових зусиль виникає потреба у використанні упорного підшипника (підп'ятника). Для горизонтального розташування валу вибір між щитовими або стояковими підшипниками має робитися за результатами оцінки жорсткості валу та фундаменту, а також з точки зору зручності встановлення та технічного обслуговування електричної машини.

Найбільш розповсюдженим виконанням електричних машин з горизонтальним валом є виконання з двома підшипниками поблизу кінців валу. Проте зустрічаються виконання машин як із трьома підшипниками, так і з одним підшипником або навіть зовсім без підшипників у складі самої машини (у разі можливості використання підшипників сполучених механізмів).

Спосіб закріплення машини визначається розмірами та вагою машини. Для установки великих машин на фундаменті зазвичай використовується одна або декілька фундаментних плит, які, як правило, кріпляться до самого фундаменту за допомогою анкерних кріпильних елементів. Електричні машини невеликої та середньої потужності зі щитовими підшипниками можуть встановлюватись на лапах або кріпитися за допомогою фланців на підшипниковому щиті чи на станині магнітної системи. Можливе виконання машини одночасно і з фланцем, і з лапами. Виконання електричних машин за способом монтажу регламентується стандартом ДСТУ EN IEC 60034-7 [1].

Виконання електричної машини за ступенем запобігання впливу навколишнього середовища в першу чергу залежить від її призначення та місця встановлення.

Основними можливими місцями роботи сучасних електричних машин є:

- закриті приміщення з різними умовами всередині (сухі, з наявністю крапель води та невеликих предметів типу стружки, з наявністю волокнистого пилю, з наявністю хімічно активних парів чи газів, з наявністю вибухових сумішей чи газів.
- шахти копалень, в яких можливий вибух газу;
- відкриті простори з розташуванням механізмів просто неба в зоні помірного клімату (в тому числі поблизу моря або інших водойм) або в тропічному кліматі (при високій температурі і вологості);
- підводні місця встановлення;
- морські та річкові судна (в тому числі закриті приміщення, відкриті поверхні палуби);
- автомобільний та залізничний транспорт;
- літаки.

Крім того, у більшості випадків у конструкції електричних машин необхідно вжити заходи для захисту обслуговуючого персоналу від ураження струмом або травмування обертовими частинами навіть у разі дотику до машини, в тому числі ненавмисного або необережного.

Загалом різноманітні умови, у яких експлуатуються електричні машини, зумовили появу великої кількості різних конструктивних рішень з точки зору захисту електричних машин від зовнішніх впливів, основні з яких наведені нижче.

Машини відкритого виконання не мають додаткових деталей для захисту їх струмопровідних та обертових частин. Проте, як правило, при наявності вентилятора стає необхідним його закриття сіткою, оскільки при обертанні машини вентилятор стає малопомітним, що може становити небезпеку для персоналу.

Машинами, захищеними від крапель, називаються машини з захисними покриттями (кришками, ковпаками тощо), розташованими над струмопровідними та обертовими частинами машини, а також взагалі над всіма отворами, крізь які краплі могли б потрапити всередину машини. При цьому між кришками та щитами або станини магнітної системи машини мають залишатися щілини, перерізи яких достатні для нормальної циркуляції охолоджуючого повітря. Як правило, такі машини одночасно є захищеними від потрапляння в них сторонніх тіл великих розмірів.

Бризкозахищеними вважаються такі електричні машини, в яких отвори закриті кришками, що запобігають потраплянню всередину машини крапель, що падають зверху або з будь-якої бічної сторони під кутом до 45° від вертикалі. Знизу такі машини зазвичай захищаються сітками. Зазвичай такий тип машин є захищеним від проникнення сторонніх дрібних тіл.

Водозахищеними вважаються машини, недоступні проникненню всередину струменів води без тиску з будь-якого напрямку (в тому рахунку й знизу). Вода, яка все ж таки випадково потрапила в машину, має вільно витікати з неї або видалятися охолоджуючим повітрям.

Електричні машини всіх вищезазначених виконань не мають захисту проти пилу, вологості та газів. Машини цих виконань, призначені для роботи в тропічних умовах, повинні мати додатковий захист усіх наявних отворів шляхом їх закриття дрібними сітками (з кроком між дротами 0,5 мм).

Машини закритого виконання характеризуються тим, що з обмотки та взагалі всі внутрішні частини машин не контактують з навколишнім повітрям у приміщенні, в якому вони встановлені. Вентиляція закритих машин зазвичай відбувається за замкненим циклом з охолодженням внутрішнього газу (повітря або водню) за допомогою водяних трубчастих охолоджувачів.

Герметичними є машини зі щільно закритим корпусом, який не допускає проникнення вологи всередину машини при її зануренні у воду.

Вибухобезпечними вважаються машини, що здатні витримати вибух газу всередині машини та не передати його займистому газу поза нею.

Конструкція елементів захисту значною мірою залежить від потужності машини та від її виконання за способом монтажу. Так, наприклад, машина з двома щитовими підшипниками може бути порівняно нескладно виконана як захищеною від крапель, так і закритою. Так само легким є виконання її захисту сітками, що перешкоджають проникненню в машину сторонніх предметів.

Для машин, що мають стоякові підшипники (зазвичай це машини великих габаритів та потужностей), питання конструкції різних видів захисту тісно переплітаються з питаннями вентиляції (охолодження) цих машин. Вибір тієї чи іншої системи охолодження дуже серйозно впливає на характер конструктивного виконання її захисту.

1.2 Типові конструкції електричних машин постійного струму

Електричні машини постійного струму як правило складаються з наступних основних частин:

- якір (обертова частина), до складу якого входять вал, осердя з вкладеною в пази обмоткою та колектор, призначений для зміни полярності струму в обмотці якоря під час роботи машини;
- магнітна система (нерухома частина), що являє собою замкнений магнітопровід з встановленими полюсами збудження;
- щітковий апарат (траверса), призначений для електричного з'єднання зовнішніх ланцюгів з колектором та обмоткою якоря;
- конструктивні елементи, зокрема корпусні елементи, підшипники, тощо.

Конструктивні особливості машин постійного струму, як це властиво і іншим типам електричних машин, суттєво залежать від призначення машини [2].

При проєктуванні машин постійного струму немає чинників, які б однозначно визначали кількість полюсів машини, як це відбувається для електричних машин змінного струму. Загалом число полюсів може вибиратись в визначеному діапазоні, вибір в основному визначається економічними та технічними факторами.

Зокрема вибір невеликої кількості полюсів призводить до порівняно

великих магнітних силових потоків, що в свою чергу змушують збільшувати товщину магнітної станини та осердя якоря у радіальному напрямку, з відповідним збільшенням маси та махового моменту.

Машина з більшим числом полюсів складніша з точки зору виробництва, проте зазвичай має меншу вагу. Також така машина має менший маховий момент і нижчі напруги в комутованих витках, що дає переваги при використанні у для приводів з швидкою зміною частоти обертання, а також при ослабленні поля і при регульованому імпульсному (ударному) збудженні. Також велике число полюсів має переваги при використанні в машинах, розрахованих на велику силу струму, бо колектор може виконуватися більш коротким зважаючи на більшу кількість паралельних гілок у ланцюгах струму якоря.

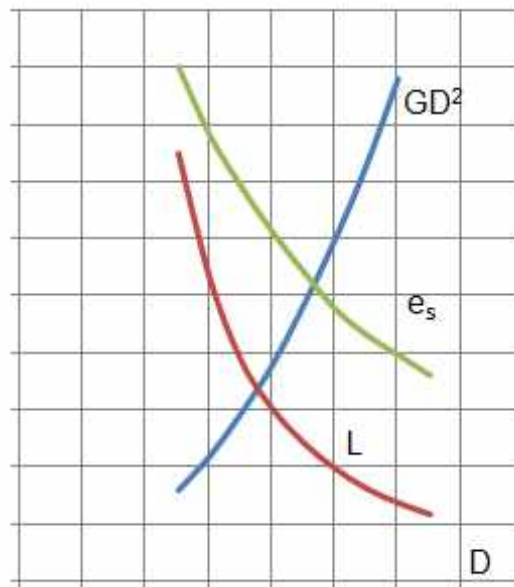


Рис. 1.1 – Характер взаємозв'язку між параметрами малих та середніх машин постійного струму (D – діаметр якоря, L – довжина осердя якоря, GD^2 – маховий момент якоря, e_s – напруга між сусідніми колекторними пластинами) при постійному значенні обертального моменту на валу

На рис. 1.1 представлено графічне зображення характеру взаємозв'язку між деякими фізичними величинами машин постійного струму. Як видно з наведених графіків машину постійного струму з заданим значенням обертального моменту на валу можливо спроектувати з різними відношеннями діаметру та довжини в залежності від призначення машини та додаткових технічних вимог до неї.

Нижче розглянуто кілька прикладів характерних конструкцій машин постійного струму.

1.2.1 Генератор постійного струму для регульованого електроприводу

Типова конструкція генератора постійного струму для регульованого електроприводу (зокрема для тягового складу залізничного транспорту) наведена на рис. 1.2. Вал якоря, як правило, з'єднується з валом привідного механізму безпосередньо або за допомогою спеціальної муфти.

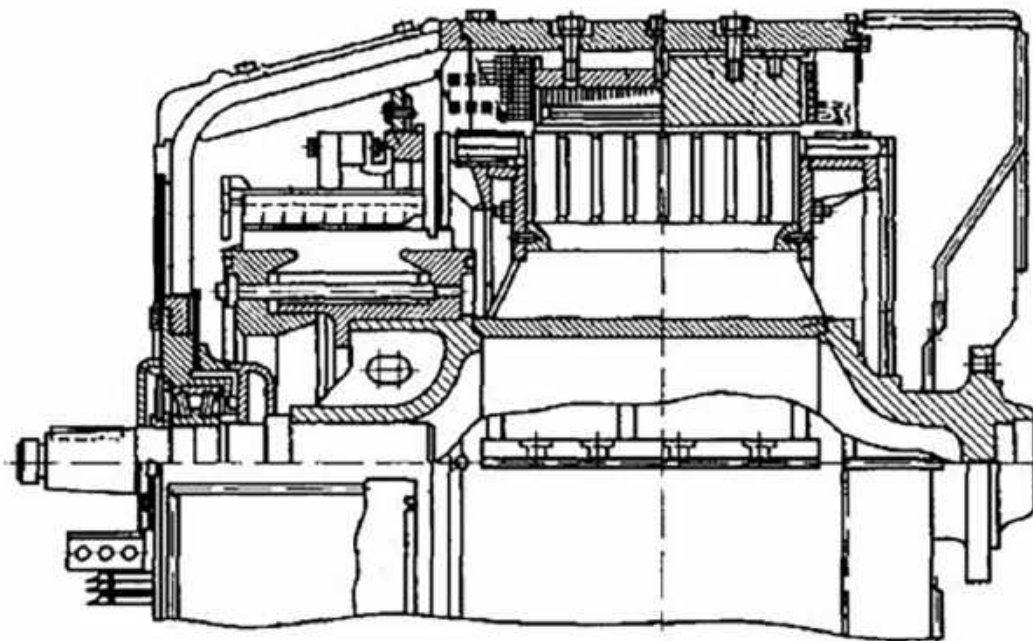


Рис. 1.2 – Конструкція тягового генератора постійного струму

На вугільні щітки діють навантаження, що можуть суттєво коливатися в залежності від режиму роботи, через що часто застосовуються реактивні (похилі) щіткотримачі, що дозволяють компенсувати нерівномірність струмового навантаження та запобігти появі вібрації знеструмлених щіток в щіткотримачах. Відповідно щіткотримачі закріплюються на віброміцних опорах. Щітки зазвичай розташовуються по осях головних полюсів, проте зустрічаються конструкції з деяким бічним зміщенням щіток для поліпшення умов комутації.

1.2.2 Дизель-генератори постійного струму

Широко розповсюдженими є трифазні аварійними дизель-генератори, проте в деяких випадках виникає потреба в дизель-генераторах постійного струму. Основною сферою застосування дизель-генераторів постійного струму є водний транспорт, а також інші дизель-електричні транспортні засоби.

Однією з характерних особливостей дизелів, що використовують у якості привода таких генераторів, є наявність пульсацій обертового моменту. Це в свою чергу обумовлює таку конструктивну особливість дизель-генераторів постійного струму, як посадка листів активної сталі якоря на валу або на втулці якоря з забезпеченнями високих механіко-динамічних вимог до передавання моменту. Таким вимогам відповідає наявність призонних елементів в місцях посадки, або використання тангенціального розклинювання осердя якоря відносно валу чи втулки. Такі ж вимоги розповсюджуються і на конструкцію кріплення колектора та натискних дисків якоря. Тому колектор кріпиться переважно на втулці якоря, а колекторні півники механічно посилюються за допомогою використання шнурового бандажу або заливання епоксидною смолою. В деяких випадках можливо взагалі уникнути застосування колекторних півників і впаювати обмотку якоря безпосередньо в колектор, що дещо ускладнює технологію збирання, проте забезпечує підвищену надійність конструкції. На рис. 1.3 зображена типова конструкція залізничного тягового дизель-генератора, у якого для економії простору корпус допоміжного генератора вбудований в порожнину головного генератора, всередину його колектора.

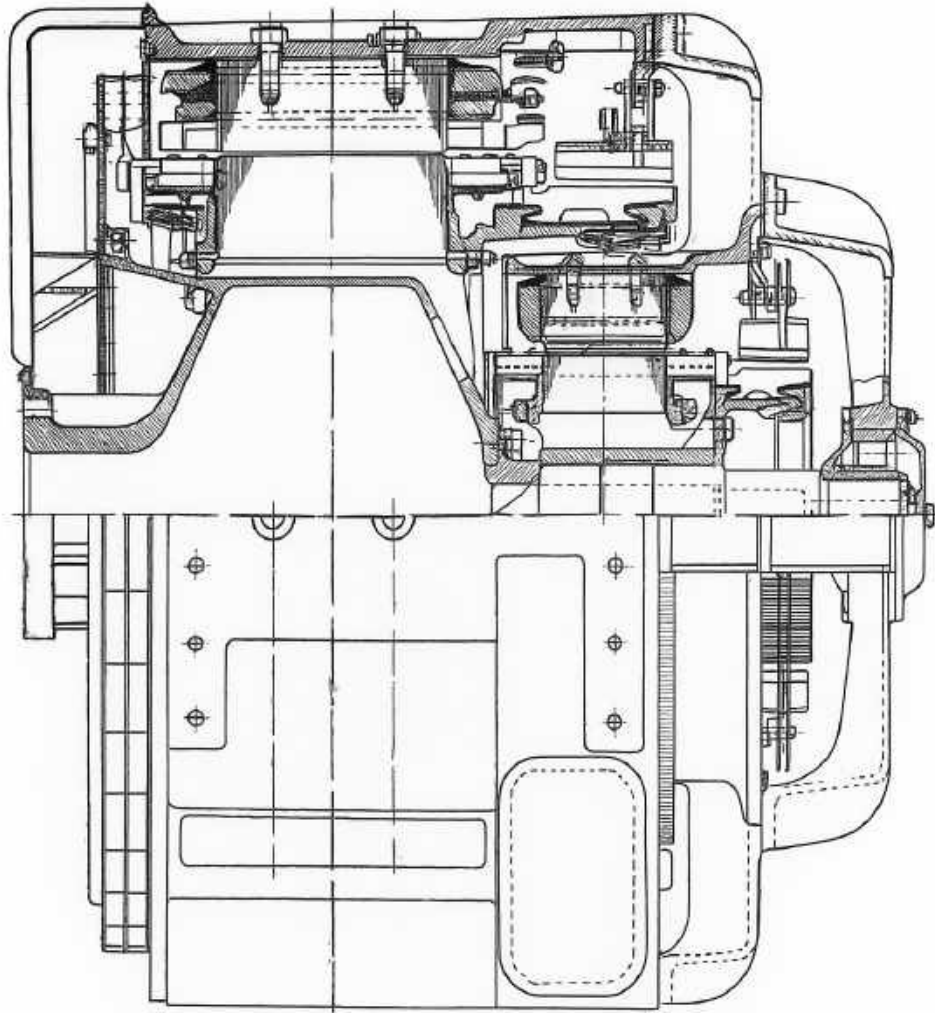


Рис. 1.3 – Тяговий дизель-генератор із вбудованим усередині колектора допоміжним генератором

1.2.3 Нормалізовані електродвигуни постійного струму

Приєднувальні розміри електродвигунів постійного струму з висотою осі від 56 до 400 мм (або з розмірами фланцю від 55 до 1080 мм) нормалізовані рекомендаціями ДСТУ EN ІЕС 60072-1 [3].

Електродвигуни постійного струму можна умовно розбити на декілька груп за потужністю та типовою кількістю полюсів. Зокрема до малих можна віднести електродвигуни постійного струму з висотою осі обертання від 112 до 315 мм та з діапазоном потужностей від 5 до 300 кВт, які найчастіше виконуються чотириполюсними.

Кількість полюсів електродвигунів середньої потужності від 350 до

1300 кВт з висотою осі обертання від 400 до 750 мм залежить від діаметру якоря, зокрема шестиполюсними є двигуни з діаметром якоря до 700 мм, а при більшому діаметрі якоря машина вже виконується восьмиполюсною. У цьому діапазоні потужностей вже часто висуваються підвищені вимоги щодо електричних та механічних параметрів. Тому розповсюдженою є практика виробництва таких електродвигунів у декількох виконаннях, зокрема виконання для нормальних умов та виконання для умов з високою точністю регулювання. Також існують електродвигуни для всіх особливих (спеціальних) умов, які можуть виконуватись в закритому виконанні, що обумовлює необхідність застосування заходів для охолодження, зокрема використання трубчастих охолоджувачів. Часто передбачається також примусова вентиляція з приводом незалежного живлення для того, щоб ефективне охолодження забезпечувалося у всіх можливих умовах експлуатації (зокрема при низьких частотах обертання або навіть при нерухомому якорі).

1.2.4 Електродвигуни для прокатних станів.

Прокатні стани висувають достатньо високі експлуатаційні вимоги до своїх головних і допоміжних приводів. Це має вирішальний вплив на розрахунок та конструкцію приводних електродвигунів постійного струму, які зазвичай використовуються у якості приводу.

Підвищення продуктивності прокатних станів обумовлює необхідність використання електродвигунів фактично до граничних динамічних і статичних значень електричних і механічних навантажень.

Необхідність створення надійних машин зумовлює характерні особливості їх виконання. Зокрема машини для прокатних станів мають компенсаційну обмотку, а всі елементи магнітопроводу (станина, головні і додаткові полюси) частково або повністю шихтуються. Це дозволяє суттєво покращити комутацію при перехідних процесах, наприклад у разі високої швидкості наростання якірного струму при ударних навантаженнях або у випадку підвищення хвилястості кривої зміни струму якоря в залежності від регулювання випрямлячів.

Листи якірного осердя ізолюються один від одного за допомогою лакового покриття, за аналогією до осердь статорів машин змінного струму. Також в конструкції вживаються заходи для виключення можливості утворення будь-яких зчеплених з магнітним потоком короткозамкнутих контурів. Поряд з іншим використовується ізолювання болтів та натискних елементів осердя від самого осердя.

У машин постійного струму прокатних станів, особливо у випадку різких змін швидкості обертання приводу, відношення максимального струму до середнього термічного струму становить близько $1:2,5 \dots 3$. У таких випадках магнітний ланцюг додаткових полюсів повинен бути розрахований таким чином, щоб при максимальному струмі не відбувалось його насичення, що могло б спричинити суттєве погіршення комутації. Для цього використовують зокрема розширення додаткових полюсів у бік ярма, та (особливо для великих машин) зменшення потоку розсіювання шляхом розміщення обмотки додаткових полюсів ближче до якоря. Також можливе виконання додаткового немагнітного зазору між додатковим полюсом і ярмом, заповненого вставками з твердої ізоляції або латуні.

В залежності від виду приводу прокатного стану оптимальне значення числа полюсів та, відповідно, маховий момент електродвигуна постійного струму може бути більшим або меншим. Так, наприклад, у приводах з безперервним режимом роботи (нереверсивних приводах) більш вигідним є великий маховий момент, що забезпечується машинами з відносно малим числом полюсів.

В той же час для реверсивних приводів є бажаним малий маховий момент, а для деяких видів приводу, зокрема приводу летючих ножиць, така вимога є вкрай необхідною. Такі приводні двигуни виготовляються у вигляді спарених (двоякорних) електродвигунів, щоб домогтися малих махових моментів, а також малої висоти осі обертання.

Ще однією особливістю реверсивних приводів слябінгів і блюмінгів, що впливають на конструкцію електродвигуна, є необхідність передачі обертових

моментів між шихтованим осердям якоря і валом при різних напрямках обертання. Високі механічні знакозмінні навантаження потребують вжиття заходів, подібних до описаних вище конструктивних особливостей дизель-генераторів, наприклад наявності тангенціального розклинювання.

На рис. 1.4 зображена конструкція реверсивного прокатного електродвигуна з відносно невеликою кількістю полюсів.

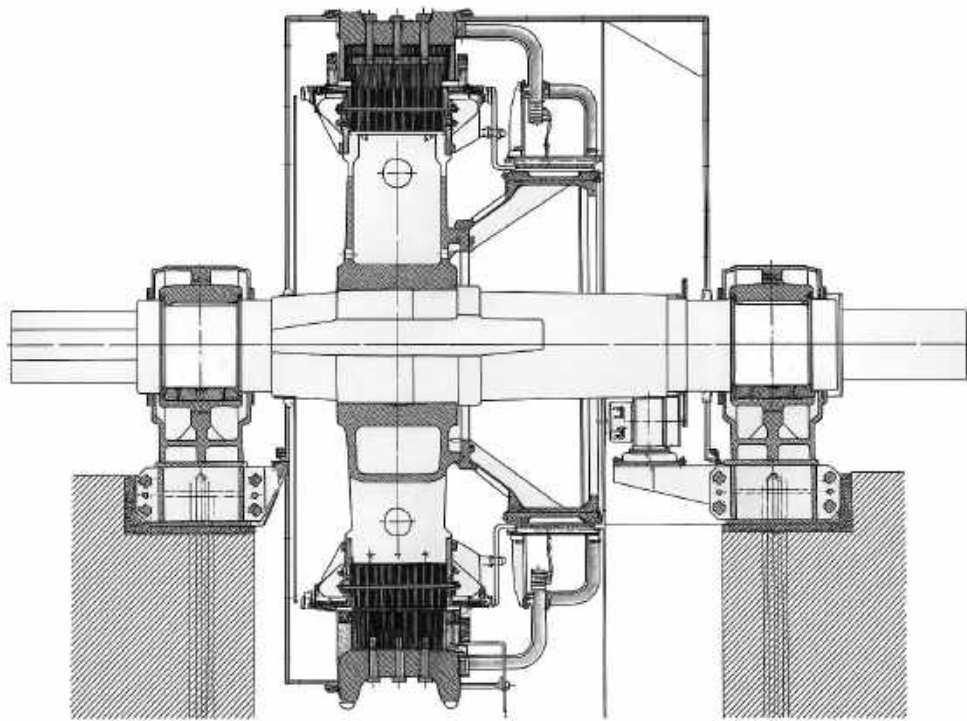


Рис. 1.4 – Реверсивний електродвигун прокатного стану

Великі двигуни постійного струму для прокатних станів зазвичай виконуються з замкненою системою вентиляції, при цьому охолодження колектору може бути виконане окремо від основного вентиляційного тракту для запобігання забруднення активних частин щітковим пилом. Часто використовується примусова система вентиляції з автономним приводом, що в першу чергу пов'язане з неспроможністю реверсивного двигуна зі змінною частотою обертання до повноцінного охолодження в усіх режимах роботи за рахунок самовентиляції.

1.3. Основи вентиляційного розрахунку машин постійного струму

1.3.1 Способи охолодження та принципіальні схеми вентиляції електричних машин

Зі зменшенням питомих витрат активних матеріалів сучасних електричних машин все більшою стає величина втрат, віднесених до одиниці площі тих поверхонь машини, які віддають тепло навколишню атмосферу. Для запобігання надмірного підвищення температури частин машини при її роботі машину необхідно штучно охолоджувати.

Основним способом охолодження переважної більшості електричних машин є охолодження потоком повітря. Для швидкохідних машинах великої потужності (зокрема у турбогенераторах та синхронних компенсаторах) застосовують охолодження воднем з метою зменшення вентиляційних втрат та розмірів машини, проте для машин постійного струму такий спосіб охолодження зазвичай не використовується.

Також розповсюдженим є принцип охолодження з замкненою вентиляційною системою, в якій циркулює газ, що охолоджується за допомогою водяних теплообмінників. В деяких випадках окремі елементи електричної машини з великими втратами охолоджуються водою, що протікає в спеціально передбачених конструкцією каналах (наприклад крізь трубчасті провідники в обмотці статора).

У випадку машин малої потужності зазвичай достатнім виявляється так зване природне охолодження, що відбувається за рахунок омивання частин машини повітрям, що проходить крізь машину внаслідок обертання її якоря. Проте у більшості випадків електрична машина потребує прийняття спеціальних заходів для поліпшення охолодження шляхом влаштування внутрішньої або зовнішньої вентиляції [4]. При цьому циркуляція повітря може здійснюватись за рахунок:

– вбудованого вентилятора, що є частиною самої машини, який може бути, як насадженим на вал машини окремим вентилятором, так і встановленими безпосередньо в якорі спеціальними вентиляційними елементами;

– окремого вентилятора з власним незалежним електроприводом, аналогічного вентиляторам, використовуваним в інших областях техніки.

Як правило в електромашинобудуванні застосовуються відцентрові та осьові (або пропелерні) вентилятори. Відцентровий вентилятор, незалежно від напрямку обертання, створює потік повітря від центру назовні, пропелерний вентилятор при зміні напрямку обертання починає переміщувати повітря у зворотному напрямку. У тихохідних машинах також знаходять застосування так звані ковшові вентилятори у вигляді окремих ковшів, що встановлюються на зовнішньому діаметрі якоря, проте вони мають достатньо обмежену ефективність.

Електричні машини залежно від способу їхнього охолодження можна розділити на наступні види:

- машини із природним охолодженням, в яких відсутні жодні спеціальні пристосування для охолодження їх частин;
- самовентильовані машини, в яких охолодження активних частин здійснюється вбудованим вентилятором, який є однією з частин якоря;
- машини із зовнішньою вентиляцією (обдувані машини), у яких зовнішня поверхня охолоджується за рахунок її обдування струменем повітря, що створюється вентилятором, насадженим на вал машини, при цьому активні частини машини є недоступними для зовнішнього повітря;
- машини з незалежним або стороннім охолодженням, у яких циркуляція газоподібного або рідкого охолоджуючого середовища здійснюється за допомогою окремого вентилятора або насоса, розміщеного поза машиною, з незалежним від машини приводом.

Машини, в яких циркуляція повітря забезпечується вентиляторами, що встановлені на валу машини, охолоджуються лише при обертанні машини. Для випадку незалежного вентилятора охолодження машини можливо здійснювати і при зупиненій машині.

Незалежно від типу вентиляції (самовентильована або незалежна вентиляція) повітря до машини може підводитися трубами ззовні або забиратися

безпосередньо з того приміщення, в якому встановлена машина.

Принципово вентилятор може встановлюватися в різних місцях вентиляційного тракту машини. Виділяється два основних типи вентиляції за місцем встановлення вентилятора:

– витяжна вентиляція, в якій вентилятор створює в машині розрідження, внаслідок чого повітря під тиском атмосфери надходить в машину, а потім вентилятором виштовхується в атмосферу.

– нагнітальна вентиляція, в якій вентилятор забирає повітря з атмосфери і з надлишковим тиском нагнітає його в машину, звідки він потім виштовхується в атмосферу.

Таким чином при витяжній вентиляції тиск в машині нижче атмосферного. При нагнітальній вентиляції в машині створюється перевищення тиску над атмосферним, що в ряді випадків є істотною перевагою нагнітальної вентиляції, проте у такої вентиляції є й недолік у вигляді додаткового підігріву повітря, що надходить у машину, за рахунок втрат потужності в самому вентиляторі.

1.3.2 Схеми вентиляції електричних машин

В електричних машинах постійного струму малих і середніх потужностей найбільш розповсюдженою є витяжна вентиляція.

У малих машинах зазвичай немає потреби та можливості виконання вентиляційних каналів у колекторі, тобто використовується непряме охолодження (за рахунок омивання повітрям тільки зовнішньої поверхні частин, що охолоджуються). Такий принцип охолодження називається простою або одноструменевою витяжною вентиляцією.

У машинах потужністю понад 3...3,5 кВт стає можливим виконання вентиляційних каналів у втулці колектора та в осерді якоря, що дає можливість отримати так звану паралельну або двоструменеву витяжну вентиляцію. В даному випадку окрім струменя повітря, що омиває зовнішню поверхню якорю та котушки полюсів, з'являється другий струмінь, який проходить усередині якоря та колектору крізь канали. Це дозволяє підвищити ефективність відведення тепла від активних частин машини.

Для поліпшення роботи вентилятора навколо нього в підшипниковому щиті передбачається кільцевий повітрозбиральний канал. Це дає можливість дещо збільшити витрату повітря, а також суттєво знизити шум від вентилятора.

В деяких випадках для посилення охолодження якоря виникає необхідність у встановленні спеціальної діафрагми на вході (а іноді також і на виході) повітря, що обмежує потік повітря в зоні полюсів. Для компенсації зниження витрати повітря та кращого охолодження обмоток збудження котушки головних та додаткових полюсів мають кругові радіальні канали, в які повітря потрапляє з повітряного зазору машини (рис. 1.5).

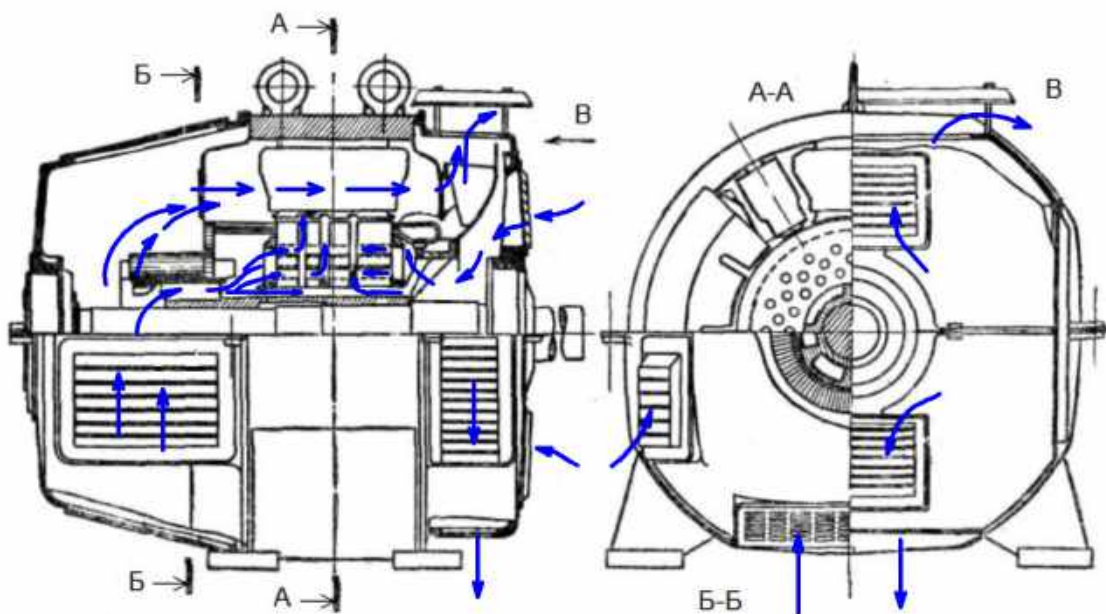


Рис. 1.5 – Радіально-осьова система вентиляції
в машинах постійного струму

Характерною особливістю вентиляційних схем з кількома паралельними шляхами холодного повітря є необхідність ретельного підбору перерізів вхідного і вихідного отворів для повітря. Іноді порівняно незначні зміни в розмірах конструктивних елементів схеми вентиляції призводять до суттєвих змін витрати охолоджуючого повітря крізь різні частини машини.

Для всіх схем витяжної вентиляції, розглянутих вище, вентилятор розташований з боку робочого кінця валу усередині підшипникового щита. Таке

конструктивне рішення викликане наступними чинниками:

- менші осьові розміри і простіша конструкція для випадку машини відкритого виконання;
- відсутність порушення вентиляційного тракту при відкриванні колекторного люку (для огляду колектора та щіток) для машин закритого виконання;
- відсутність перепон для входу повітря уразі близького розташування до двигуна елементів привідного механізму (особливо у випадку використання ремінної передачі).

Недоліком розташування вентилятора з боку привідного механізму є потрапляння в активні частини машини щіткового пилу. В деяких випадках, особливо для дуже швидкохідних і низьковольтних машин постійного струму, в яких спостерігається посилене виділення пилу з великим вмістом міді від зношування щіток і колектора, ризик порушення роботи машини внаслідок забруднення обмоток стає вкрай високим. Тому для таких машин є доцільним встановлення вентилятора між якорем та колектором.

Прикладом такого конструктивного рішення є машина, зображена на рис. 1.6, в якій повітря надходить через сітку заднього щита. Вентилятор виконаний двокамерним, завдяки чому посилюється витрата повітря крізь осьові канали якоря.

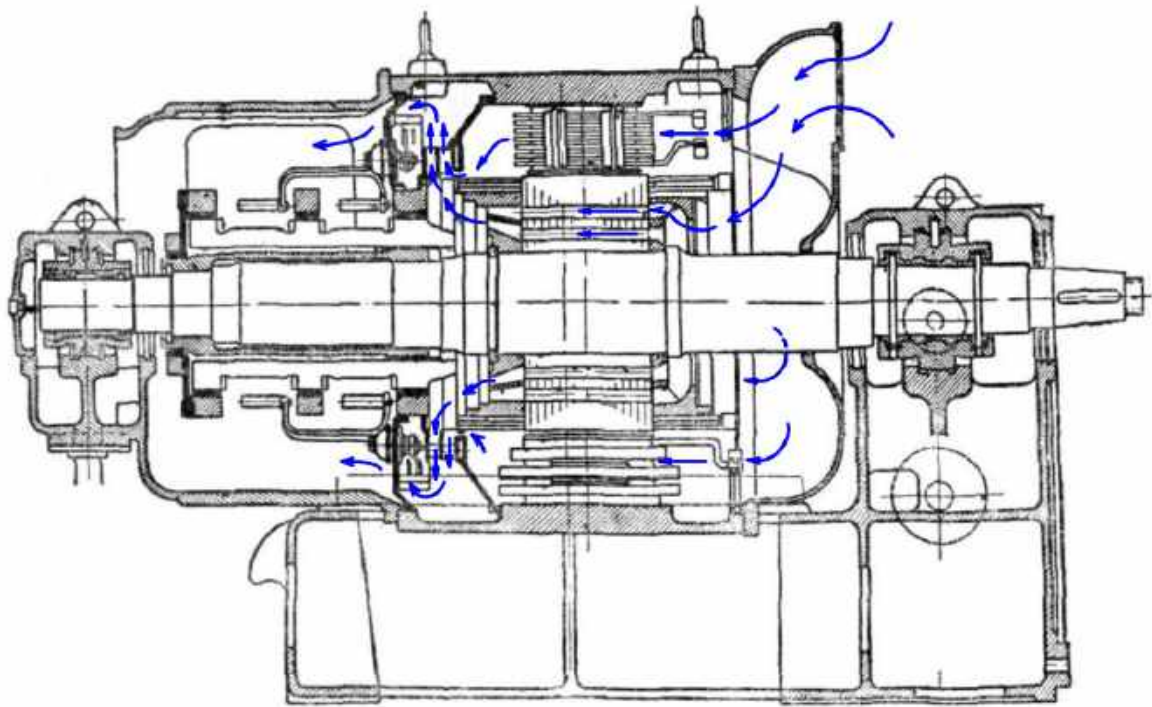


Рис. 1.6 – Вентиляція швидкохідних машин

Витяжна само вентиляція практично не застосовується у великих електричних машинах.

1.3.3 Розрахунок осьового вентилятора

Вихідними даними для аналітичного вентиляційного розрахунку осьового вентилятора електричної машини (див. рис. 1.7) є:

- об’ємна витрата повітря Q , $\text{м}^3/\text{с}$, що визначається на основі розрахункового значення втрат в машині, що відводяться потоком повітря;
- потрібний напір вентилятора H , Па, що визначається на основі попереднього розрахунку гідравлічного опору вентиляційного тракту машини;
- частота обертання n , об/хв;
- діаметр по втулці D_1 , мм;
- зовнішній діаметр по лопатям D_2 , мм.

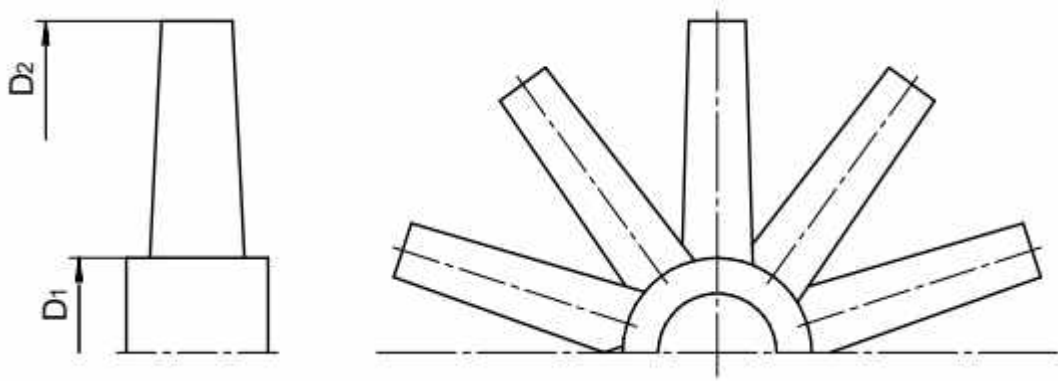


Рис. 1.7 – Схема осьового вентилятора

Кутова швидкість обертання вентилятора визначається за формулою

$$\Omega = \frac{2\pi n}{60}, 1/\text{с}. \quad (1.4)$$

Осьова швидкість у вентиляторі складає

$$v = \sigma_1 \cdot \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}, \text{ м/с}, \quad (1.5)$$

де $\sigma_1 = 1,15 \dots 1,25$ – коефіцієнт масивності, що враховує зменшення прохідного перетину вентилятора за рахунок наявності лопатей.

Визначення швидкісного напору виконується за виразом

$$H_d = \frac{1}{2} \cdot \gamma \cdot v^2, \text{ Па}. \quad (1.6)$$

де γ – густина охолоджуючого газу, кг/м^3 .

Таким чином повний напір вентилятора становить

$$H_t = H + H_d, \text{ Па}. \quad (1.7)$$

Далі на основі попередньо визначених коефіцієнту масивності σ_1 та кількості лопатей i визначається ширина лопатей біля їх основи

$$b_1 = \frac{\sigma_1 \cdot \pi \cdot D_1}{i}, \text{ м} \quad (1.8)$$

Швидкість повітря біля основи лопаті дорівнює

$$w_1 = \sqrt{v^2 + \left(0,9 \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \Omega\right)^2}, \text{ м/сек.} \quad (1.9)$$

Кут притікання потоку повітря біля основи лопаті можна знайти за формулою

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{v}{w_1}. \quad (1.10)$$

Подальший розрахунок виконується на основі параметрів вибраного профілю лопаті, визначених дослідним шляхом, а саме залежностей від кута нахилу профілю лопаті наступних величин:

- коефіцієнту підйомної сили C_y ;
- коефіцієнта лобового опору C_x ;
- коефіцієнту якості лопаті, що визначається як відношення $\frac{C_y}{C_x}$

Приклад характеристичної кривої залежності коефіцієнтів C_y від C_x наведений на рис. 1.8.

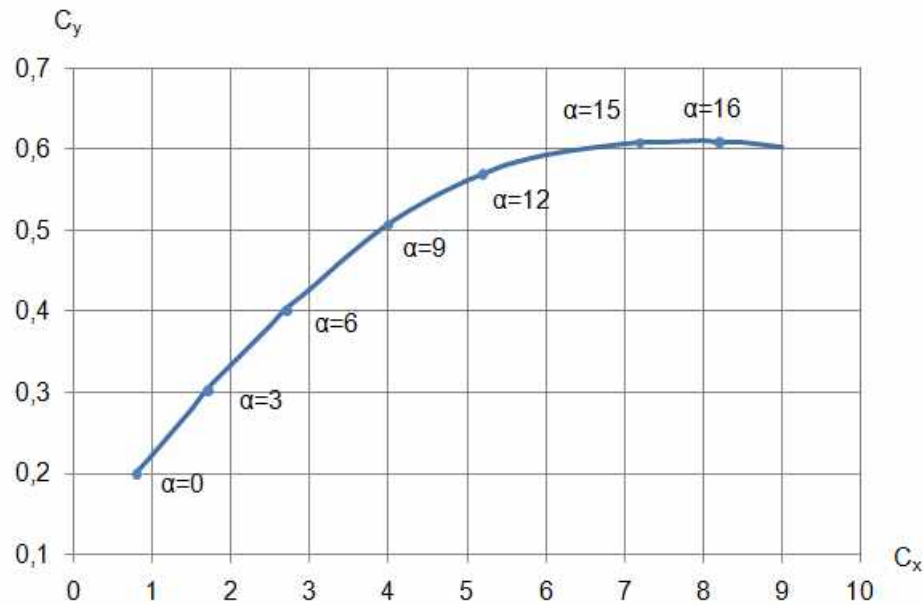


Рис. 1.8 – Характеристична крива профілю лопаті

Далі, задаючись попереднім значенням коефіцієнту якості лопаті біля основи $\frac{C_{y1}}{C_{x1}} = 10 \dots 20$, можливо знайти коефіцієнт

$$\lambda_{y1} = \cos\varphi_1 - \frac{C_{x1}}{C_{y1}} \cdot \sin\varphi_1. \quad (1.11)$$

Наступним кроком є визначення розрахункового коефіцієнту підйомної сили

$$C_{y1} = \frac{H_t \cdot \pi \cdot D_1}{b_1 \cdot i \cdot \gamma \cdot w_1^2 \cdot \lambda_{y1}}. \quad (1.12)$$

За кривою на рис. 1.8 визначається кут атаки біля основи лопаті α_1 , який відповідає отриманому значенню C_{y1} , а також значення коефіцієнта лобового опору C_{x1} . Виконується обчислення та перевірка коефіцієнту якості лопаті $\frac{C_{y1}}{C_{x1}}$, у разі його суттєвого відхилення від попередньо прийнятого значення необхідно відкоригувати цей параметр та повторно обчислити значення коефіцієнтів за

формулами (1.11) та (1.12).

Кут встановлення лопаті біля основи дорівнює

$$\theta_1 = \varphi_1 + \alpha_1. \quad (1.13)$$

Коефіцієнт λ_{x1} біля основи лопаті становить

$$\lambda_{x1} = \sin \varphi_1 + \frac{C_{x1}}{C_{y1}} \cdot \cos \varphi_1. \quad (1.14)$$

ККД для елемента лопаті вентилятора, що розглядається, біля основи визначається за формулою

$$\eta_1 = 0,9 \cdot \frac{v}{0,5 \cdot D_1 \cdot \Omega} \cdot \frac{\lambda_{y1}}{\lambda_{x1}}, \text{ в. о.} \quad (1.15)$$

Кут установки лопаті на зовнішньому діаметрі вентилятора визначається згідно з виразом

$$\theta_2 = \arctg \left(\frac{D_1}{D_2} \cdot \tg \theta_1 \right). \quad (1.16)$$

Швидкість притікання повітря на зовнішньому діаметрі складає

$$w_2 = \sqrt{v^2 + \left(0,95 \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \Omega \right)^2}, \text{ м/сек.} \quad (1.17)$$

Кут притікання на зовнішньому діаметрі становить

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{v^2}{w_2}. \quad (1.18)$$

Кут атаки на зовнішньому діаметрі визначається за формулою

$$\alpha_2 = Q_2 - \varphi_2. \quad (1.19)$$

За отриманим значенням кута атаки α_2 за кривою на рис.1.8 визначаються параметри на зовнішньому діаметрі лопаті, а саме коефіцієнт підйомної сили C_{y2} , коефіцієнта лобового опору C_{x2} , а також коефіцієнт якості лопаті $\frac{C_{y2}}{C_{x2}}$

Коефіцієнти на зовнішньому діаметрі визначаються за наступними формулами:

$$\lambda_{y2} = \cos \varphi_2 - \frac{C_{x2}}{C_{y2}} \cdot \sin \varphi_2; \quad (1.20)$$

$$\lambda_{x2} = \sin \varphi_2 + \frac{C_{x2}}{C_{y2}} \cdot \cos \varphi_2. \quad (1.21)$$

Ширина лопаті на зовнішньому діаметрі, визначається згідно з виразом

$$b_2 = \frac{H_t \cdot \pi \cdot D_2}{C_{y2} \cdot i \cdot \gamma \cdot w_2^2 \cdot \lambda_{y2}}, \text{ мм.} \quad (1.22)$$

ККД на зовнішньому діаметрі лопаті визначається за формулою

$$\eta_2 = 0,9 \cdot \frac{v}{0,5 \cdot D_{21} \cdot \Omega} \cdot \frac{\lambda_{y2}}{\lambda_{x2}}, \text{ в. о.} \quad (1.23)$$

ККД всього вентилятора можна прийняти як середнє значення ККД на

внутрішньому і зовнішньому діаметрах вентилятора, тобто

$$\eta = \frac{\eta_1 + \eta_2}{2}, \text{ в. о.} \quad (1.24)$$

Таким чином потужність, що витрачається на живлення одного вентилятора, буде дорівнювати

$$P_v = g \cdot \frac{H_t \cdot Q}{\eta}, \text{ Вт} \quad (1.25)$$

1.3.3 Тепловий розрахунок якоря при короткочасному режимі

Розглянемо методику аналітичного температурного розрахунку якоря двигуна постійного струму в короткочасному режимі роботи протягом часу T , с.

При розрахунку використовується геометричні та інші характеристики активних частин машини, отримані в ході електромагнітного розрахунку та попереднього конструктивного опрацювання машини.

Втрати в обмотці якоря визначаються, як сума основних омичних втрат та додаткових втрат:

$$P_{Cu0} = I^2 \cdot R_{(t)} + P_{Cu.z} \quad (1.26)$$

де I – струм обмотки якоря в короткочасному режимі роботи;

$R_{(t)}$ – опір обмотки якоря при середній очікуваній температурі міді;

$P_{Cu.z}$ – додаткові втрати (від поперечного пазового поля та комутації), що визначаються на основі відомих залежностей для конкретних типів машин.

Втрати в осерді якоря P_{Fe} визначається на основі визначених в процесі електромагнітного розрахунку значень магнітної індукції в окремих ділянках магнітопроводу, ваги частин осердя якоря та питомих втрат матеріалу.

За результатами попередньо виконаного вентиляційного розрахунку мають бути отримані об'ємні витрати та швидкості повітря у всіх гілках вентиляційного тракту, зокрема вздовж зовнішньої поверхні якоря, у вентиляційних каналах обмоткотримача та якоря.

Теплоємність міді обмотки якоря разом із її ізоляцією складає:

$$C_{Cu+i} = c_{Cu} \cdot G_{Cu} + c_i \cdot G_i, \text{ Дж/К} \quad (1.27)$$

де c_{Cu} , c_i – відповідно теплоємність міді та ізоляції, Дж/(кг·К);

G_{Cu} , G_i – відповідно маса міді та ізоляції обмотки, кг.

Теплоємність сталі осердя якоря дорівнює

$$C_{Fe} = c_{Fe} (G_a + G_z), \text{ Дж/К}, \quad (1.28)$$

де c_{Fe} – теплоємність електротехнічної сталі, Дж/(кг·К);

G_a , G_z – відповідно маса спинки та зубців осердя якоря, кг.

Тепловий опір пазової ізоляції становить

$$R_\beta = \frac{\beta_1}{\lambda_\beta \cdot z \cdot (2 \cdot h'_\Pi + b_\Pi) \cdot L_a}, \text{ К/Вт}, \quad (1.29)$$

де β_1 – товщина пазової ізоляції обмотки якоря, м;

λ_β – теплопровідність ізоляції, Вт·К/м;

z – кількість пазів якоря;

h'_Π , b_Π – відповідно висота (без клина) та ширина пазу, м;

L_a – довжина осердя якоря, м.

Площа зовнішньої тепловіддаючої поверхні лобових частин якоря дорівнює:

$$S_1 = \pi \cdot D_a \cdot \left(L_{\text{лоб}} - \frac{1}{3} \cdot L_{61} \right), \text{ м}^2, \quad (1.30)$$

де D_a – зовнішній діаметр осердя якоря, м;

$L_{\text{лоб}}, L_{\text{б1}}$ – відповідно довжина вильотів лобових частин та довжина їх перекриття бандажем, м.

Тепловий опір між лобовими частинами та повітрям складає

$$R'_1 = \frac{\beta_1}{\lambda_{\beta 1} \cdot S_1} + \frac{1}{\alpha_1 \cdot (1 + k_1 \cdot \sqrt{v_1}) \cdot (1 - 0,5 \cdot a) \cdot S_1}, \text{ К/Вт}, \quad (1.31)$$

де $\lambda_{\beta 1}$ – теплопровідність ізоляції лобових частин обмотки, Вт·К/м;

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні, Вт/(м²·К);

k_1 – коефіцієнт інтенсивності обдування;

v_1 – швидкість повітря, що обдуває поверхню, м/с;

a – коефіцієнт підігрівання повітря.

Площа тепловіддаючої поверхні обмоткотримача дорівнює:

$$S_2 = \pi \cdot (D_a - 2 \cdot h_n) \cdot L_{\text{лоб}}, \text{ м}^2, \quad (1.32)$$

де h_n – висота (повна) пазу, м.

Тепловий опір від лобових частин обмотки через обмоткотримач до повітря визначається за формулою

$$R''_1 = \frac{\beta_2}{\lambda_{\beta 1} \cdot S_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot (1 + k_2 \cdot \sqrt{v_2}) \cdot (1 - 0,5 \cdot a) \cdot S_2}, \text{ К/Вт}, \quad (1.33)$$

де β_2 – товщина ізоляції обмоткотримача, м.

α_2, k_2, v_2 – за аналогією до формули (1.31);

Загальний тепловий опір підключених паралельно опорів R'_1 та R''_1 складає

$$R_1 = \frac{R'_1 \cdot R''_1}{R'_1 + R''_1}, \text{ К/Вт.} \quad (1.34)$$

Тепловіддаюча поверхня зовнішньої поверхні якоря дорівнює

$$S_3 = (\pi \cdot D_a - b_{\text{п}} \cdot z) \cdot \left(L_a - \frac{1}{2} \cdot L_{\text{б2}} \right), \text{ м}^2, \quad (1.35)$$

де $L_{\text{б2}}$ – ширина бандажів осердя, м.

Тепловий опір від зовнішньої поверхні осердя якоря до повітря становить

$$R'_2 = \frac{1}{\alpha_3 \cdot (1 + k_3 \cdot \sqrt{v_3}) \cdot (1 - 0,5 \cdot a) \cdot S_3}, \text{ К/Вт,} \quad (1.36)$$

де α_3, k_3, v_3 – за аналогією до формули (1.31);

Площа поверхні вентиляційних каналів якоря складає

$$S_4 = Z_{\text{к}} \cdot \pi \cdot d_{\text{к}} \cdot L_a, \text{ м}^2, \quad (1.37)$$

де $Z_{\text{к}}$ – кількість вентиляційних каналів;

$d_{\text{к}}$ – діаметр каналів, м.

Тепловий опір вентиляційних каналів якоря дорівнює:

$$R''_2 = \frac{1}{\alpha_9 \cdot S_4}, \text{ К/Вт,} \quad (1.38)$$

де α_9 – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К), що відповідає швидкості повітря в вентиляційному каналі.

Загальний тепловий опір підключених паралельно опорів R'_2 та R''_2

обчислюється за аналогією з R_1 за формулою

$$R_2 = \frac{R'_2 \cdot R''_2}{R'_2 + R''_2}, \text{ К/Вт.} \quad (1.39)$$

Комбіновані теплові опори обчислюються за виразами

$$\frac{1}{R_{Fe}} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_\beta}; \quad (1.40)$$

$$\frac{1}{R_{Cu}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_\beta} - I^2 \cdot R_{(t)} \cdot \alpha_t; \quad (1.41)$$

де α_t – температурний коефіцієнт опору міді, 1/К.

Допоміжні величини для визначення перегрівів складають

$$h = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{C_{Cu} R_{Cu}} + \frac{1}{C_{Fe} R_{Fe}} \right), 1/^\circ\text{C}; \quad (1.42)$$

$$s = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{\frac{1}{C_{Cu} R_{Cu}} - \frac{1}{C_{Fe} R_{Fe}}} \right)^2 + \frac{4}{C_{Cu} C_{Fe} R_\beta^2}}, 1/^\circ\text{C}; \quad (1.43)$$

Перегрів міді в усталеному режимі складає

$$\theta_{Cu\infty} = \frac{\frac{P_{Cu0}}{R_{Fe}} + \frac{P_{Fe}}{R_\beta}}{\frac{1}{R_{Cu} R_{Fe}} - \frac{1}{R_\beta^2}}, \text{ К.} \quad (1.44)$$

Коефіцієнти характеристичного рівняння перегріву міді дорівнюють

$$K_{Cu1} = \frac{\theta_{Cu\infty}}{2} \left(1 + \frac{h}{s} \right) - \frac{P_{Cu0}}{2C_{Cu}^s}, \text{ К;} \quad (1.45)$$

$$K_{Cu2} = \frac{\theta_{Cu\infty}}{2} \left(1 - \frac{h}{s} \right) + \frac{P_{Cu0}}{2C_{Cu}^s}, \text{ К;} \quad (1.46)$$

Перегрів обмотки якоря під час роботи протягом часу T становитиме

$$\theta_{Cuh} = K_{Cu1}(1 - e^{-(h-S) \cdot T}) + K_{Cu2}(1 - e^{-(h+S) \cdot T}), \text{ К}; \quad (1.47)$$

Коефіцієнти характеристичного рівняння перегріву осердя дорівнюють

$$K_{Fe1} = K_{Cu1} \cdot R_{\beta} \cdot \left(\frac{1}{R_{Cu}} - C_{Cu} \cdot (h - S) \right), \text{ К}; \quad (1.48)$$

$$K_{Fe2} = K_{Cu2} \cdot R_{\beta} \cdot \left(\frac{1}{R_{Cu}} - C_{Cu} \cdot (h + S) \right), \text{ К}. \quad (1.49)$$

Перегрів осердя якоря під час роботи протягом часу T складатиме

$$\theta_{Feh} = K_{Fe1}(1 - e^{-(h-S) \cdot T}) + K_{Fe2}(1 - e^{-(h+S) \cdot T}), \text{ К}. \quad (1.50)$$

1.4 Основні принципи оптимізації електричних машин постійного струму

Електричні машини змінного та постійного струму є основою сучасних енергетичних, промислових, авіаційних, автомобільних та побутових галузей. Для забезпечення відповідної сучасним умовам енергоефективності посилюється потреба в оптимізованих конструкціях електричних машин. Неефективні машини значною мірою сприяють втратам енергії, що призводить до вищих експлуатаційних витрат та збільшення викидів вуглецю. Тому підвищення ефективності електричних машин має вирішальне значення для підвищення надійності енергопостачання, економії електроенергії та зменшення впливу на навколишнє середовище.

На ефективність електричних машин постійного струму в першу чергу

впливають такі ключові параметри, як геометрія магнітної системи та якоря, розподілення магнітного поля в повітряному зазорі та магнітопроводах, конфігурація обмоток. Передові обчислювальні інструменти, такі як метод скінченних елементів (МСЕ), допомагають оптимізувати ці параметри, забезпечуючи мінімальні втрати в електричній машині та її покращені робочі характеристики [5].

Оптимізація електричних машин може відбуватися за рахунок наступних факторів:

- вибір матеріалів, що сприяє полегшенню, отриманню більш компактних та ефективних конструкцій машин;
- оптимізація методів охолодження з метою покращення умов відведення та розсіювання тепла;
- використання сучасних складних алгоритмів керування для підвищення ефективності на основі машинного навчання для оптимізації в режимі реального часу;

Завдяки впровадженню інноваційних технологій електричні машини наступного покоління можуть досягти вищої ефективності, нижчих експлуатаційних витрат та підвищеної надійності, сприяючи більш стабільній роботі енергетичних систем.

Підвищення ефективності електричних машин вимагає різнобічного підходу, який включає оптимізацію електромагнітних властивостей, вибір високоефективних матеріалів та мінімізацію втрат енергії. Нижче розглядаються ключові фактори, що сприяють підвищенню ефективності, на прикладі проекту електродвигуна постійного струму.

1.4.1. Оптимізація в ході електромагнітного розрахунку

Оптимізація магнітопроводу електродвигуна відіграє вирішальну роль у зменшенні втрат енергії та покращенні загальної продуктивності [6]. Наступні ключові конструктивні аспекти сприяють підвищенню ефективності:

- вибір матеріалів осердя з високою проникністю, зокрема електротехнічних сталей з високим вмістом кремнію, які покращують

провідність магнітного потоку та зменшують втрати в осерді;

- мінімізація розсіювання магнітного потоку за рахунок оптимізованого вибору розмірів активних частин та повітряного зазору;

- оптимізація конфігурації обмоток для зменшення їх омичного опору за рахунок використання вищих коефіцієнтів заповнення пазів та зменшення довжини лобових частин обмотки, що сприяє зменшенню омичних втрат;

- використання методу скінченних елементів (МСЕ) для електромагнітного моделювання з отриманням максимальної ефективності.

1.4.2 Оптимізація за рахунок вибору матеріалів

Вибір матеріалів має суттєве значення для характеристик двигуна, впливаючи на електропровідність, проникність, механічну міцність та теплові властивості його частин.

В ході оптимізації варто звертати увагу на наступні аспекти вибору матеріалів:

- вибір між мідними або алюмінієвими провідниками обмоток (мідь має кращу електропровідність, проте в деяких випадках алюміній є економічно вигідною альтернативою);

- перехід на електричну ізоляцію з більшим класом нагрівостійкості, що дозволить підвищити потужність машини за рахунок збільшення припустимих робочих температур [7];

- використання для осердь та магнітопроводів електротехнічної сталі з високим вмістом кремнію зменшує втрати на вихрові струми та підвищує енергоефективність електродвигуна (проте в деяких випадках погіршує механічні властивості виробів).

- використання магнітно-м'яких композитів, що можуть забезпечувати нижчі втрати на вихрові струми (використання матеріалів такого типу найбільш ефективне для високочастотних машин, проте цілком можливе використання і для електричних машин іншого типу).

- використання рідкоземельних магнітів з метою відмови від обмотки збудження (якщо це можливо з точки зору отримання належних характеристик

електричної машини з урахуванням її конкретного призначення).

1.4.3. Методи мінімізації втрат

Втрати, що виділяються в електродвигунах, можна розділити на декілька типів. Зменшення втрат за допомогою оптимізованої конструкції та використання сучасних матеріалів підвищує ефективність двигуна. При цьому зниження температури обмоток та інших частин машини має вирішальне значення для подовження терміну служби та запобігання збоям, пов'язаним з перегрівом [8].

Втрати в міді ($I^2 \cdot R$) пропорційні омичному опору обмоток та квадрату струму, рішеннями для зменшення втрат у міді є:

- збільшення площі поперечного перерізу провідника з відповідним зменшенням опору;
- використання високочистої міді з кращою електропровідністю;
- оптимізація конфігурації обмоток для мінімізації опору;
- оптимізація параметрів магнітної системи для зменшення реакції якоря та струму збудження.

Втрати в залізі виникають внаслідок гістерезису та вихрових струмів у матеріалі осердя, методи зменшення втрат включають:

- використання тонколистової електротехнічної сталі з високим вмістом кремнію та низькими втратами на гістерезис;
- зменшення товщини листів сталі (наприклад, з 0,5 мм до 0,2...0,35 мм) для мінімізації втрат на вихрові струми;
- оптимізація рівнів магнітної індукції для запобігання надмірного насичення елементів магнітопроводу та розсіювання енергії.

Втрати на тертя та вітрове охолодження спричинені механічним опором та опором повітря всередині двигуна, вони можуть бути зменшені за рахунок:

- використання підшипників з низьким коефіцієнтом тертя (наприклад, керамічних або гібридних кулькових підшипників);
- впровадження покращених аеродинамічних конструкцій ротора (якоря) для зменшення втрат на вентиляцію відтертя повітря;

- використання методів активного охолодження (таких як примусове повітряне або рідинне охолодження) деяких вузлів для підтримки оптимальних умов роботи.

Додаткові втрати виникають внаслідок неоптимального розподілу струму та магнітного потоку в двигуні, їх можна зменшити шляхом:

- удосконалення конструкції пазів полюсів магнітної системи та пазів якоря для зменшення впливу високих гармонік потоку та струму;
- використання оптимізованих коефіцієнтів заповнення пазів для покращення розподілу струму.

1.4.4 Обчислювальна оптимізація проєктування

Сучасне проєктування електродвигунів включає передові обчислювальні інструменти для підвищення ефективності та продуктивності [9]. Методи включають:

- методи скінченних елементів (МСЕ) для електромагнітного та теплового моделювання;
- методи обчислювальна гідродинаміка (CFD) для оптимізації системи охолодження.

Це потужні обчислювальні методи, що використовуються для моделювання та аналізу електромагнітних, теплових та механічних процесів в електродвигунах. Шляхом дискретизації компонентів двигуна на менші елементи, ці методи забезпечують високоточне моделювання, що допомагає оптимізувати конструкцію [10]. Зокрема це стосується наступних складових частин процесу оптимізації:

- оптимізація розподілу магнітного потоку з забезпеченням ефективного розподілу магнітного потоку в активних частинах, зменшенням розсіювання та насичення магнітного потоку, покращенням характеристик двигуна;
- мінімізація втрат на вихрові струми;
- покращення відведення тепла та оптимізація теплового стану за рахунок точного моделювання розподілу температури в обмотках, осерді та підшипниках та температури охолоджуючого повітря;

- оптимізація механічних напружень за рахунок точного аналізу напружено-деформованого стану елементів [11].

Робочий процес оптимізації проектування на основі методу скінченних елементів та методу обчислювальної гідродинаміки включає в себе наступні основні етапи:

- моделювання геометрії з визначенням розмірів двигуна та властивостей матеріалів;
- побудова сітки з дискретизацією компонентів двигуна на скінченні елементи для моделювання;
- встановлення граничних умов розрахунку;
- виконання обчислення розподілу магнітного потоку, втрат, теплового стану та напружено-деформованого стану;
- аналіз результатів розрахунку з пошуком наявних надлишкових запасів за деякими параметрами та наступною оптимізацією конструкції (зміною геометрії осердя, розташування обмоток та елементів системи охолодження), повторення попередніх етапів з оновленими конструктивними даними у разі необхідності.
- експериментальна перевірка шляхом порівняння результатів чисельного моделювання з випробуваннями прототипів двигунів для уточнення отриманих прогнозів та внесення необхідних коректив в процеси моделювання та обчислення.

1.5 Висновки до першого розділу

На основі аналізу чинників, що впливають на конструктивне виконання електричних машин можна зробити висновок про тісний взаємний зв'язок параметрів, отриманих на основі електромагнітного розрахунку за заданими вихідними даними, з особливостями машини, пов'язаними з призначенням машини та характеристиками її місця встановлення та експлуатації. Незважаючи на однакові принципи та методику електромагнітного розрахунку, машини зі схожими вихідними даними для розрахунку можуть мати різні параметри та

суттєві конструктивні відмінності в залежності від їх конкретного призначення.

Розглянуті основні конструктивні схеми електричних машин постійного струму різного призначення та притаманні їм відмінності конструкції, пов'язані з особливостями робочих механізмів, діючими навантаженнями та потрібними робочими характеристиками машин різних типів.

Досліджені питання вибору системи охолодження та її впливу на масогабаритні характеристики електричної машини. Розглянути методи аналітичних розрахунків системи охолодження, зокрема основні принципи вентиляційного розрахунку, а також теплового розрахунку при роботі електричної машини в короткочасних режимах з неусталеними температурами активних частин.

Проведений аналіз способів оптимізації електричних машин з точки зору зменшення їх масогабаритних показників та вартості, отримання кращих робочих характеристик. Розглянуті різнобічні заходи для досягнення цих результатів, зокрема вибір матеріалів, варіанти зменшення втрат в машині, додаткові дослідження з використанням чисельних методів.

1.6 Література до першого розділу

1. ДСТУ EN IEC 60034-7:2022 Машини електричні обертові. Частина 7. Класифікація типів за конструкцією, установчим монтуванням та розміщенням клемної коробки (ІМ-код). https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=102788 ;

2. Wiedemann, E., Kellenberger, W. Konstruktion elektrischer Maschinen: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1967, 608 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-12180-1> ;

3. ДСТУ EN IEC 60072-1:2022 Машини електричні обертові. Розміри та вихідна серія. Частина 1. Номери корпусів від 56 до 400 і номери фланців від 55 до 1080. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=102792 ;

4. Hongwei Wang. Similarity and Dimensional Analysis: Cambridge University Press, 2023. <https://doi.org/10.1017/9781108671149.009> ;

5. Manu K.P. Design and optimization of high-efficiency electric motors: World Journal of Advanced Research and Reviews, 2021, 10(02), 282-292. <https://doi.org/10.30574/wjarr.2021.10.2.0198> ;
6. Borsboom, O., Salazar, M., & Hofman, T. (2022). Electric Motor Design Optimization: A Convex Surrogate Modeling Approach. IFAC-PapersOnLine, 55(24), 373-378. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2022.10.312> ;
7. Stone, G., Culbert, I., Boulter, E., Dhirani, H. Electrical Insulation for Rotating Machines .2nd ed. Wiley. 2014;
8. Shugg W.T. Handbook of Electrical and Electronic Insulation Materials. 2nd ed, 1995. 578 p.;
9. Tounsi, S., Benhadj N., Neji, R., Sellami, F. Optimization of electric motor design parameters maximizing the autonomy of electric vehicles: International Review of Electrical Engineering, 2007. <https://www.researchgate.net/publication/299207058>;
10. Третьяк О.В., Арефьева М.О., Кобзар І.В., Репетенко М.В., Сергієнко С.А., **Жуков А.Ю.**, Пеньковська Н.С., Селевко В.Б., Назаренко В.В. Методи та концепції розрахунку турбо- та гідрогенераторів у тривимірній постанові: монографія - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 138 с. ISBN 978-617-619-284-8;
11. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. / за ред. Г. С. Писаренка. Київ : Вища школа, 1993. 655 с.

РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ

Рух повітря в системі охолодження електричної машини зазвичай характеризується великою кількістю різних за своїми властивостями каналів, з'єднаних в достатньо складні схеми з численними як послідовними, так і паралельними підключеннями елементів. Аналітичні розрахунки подібних схем, які були розглянуті в розділі 1, супроводжуються численними спрощеннями та припущеннями, що не дозволяють отримувати результати з необхідною в сучасних умовах точністю.

Окрім суто аналітичних розрахунків існують більш досконалі методи, засновані на поєднанні аналітичних формул з комп'ютерними технологіями, зокрема визначення витрат в окремих гілках складних схем охолодження методом послідовного наближення. При цьому для кожної з паралельних гілок схеми складається її аналітичний опис, тобто гідравлічний опір гілки та наявні в ній джерела напору [1]. На першому етапі розрахунку задається довільний розподіл витрат охолоджуючого газу та напрямок його руху для кожної з гілок схеми, але з обов'язковим виконанням умови щодо рівності суми вхідних витрат газу та суми вихідних витрат газу у кожному з вузлів. Подальше рішення виконується ітераційним методом шляхом поступового перерозподілу витрат газу в гілках при збереженні попередньої умови щодо рівності вхідних та вихідних витрат газу в вузлі. Рішення вважається знайденим за умови досягнення рівності падінь тиску (з попередньо завданою точністю) у всіх можливих паралельних контурах між будь-якими двома точками вентиляційної схеми.

Проте такі дослідження через часткове використання аналітичних обчислень також не дозволяють отримувати необхідну точність розподілу витрат повітря та температур в окремих схожих елементах машини, що перешкоджає пошуку наявних резервів за нагрівом в процесі оптимізації електричної машини.

Ще одним шляхом визначення такого розподілу температур є виконання модельних експериментів, проте такий спосіб є достатньо тривалим та

високовитратним процесом.

Альтернативою аналітичним та модельним дослідженням систем вентиляції є чисельне моделювання, яке дозволяє аналізувати процеси в конструкціях за допомогою обчислювальних методів. Сучасний розвиток чисельних методів на основі використання комп'ютерної техніки, об'єднаних у концепцію CFD (Computational Fluid Dynamics), дає змогу моделювати рух повітря або інших теплоносіїв в каналах різної форми, а також оцінювати температурний стан як власне теплоносія, так і охолоджуваних елементів електричної машини [2]. Чисельний аналіз дозволяє порівнювати різні варіанти конструкцій у різних режимах експлуатації та оперативно вносити зміни в конструкцію в процесі оптимізації електричної машини, отримуючи результати з підвищеною точністю порівняно з аналітичними розрахунками та значно скорочуючи витрати часу та матеріальних ресурсів порівняно з експериментальними дослідженнями.

2.1 Методи дослідження газодинамічних процесів

Як правило, в сучасних умовах для прикладних задач розрахунків систем охолодження використовуються методи, що базуються на усереднених за Рейнольдсом рівняннях Нав'є-Стокса (RANS) у поєднанні з напівемпіричними моделями турбулентності.

Розробка математичної моделі зазвичай передбачає чітке визначення мети дослідження, очікуваних результатів дослідження та необхідного рівня точності, який вибирається з урахуванням оптимальних витрат часу виконання розрахунків.

Дослідження системи вентиляції за допомогою чисельних методів здійснюється за такою схемою:

- визначення мети та формулювання задачі дослідження;
- розробка відповідної математичної моделі та вибір чисельного методу розрахунку;
- перевірка адекватності математичної моделі та чисельного підходу;

- вдосконалення конструкції на основі проведеного аналізу.

2.2.1 Математична модель системи вентиляції електричної машини

Тривимірний нестационарний потік в'язкого, теплопровідного та стиснутого газу описується рівняннями Нав'є-Стокса. Для врахування турбулентних ефектів на статистичному рівні ці рівняння осереднюються за методом Рейнольдса-Фавра. В результаті отримується система рівнянь (RANS), яка має такий вигляд [3]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_j)}{\partial x_j} = 0; \\ \frac{\partial(\rho V_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_i V_j + p \delta_{ij})}{\partial x_j} = \frac{\partial(\sigma_{ij} + \tau_{ij})}{\partial x_j}; \\ \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial[(E + p)V_j]}{\partial x_j} = \frac{\partial[V_i(\sigma_{ij} + \tau_{ij}) + q_j + q_j^T]}{\partial x_j}, \end{array} \right. \quad (2.1)$$

де ρ – густина; V – швидкість; p – тиск; E – повна енергія одиниці об'єму; σ_{ij} – тензор в'язких напружень; τ_{ij} – тензор турбулентних напружень; q_{ij} – компонент вектору теплового потоку; q_j^T – компонента вектору турбулентного теплового потоку.

Для опису параметрів турбулентного потоку (швидкість, тиск, температура середовища) значення компонентів швидкості (V_j , $j = x, y, z$) і скалярні величини представляються у вигляді суми їх середнього значення та відхилення [4]:

$$V_j = \bar{V}_j + V_j', \quad (2.2)$$

$$c = \bar{c} + c'. \quad (2.3)$$

При цьому середні значення визначаються шляхом осереднення параметру для досить великого інтервалу часу T :

$$\tilde{V}_J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T V_j(t) dt. \quad (2.4)$$

Для систем вентиляції електричних машин як правило приймається, що середні значення розрахункових параметрів залишаються незмінними в часі. Це відповідає стаціонарному процесу, який позначається як SRANS (Steady RANS).

Теоретично існує інший підхід до математичного моделювання турбулентних течій, який приблизно враховує їхню нестационарність та має назву URANS (Unsteady RANS), проте розрахунок систем охолодження як правило не потребує використання цього методу.

Процес усереднення рівнянь призводить до появи невідомих складових відхилень величин, що потребує використання додаткових припущень для їх вирішення. З цією метою застосовуються моделі турбулентності, які дозволяють визначити компоненту в'язкості у вихідній системі рівнянь.

2.2.2 Характеристика робочого тіла

Під час математичного моделювання аеродинамічних процесів у системі охолодження електричної машини виникає необхідність урахування змін властивостей охолоджуючої речовини (тобто повітря) в залежності від температури. Це виконується на основі рівняння ідеального газу, при цьому залежність теплоємності повітря від температури описана поліномом [5]:

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4, \quad (2.5)$$

де R – універсальна газова стала, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$;

a_i – коефіцієнти полінома для повітря ($a_1 = 3,271$; $a_2 = 6,855 \cdot 10^{-4}$; $a_3 = a_4 = a_5 = 0$).

Зміна динамічної в'язкості при зміні температури повітря враховується за допомогою формули Сазерленда:

$$\mu = \mu_0 \frac{T_0 + C}{T + C} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}}, \quad (2.6)$$

де $T_0 = 273 \text{ K}$ – контрольна температура;
 $\mu_0 = 1,78 \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot \text{с}$ – контрольна в'язкість при контрольній температурі;

$C = 122 \text{ K}$ – температурна стала для повітря;

T – задана температура.

2.2.3 Завдання початкових та граничних умови

Для забезпечення прив'язки математичної моделі системи охолодження до конкретної прикладної задачі та до розрахункової області необхідно задати початкові та граничні умови.

В якості граничних умов виступають значення фізичних параметрів середовища в розрахунковій області, які в залежності від типу вирішуваних задач можуть суттєво впливати як на саме їхнє розв'язання, так і на швидкість його знаходження. Граничні умови визначають зв'язок фізичних процесів всередині розрахункової області з фізичними процесами поза нею. В залежності від способу завдання розрахункової області, а саме їхніх меж та умов, всі задачі можна умовно поділити на внутрішні та зовнішні:

- у внутрішніх задачах заповнена текучим середовищем розрахункова область обмежена стінками моделі (включаючи ці стінки у випадку необхідності розрахунку теплопередачі в них), при цьому окремі поверхні стінок можуть бути представлені у якості отворів, крізь які відбувається зв'язок розрахункової області з зовнішнім середовищем; всі умови, задані в межах внутрішньої задачі, точно виконуються під час розв'язку;

- у зовнішніх задачах розрахункова область обмежена площинами розрахункової сітки (зазвичай у формі паралелепіпеда, розташованого по координатним площинам) і повністю знаходиться в текучому середовищі, яке обтікає модель; в такому випадку умови, задані на зовнішніх межах, не обов'язково точно виконуються при розв'язанні задачі.

Нижче розглянуті основні типи граничних умов, які можуть задаватися в залежності від особливостей вирішуваних задач.

Параметри текучого середовища у вхідних та вихідних отворах моделі:

- масова або об'ємна витрата (або швидкість протікання), для вхідного отвору додатково можуть бути задані профіль швидкості, температура, параметри турбулентності та примежевого шару;

- повний чи статичний тиск (а також температура, параметри турбулентності та примежевого шару, які будуть використані у тому випадку, якщо за результатами розрахунку отвір буде визначений як вхідний);

- наявності вентилятора його напірна характеристика (а у випадку нагнітальної системи вентиляції також профіль швидкості, температура, параметри турбулентності та примежевого шару).

Параметри поверхонь для твердих тіл, що контактують з текучим середовищем:

- шорсткість поверхні;
- температура поверхні;
- тепловий потік, питомий (тобто з одиниці поверхні) або сумарний (за вказаною поверхнею);

- коефіцієнт тепловіддачі з поверхні до текучого середовища;

- адіабатичність поверхні, тобто відсутність теплообміну текучого середовища з поверхнею;

- ідеальність поверхні, тобто відсутність примежевого шару на поверхні та теплообміну текучого середовища з поверхнею;

- наявності обертання чи поступального руху поверхні стінки, яке не змінює геометрію проточного тракту моделі.

Теплові умови для зовнішніх поверхонь твердих тіл:

- температура поверхні;
- коефіцієнт тепловіддачі з поверхні до зовнішнього текучого середовища та температура цього середовища.

Задані на різних поверхнях граничні умови не повинні конфліктувати між

собою.

Окрім початкових та граничних умов необхідне завдання теплофізичних властивостей аналізованих текучих середовищ:

- для газів це молекулярна маса, показник адіабати, питома теплоємність при постійному тиску, коефіцієнт динамічної в'язкості та коефіцієнт теплопровідності;
- для рідин це густина, питома теплоємність, коефіцієнт динамічної в'язкості та коефіцієнт теплопровідності;
- для аналізу теплопередачі в твердих тілах це густина, питома теплоємність та коефіцієнт теплопровідності матеріалів.

2.3 Модель турбулентності

На сучасному етапі розвитку чисельних методів розрахунків існує велика кількість різних напівемпіричних моделей турбулентності, кожна з яких має власні обмеження та рекомендовані умови застосування [6]:

- KES (k - ϵ) – стандартна модель турбулентності, яка застосовується як правило у випадку високих значень чисел Рейнольдса та при відносно грубій сітці з пристіночними функціями;
- KW (k - ω) – більш точно враховує параметри тонкого пограничного шару модель k - ω порівняно з моделлю k - ϵ , проте має меншу точність для розрахунку внутрішніх течій;
- KEAKN (Abe, Kondoh, Nagano) – модель турбулентності для низьких чисел Рейнольдса;
- KEFV – модернізована k - ϵ модель, яку можна використовувати для широкого діапазону чисел Рейнольдса;
- KEQ (квадратична модель) – модель для особливо закручених завихрених потоків, у якій розглядається особливий елемент – елемент тензору завихреності;
- SST (модель Ментера) – модель, що об'єднує в собі k - ϵ та k - ω моделі з урахуванням різних рівнянь в залежності від віддаленості розрахункового

елементу до стінки;

- SA (модель Спаларта-Аллмареса) – однопараметрична модель для аерокосмічних додатків;

- Sm (модель Смагоринського) – алгебраїчна модель, яка застосовується у випадку низьких значень чисел Рейнольдса для порівняно дрібної сітки.

При дослідженні систем охолодження електричних машин найбільш вживаною є модель k-ε.

Метод скінченних об'ємів заснований на принципі інтегрування рівнянь руху рідини і перенесення скалярних величин всередині об'ємів осередків розрахункової сітки. За теоремою Гаусса для довільної векторної або тензорної величини F справедливе відношення

$$\int (\nabla \cdot F) d\Omega = \sum (F_i \cdot n_i) \cdot \Delta S_i \quad (2.7)$$

При інтегруванні розв'язуваних рівнянь в кожному з осередків обраховується сума потоків маси, імпульсу, енергії і турбулентних величин, обчислених на гранях осередків. Оскільки кожна грань розділяє дві сусідні комірки, то відповідний потік через цю грань входить в дискретні рівняння для обох осередків з різними знаками. Цим забезпечується висока точність обчислення маси, імпульсу, енергії та інших шуканих величин в розрахунковій області.

2.4 Дискретизація розрахункової області

Одним із найефективніших чисельних підходів до розв'язання рівнянь газової динаміки вважається метод скінченних об'ємів (МСО) [7].

У цьому методі розрахункову область поділяють на певну кількість скінченних об'ємів Ω , які не перетинаються між собою. Далі виконується інтегрування диференціальних рівнянь (2.1) у межах кожного з скінченних об'ємів. Загальне дискретне подання системи рівнянь у декартових координатах

для двовимірного простору набуває такого вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Omega \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho V_j \Delta n_j)_{ip} = 0, \\ \Omega \left(\frac{\rho V_j - \rho^0 V_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho V_j \Delta n_j)_{ip} = \sum_{ip} (\rho \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu \left[\frac{\partial V_j}{\partial x_i} + \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \right] \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{V_i}} \Omega, \\ \Omega \left(\frac{\rho \phi - \rho^0 \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho V_j \Delta n_j \phi)_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma \left[\frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right] \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{\phi}} \Omega, \end{array} \right. \quad (2.8)$$

де Ω – скінченний об'єм;

S_{ϕ} – поверхня, що обмежує скінченний об'єм;

dn_j – диференціал декартової складової вектора зовнішньої нормалі до поверхні;

Δt – крок за часом;

Δn_j – приріст декартової складової вектора зовнішньої нормалі до поверхні;

індекс « ip » – обчислення в точці інтегрування та підсумовування за всіма точками інтегрування даного скінченного об'єму;

індекс « 0 » – величина відповідає попередньому часовому значенню.

Отримані в процесі вирішення рівнянь значення приводяться до центру скінченного об'єму. Для знаходження значень всередині елемента сітки використовуються так звані апроксимуючі функції (функції форми) скінчених об'ємів.

Зміна деякої змінної ϕ всередині об'єму записується як:

$$\phi = \sum_{i=1}^n N_i \phi_i, \quad (2.9)$$

де N_i – апроксимуюча функція вузла;

ϕ_i – значення змінної у вузлі;

n – число вузлів елемента.

Сумування виконується по всім вузлам елемента. При цьому апроксимуюча функція має наступні властивості:

$$\sum_{i=1}^n N_i = 1, \quad (2.10)$$

$$N_j = \begin{cases} 1, & i = j; \\ 0, & i \neq j. \end{cases} \quad (2.11)$$

Однією з ключових характеристик методу скінченних об'ємів є гарантоване інтегральне збереження розрахункових фізичних величин, а саме маси, імпульсу і енергії, у межах окремих груп скінченних об'ємів, а також для всієї обчислювальної області.

При використанні багатостінної сітки для представлення фізичної області скінченні об'єми можуть мати форму простих геометричних фігур, таких як тетраедри, піраміди, тощо. Як правило в практичних розрахунках для моделювання обчислювальної області використовуються призматичні сітки, що обумовлений зручністю представлення складних геометричних об'єктів, а також можливістю гнучкої адаптації сітки до особливостей досліджуваного газодинамічного процесу.

Для побудови різницевої сітки використовується алгоритм «Octree» [8], відповідно до якого попередньо створена сітка накладається на задану область. Потім всі елементи сітки, що виходять за межі обчислюваної області, відсікаються, після чого виконується коригування вузлів сітки, розташованих поблизу її меж, таким чином, щоб вони точно відповідали кутам, ребрам і границям області.

2.4.1 Схеми дискретизації

Характерною особливістю обчислювальних алгоритмів є використання схем з різними порядками точності, що залежить від способу дискретизації конвективних членів у загальному рівнянні збереження. Для цього змінна ϕ_{ip}

виражається через значення ϕ у вузлах. Схема, яка застосовується для дискретизації конвективних складових, має наступний вигляд:

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta \vec{r}, \quad (2.12)$$

де β – коефіцієнт змішування, $0 < \beta < 1$;

ϕ_{up} – значення ϕ у вузлі, розташованого навпроти потоку;

$\vec{r}$ – вектор з вузла, розташованого навпроти потоку, до точки інтегрування.

В залежності від вибору коефіцієнту змішування β та методу обчислення $\nabla \phi$ можливо отримати схеми з різним порядком точності.

Параметр $\nabla \phi$ визначається як градієнт для скінченного об'єму, обчислений у вузлі, розташованому в напрямку потоку. Для векторних величин, зокрема швидкості, коефіцієнт β визначається окремо для кожної компоненти вектора.

Урахування стисливості здійснюється на основі рівняння нерозривності, де складова масового перенесення включає залежність від густини ρ , яка, в свою чергу, визначається через тиск p та конвективну швидкість V . Для стисливих течій дискретизація цих компонентів виконується як правило неявно на кожному кроці ітерації (за часом) із застосуванням лінеаризації за методом Ньютона-Рафсона:

$$(\rho V)^k A \approx \rho^k \cdot V^{k-1} \cdot A + \rho^{k-1} \cdot V^k \cdot A - \rho^{k-1} \cdot V^{k-1} \cdot A. \quad (2.13)$$

Індекси $k-1$ та k відповідно вказують на значення, отримані на попередньому та поточному кроці ітерації.

Лінеаризація рівнянь, які отримано при застосуванні методу скінченних об'ємів для всіх елементів розрахункової області, є дискретною консервативною системою, яка може бути записана в наступному вигляді [9]:

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \phi_i^{nb} = b_i, \quad (2.14)$$

де ϕ – невідоме розв’язання;
 a – коефіцієнт при невідомих;
 b – вільні члени;
 i – індекс, що вказує на номер відповідного скінченного об’єму або вузла, який описує рівняння;
 nb – індекс, що означає сусідній номер відповідного скінченного об’єму, для якого записується рівняння.

Кожен зі скінченних об’ємів може мати різне число сусідніх елементів, що дозволяє використовувати вказаний метод і для структурованих сіток, і для неструктурованих. З урахуванням цього фактору складається система лінійних рівнянь, що охоплює всі скінченні об’єми. Для скалярних виразів (наприклад кінетичної енергії турбулентності) значення a_i^{nb} , ϕ_i^{nb} та b_i є деякими числами, а для повного рівняння імпульсу в тривимірній постановці величини a_i^{nb} , ϕ_i^{nb} та b_i задаються у вигляді матриць векторів:

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb}, \quad \phi_i^{nb} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i^{nb}, \quad b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i^{nb}. \quad (2.15)$$

При такому підході до обчислень рішення зберігає свою повноту, а рядки матриць змінюються однаково, що забезпечує кілька ключових переваг: стабільність, ефективність, універсальність та простоту реалізації.

Як правило використовується розділена схема обчислень, коли на початковому етапі розв’язується рівняння збереження імпульсу з використанням наближеного значення тиску, а на наступних етапах виконується коригування

отриманих наближених результатів.

Процес розв'язку кожного набору рівнянь, що описує змінні поля, складається з двох основних обчислювальних операцій на кожному часовому кроці:

- генерація коефіцієнтів – нелінійні рівняння піддаються лінеаризації та включаються в матрицю розв'язку.

- розв'язання рівнянь – отримана система лінійних рівнянь вирішується за допомогою алгебраїчного багатосіткового методу.

Під час розрахунку виконується контроль за фізичним часом або часовим кроком, залежно від того, чи задача є стаціонарною або нестаціонарною. У стаціонарних розрахунках на одну зовнішню ітерацію припадає тільки одна внутрішня (відповідальна за лінеаризацію), тоді як для нестаціонарного випадку на одному часовому кроці виконується кілька внутрішніх ітерацій. Лінеаризована система рівнянь може бути представлена у загальній векторній формі наступним чином:

$$[a] \cdot [\phi] = [b], \quad (2.16)$$

де $[a]$ – матриця коефіцієнтів;

$[\phi]$ – вектор рішення;

$[b]$ – вектор вільних членів системи.

Отримана система вирішується за допомогою ітераційного методу з використанням початкового наближення для невідомих ϕ^n , яке потім, коригується поправкою ϕ' , що забезпечує більш точне значення наступного наближення ϕ^{n+1} :

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \phi', \quad (2.17)$$

де ϕ' – рішення виразу.

$$a \cdot \phi' = r^n. \quad (2.18)$$

Цей вираз використовує величину нев'язку r^n , що отримується з виразу:

$$r^n = b - a \cdot \phi^n. \quad (2.19)$$

Необхідна точності результатів досягається шляхом ітераційного повторення розрахунку за вищезазначеними формулами.

2.4.2 Формування розрахункових сіток

Формування просторової сітки є одним із ключових етапів чисельного розв'язання практичних задач за допомогою методів скінченних об'ємів та скінченних елементів.

У більшості випадків параметри та якість обчислювальної сітки відіграють ключову роль у забезпеченні достовірності чисельних розрахунків. Використання сіток, що не відповідають специфіці задачі, може призвести до суттєвого зниження точності отриманих результатів, появи незбіжності або нестабільностей, а в деяких випадках навіть до неможливості чисельного розв'язку.

Нижче розглянемо основні характеристики обчислювальних сіток, а саме їх структуру, конформність (узгодженість), форму елементів, розміри сітки і сіткових елементів, деформацію сіткових елементів.

Структура сітки визначається взаємозв'язками між її елементами та розташуванням цих елементів у просторі. При розташуванні вузлів розрахункової сітки на основі певного загального правила, така сітка називається структурованою або регулярною. Якщо положення вузлів не має чітко визначеної закономірності, а зв'язки між сусідніми елементами мають змінний характер, то сітка має назву неструктурованої або нерегулярної [10]. На рис. 2.1 наведені приклади регулярної (а) і нерегулярної (б) сіток для однієї й тієї самої геометричної області.

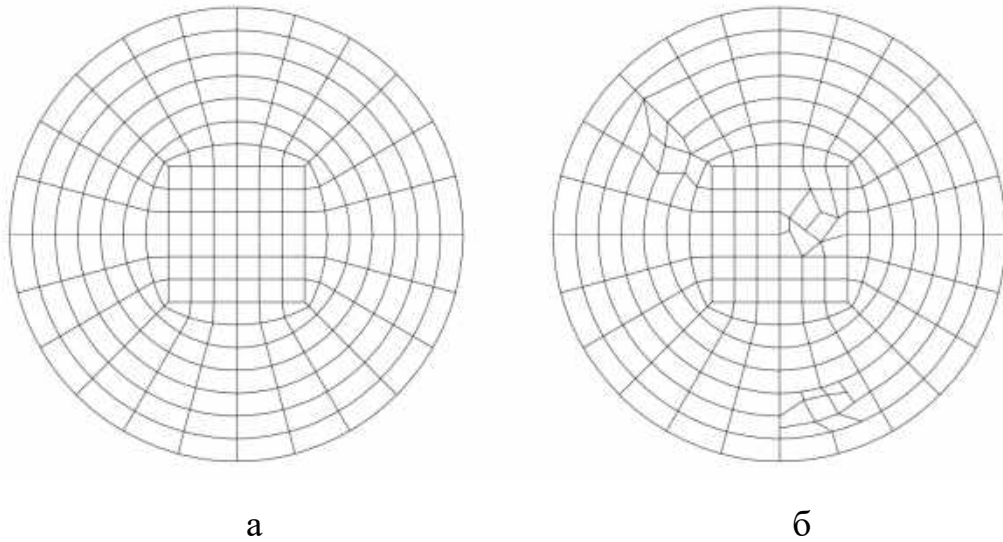


Рис. 2.1– Структура розрахункових сіток:

а) регулярна сітка; б) нерегулярна сітка

Конформною (або узгодженою) називають сітку, для якої у випадку перетинання двох елементів їхня спільна область одночасно є їхньою загальною гранню або ребром. На рис. 2.2 зображені приклади конформної та неконформної сіток.

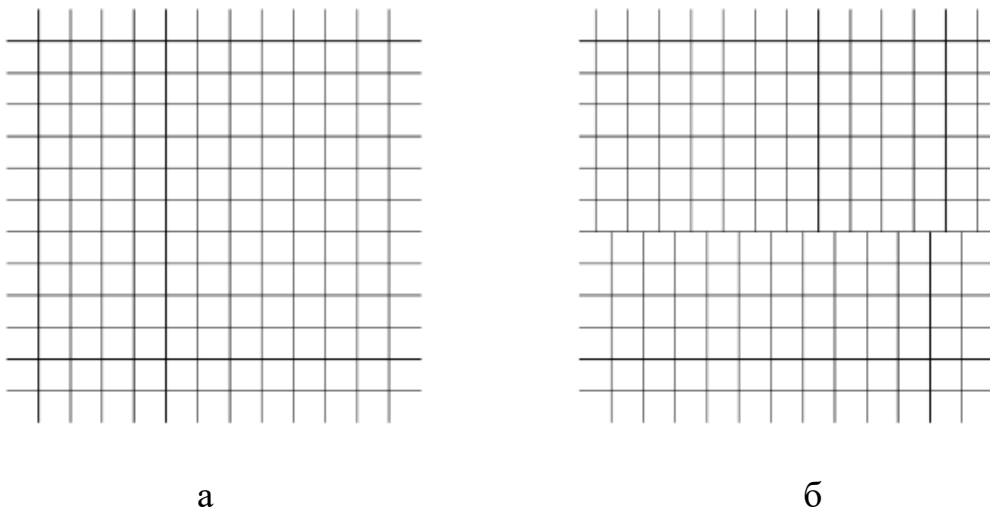


Рис. 2.2 - Узгодженість розрахункових сіток:

а) конформна сітка; б) неконформна сітка.

У практичних розрахунках структура та конформність сітки залежать від

специфіки вирішуваної задачі та складності базової геометрії.

Обчислювальні сітки розрізняються за формою елементів, з яких вони складаються. У випадку двовимірних задач використовуються два основні типи сіткових елементів: трикутні (рис. 2.3, а) та чотирикутні (рис. 2.3, б). Для розрахунків в тривимірній постановці розрахункові сітки як правило складаються з гексаедрів (рис. 2.3, в), тетраедрів (рис. 2.3, г), призм (рис. 2.3, д) або пірамід (рис. 2.3, е). Крім того, можливе використання гібридних сіток, які містять комбінацію з різних типів вищезазначених елементів.

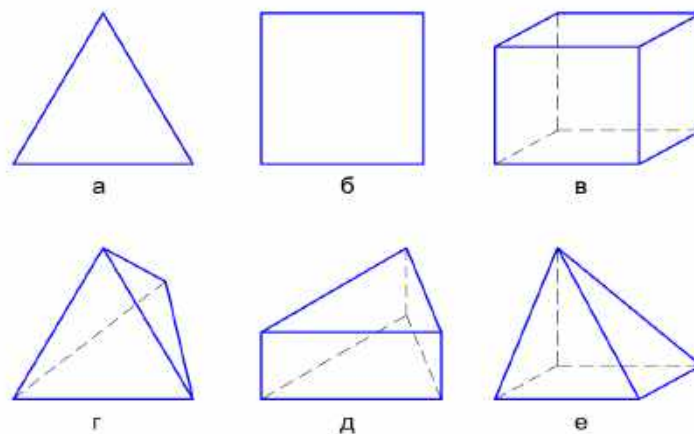


Рис. 2.3 – Форми елементів розрахункових сіток.

Слід зазначити, що сітки, побудовані на основі чотирикутних елементів або гексаедрів, зазвичай мають перевагу порівняно з трикутними або тетраедральними сітками з точки зору рахунок меншої кількості елементів та, відповідно, прискорення процесу отримання чисельного розв'язку.

Розмір розрахункової сітки визначається загальною кількістю її вузлів та інших елементів, а розмір окремого елемента сітки характеризується довжиною найбільшої з його граней. Більш дрібні елементи сітки сприяють кращому відтворенню геометрії досліджуваної області та, відповідно, підвищенню точності отриманих результатів розрахунку. Звісно таке зменшення розмірів сіткових елементів може значно збільшити обчислювальні витрати, тому важливим питанням для практичних розрахунків є знаходження оптимального

балансу між точністю та швидкістю обчислень.

Деформація сіткового елемента визначається за ступенем його відхилення від певного базового елемента. Для отримання коректної сітки її елементи мають утворюватися шляхом взаємнооднозначного невиродженого перетворення базових форм. Основними характеристиками деформації є:

- відношення довжин сусідніх ребер елемента;
- кути між дотичними ребрами;
- ступінь спотворення геометрії елемента.

При побудові оптимальної розрахункової сітки важливо враховувати всі ці параметри, що дозволить максимально ефективно виконувати обчислення шуканих фізичних величин у заданій геометрії.

2.4.3 Критерії вибору розрахункових сіток

Процес якісної дискретизації геометричної області побудови моделі є одним із найважливіших етапів чисельного розв'язання задачі. В залежності від особливостей використаного чисельного аналізу та конфігурації обчислюваної області побудова сітки може різнитися в широкому діапазоні від відносно простої та швидкої до доволі складної та ресурсоємної.

За зростанням складності геометрії моделі стає важчим, або в деяких випадках взагалі неможливим, створення для неї структурованої сітки з гексаедральними осередками, оптимальними з точки зору отримання швидкої збіжності чисельного розв'язку.

Характер та методи розв'язання задачі накладають певні вимоги на структуру сітки. У якості прикладу можна навести гідродинамічні розрахунки в'язких течій поблизу твердих стінок, коли для точного опису параметрів примежевого шару стає необхідним використання детальних сіток з видовженими призматичними осередками. В такому випадку також є важливим, щоб співвідношення розмірів сусідніх чарунок не перевищували встановленого значення.

Під час створення розрахункової сітки на основі ретельного аналізу геометрії області та специфіки задачі важливо визначити наступні її параметри:

- оптимальні масштаби розрахункових осередків,
- ділянки, де можлива побудова структурованої сітки,
- області, в яких доцільніше використовувати тетраедральні елементи.

Формування якісної розрахункової сітки як правило потребує ітераційного підходу, що складається з наступних основних етапів:

- визначення параметрів і налаштувань для сітки;
- побудова початкової сітки;
- перевірка якості сітки з поверненням до попередніх кроків у разі отримання незадовільного результату.

Таким чином, створення оптимальної розрахункової сітки є ключовим чинником для отримання високої точності та ефективності чисельного моделювання з відносно невеликими витратами часу.

2.5 Висновки до другого розділу

Сучасний розвиток обчислювальної техніки та чисельних розрахунків на основі методу CFD (Computation Fluid Dynamics), що описує газодинамічні процеси, дозволяє з високою точністю моделювати процеси руху повітря та тепловідведення в системі охолодження електричних машин. Це забезпечує можливість детального аналізу процесів у системах охолодження на етапах первинного проєктування та оптимізації електричних машин без необхідності експериментальних випробувань на прототипах, пов'язаних з високими витратами коштів та часу.

В роботі був проведений критичний аналіз відомих методів дослідження газодинамічних процесів, визначені їх переваги та недоліки.

Газодинамічні процеси у системі охолодження електричної машини описуються рівняннями Нав'є-Стокса, які доповнюються відповідними моделями турбулентності.

Для вирішення задачі обрано метод усереднених рівнянь Нав'є-Стокса (RANS), що дозволяє отримати ефективне чисельне рішення з прийнятною обчислювальною складністю.

Виконаний порівняльний аналіз можливостей різних існуючих напівемпіричних моделей турбулентності при моделюванні в'язких течій з різними характеристиками, зокрема моделей k - ϵ , k - ω , KEAKN, KEFV, KEQ, SST, SA та Sm. Враховуючи особливості роботи системи охолодження електричних машин, а також можливості використаного програмного забезпечення, обрана модель k - ϵ , яка в заданих умовах забезпечує високу точність розрахунків системи охолодження.

Розглянутий метод скінченних об'ємів (Finite Volume Method), який забезпечує ефективне чисельне розв'язування рівняння Нав'є-Стокса. Розглянутий варіант розбивки розрахункової області на неструктуровану тетраедральну та призматичну сітку для найкращої адаптації до складної геометрії елементів системи вентиляції електричної машини.

2.6 Література до другого розділу

1. Hongwei Wang. (2023). Similarity and Dimensional Analysis. Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/9781108671149.009> ;
2. 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> ;
3. Gareth Howard Finite Element Modelling of Creep for an Industrial Application / University of Pretoria, 2017. 89 p. <https://repository.up.ac.za/items/d8e4b396-f1ef-4e1f-9c9c-a091b34f79bd> ;
4. Обчислювальна гідромеханіка. Рівняння Нав'є – Стокса: навч. посіб. / В.А. Каліон. – К.: Видавничо-поліграфічний центр "Київський університет", 2016. – 221 с. https://mechmat.knu.ua/wp-content/uploads/2018/03/Kalion_2016.pdf;
5. Matsson, J. An Instruction to Solid Works Flow Simulation 2015 [Text] / SDC Publications (July 22, 2015) p. 350, ISBN-10: 1585039349. <https://static.sdcpublications.com/pdfsampl/978-1-58503-934-0-2.pdf> ;

6. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. 1994, Vol. 32, No. 8, p. 1598-1605;
7. Tannehill J.C., Anderson D.A., Pletcher R.H. Computational fluid dynamics and heat transfer. Second edition. New York: Taylor & Francis, 1997. 785 p.;
8. Yerry M.A., Shephard M.S. Automatic three-dimensional mesh generation by the modified-octree technique // International Journal for Numerical Methods in Engineering. 1984, Vol. 20, p. 1965-1990;
9. Fritzson, P. Principles of Object Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1, John Wiley & Sons, Ltd. 2004.
10. Charlesworth D.J. Solution of the incompressible Navier-Stokes Equations on unstructured meshes / PhD, Department of mechanical engineering. England: London, 2003. 197 p. <https://discovery.ucl.ac.uk/id/eprint/1383729/>

РОЗДІЛ 3 ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

Одним з напрямків загальної оптимізації електричних машин, розглянутої в першому розділі, є покращення умов їх охолодження. Здебільшого це стосується умов охолодження основних активних частин, зокрема станини з полюсами та якоря разом з колектором і щітковим апаратом.

Згідно зі статистичними даними щодо причин виникнення типових аварійних ситуацій на електричних машинах постійного струму, обумовлених відмовами різного типу, достатньо висока доля відмов відноситься до порушень роботи вузла колектору та його щіткового апарату, в тому числі:

- порушення комутації різного ступеню (від іскріння до появи кругового вогню на колекторі);
- нагрів колектору вище гранично допустимого значення;
- нерівномірне зношення щіток;
- місцеве биття колектору;
- вібрація та сколювання щіток;
- зниження опору ізоляції нижче гранично допустимого значення.

Першопричиною деяких з цих порушень може бути недостатнє охолодження вузла колектору.

Важливою особливістю теплового розрахунку вузла колектору є необхідність вирішення теплового завдання з трьома типами тепловиділень: електричні втрати в класичній постановці, втрати на тертя щіток об поверхню колектору та додаткові втрати, спричинені дією паразитних струмів. У роботі [1] розглянуті основні способи розрахунку та проєктування колекторів, засновані в основному на дослідних спостереженнях на існуючих машинах. На базі таких розрахунків можливо визначити очікувану максимальну температуру вузла, проте вони не дозволяють встановити точний розподіл температур між елементами колектору та щіткового апарату. Відповідно, для задоволення вимог надійності при експлуатації виникає потреба в перегляді існуючих методик з

метою реалізації рішення в тривимірній постановці у програмних комплексах за допомогою методів CFD [2].

3.1 Особливості конструкції системи охолодження двофазного двигуна постійного струму

Розглянемо систему охолодження електричного двигуна постійного струму, що використовується у якості привода для шахтного вантажного підйомника.

Шахтний підйомник призначений для організації вантажно-транспортного зв'язку підземного гірничого хазяйства з поверхнею шахти крізь вертикальні або похилі стволи. Також підйомна установка може використовуватись в допоміжних цілях, зокрема для огляду та ремонту армування і кріплення ствола шахти.

Зазвичай у гірничому підприємстві є декілька (принаймні два) діючих шахтних підйомника, кожен з яких використовується для власних цілей. У випадку мінімальної кількості головний підйомник як правило забезпечує підймання на поверхню корисних копалин або відходів гірських порід, а допоміжний підйомник використовується для всіх інших цілей, в тому числі для підйому і спуску людей. У ланцюзі транспортування в шахтах від забою до поверхні підйомні установки є найскладнішими та найбільш енерговитратними, їх споживання складає до 40-60% від загальної кількості всієї споживаної електроенергії на шахті. Від надійної, безперебійної та ефективної роботи підйомників залежить ритмічна робота всієї шахти та безпека працюючого у ній персоналу, тому до надійності та безпеки підйомного обладнання ставляться особливі вимоги (як і до роботи всього електромеханічного обладнання на шахті) [3].

Підйомна установка як правило складається з підйомної електричної машини, підйомної посудини, сталевих канатів і копрів з напрямними. Підйомні електричні машини слугують приводом для барабанного механізму, який намотує або змотує канати та, відповідно, переміщує підйомну посудину по

стволу шахти. Посудини рухаються по напрямним, закріпленим вздовж усієї висоти стволу.

Основною вимогою до електроприводу шахтної підйомної установки є плавна робоча характеристика машини, що дозволяє отримати необхідні динамічні показники в період розгону і під час гальмування, а також реверсивність машини. Цим вимогам задовольняє двигун постійного струму, який в даному випадку для зменшення махового моменту якоря (що сприяє зменшенню періоду розгону та зупинки) виконаний двохлапним, тобто до його складу входять двох однакові якорі, розташовані на одному валу. Також до складу двигуна входять дві магнітні системи (станіни з полюсами) та стоякові підшипники на кінцях валу.

Електродвигун встановлюється у верхній частині шахти на бетонному фундаменті, в якому виконані спеціальні повітропроводи для підведення охолоджуючого повітря зі сторони нижньої площини двигуна.

Охолодження базового двохлапного двигуна постійного струму, що розглядається, здійснюється за принципом самовентиляції. При цьому охолоджуюче повітря надходить знизу, крізь отвори в фундаменті, після чого розділяється на чотири основні частини:

- дві частини в середній частині валу для охолодження кожного з якорів та магнітних систем;
- дві окремі частини ближче до підшипникових вузлів для охолодження колектору кожного з якорів та їхніх щіткових апаратів.

Охолодження якорів та магнітних систем відбувається за радіальною схемою, при цьому в осердях якоря передбачені вентиляційні канали, що одночасно являють собою відцентрові вентиляційні елементи. Колектори двигуна не мають спеціальних вентиляційних елементів, тому в роботі двигунів періодично виникали проблеми з охолодженням колекторів.

Для покращення умов охолодження колекторів можливе використання вентиляторів, додатково встановлених на валу машини, або ж використання незалежної примусової системи вентиляції колекторів. При цьому через

реверсивність двигуна використання осьових вентиляторів на валу машини є неможливим. Встановлення відцентрових вентиляторів потребуватиме достатньо великого обсягу робіт з реконструкції двигуна, зокрема подовження валу зі збільшенням відстані між підшипниками, що призведе до відповідних труднощів, починаючи зі зростання прогину валу та крутильних коливань системи, та закінчуючи необхідністю доопрацювання фундаменту під встановлення опор підшипників. Тому оптимальним вибором є впровадження примусової вентиляції колекторів.

Нижче з текстом проводиться аналіз теплового стану колекторів для базової конструкції вентиляції та окремо для вдосконаленої конструкції вентиляції з примусовою подачею повітря до колекторів.

3.2 Розрахунок базової конструкції

Визначення теплового стану базової конструкції вузла колектору двохякірної машини постійного струму в тривимірній постановці виконувалась за допомогою розрахункового комплексу SolidWorks Flow Simulation [4, 5]. Для цього була побудована тривимірна модель якоря включно з захисним кожухом навколо колектора, з метою оптимізації витрат машинного часу на розрахунки були виконані наступні спрощення:

- завдяки симетричності конструкції та умов охолодження двох якорів машини розглядається модель лише для одного вузла колектору;
- модель колектора виконана у вигляді суцільного мідного кільця (без урахування наявності ізоляції між пластинами), бо за умовами охолодження колектора під час його обертання тепловідведення відбувається в основному з зовнішньої циліндричної поверхні без теплопередавання між сусідніми пластинами.

Визначення коефіцієнтів тепловіддачі відбувалося в автоматичному режимі за допомогою моделювання течії охолоджуючого повітря.

3.2.1 Вихідні дані для розрахунку та розрахункова сітка

На рис. 3.1 наведені граничні умови для розрахунку течії повітря всередині кожуху для області навколо колектору та щіток за відсутності примусової системи вентиляції. Холодне повітря надходить в кожух знизу і виходить через спеціальні отвори в передніх щитах. Рух повітря забезпечується лише за рахунок природної конвекції, бо в конструкції колектору не передбачені елементи для створення додаткового напору.

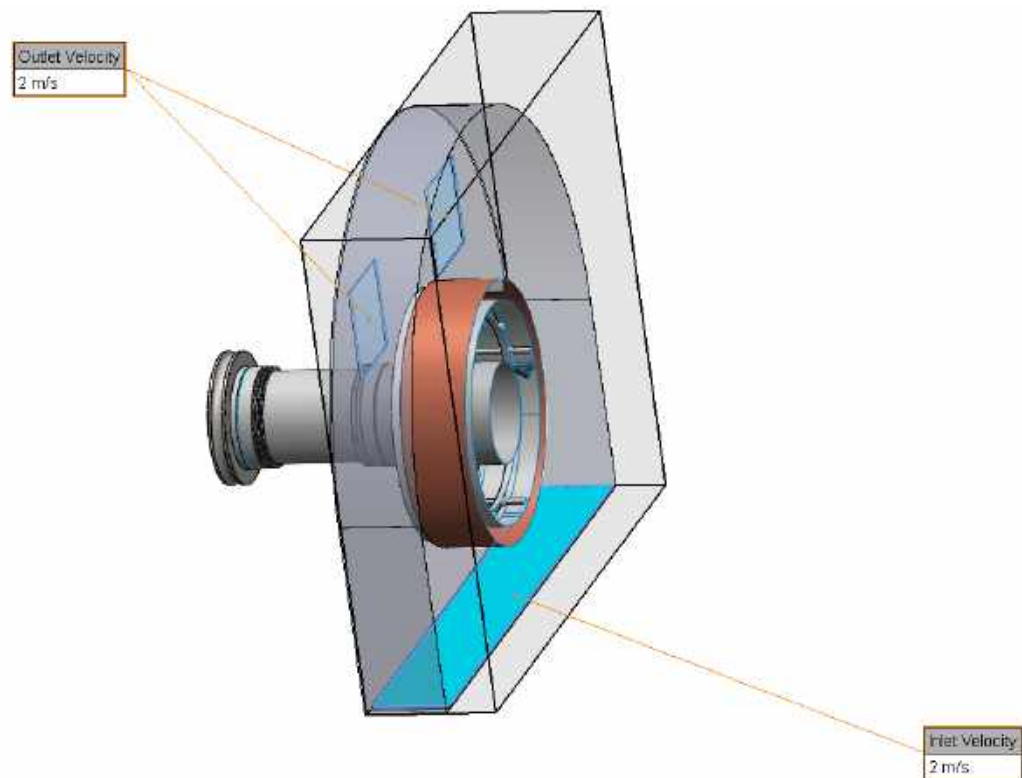


Рис. 3.1 – Граничні умови

Усередині системи повітря перебуває під атмосферним тиском (101325 Па), розрахунок проводився для умов з температурою навколишнього середовища 20 °С (тобто 293,2 К). Задані газодинамічні параметри охолоджуючого повітря та розрахункова область представлені на Рис.3.2 та 3.3.

Parameter	Value
Parameter Definition	User Defined
Thermodynamic Parameters	
Parameters	Pressure, temperature
Pressure	101325 Pa
Temperature	293.2 K
Velocity Parameters	
Parameter	Velocity
Velocity in X direction	0 m/s
Velocity in Y direction	0 m/s
Velocity in Z direction	0 m/s
Turbulence Parameters	

Рис. 3.2 – Газодинамічні параметри охолоджуючого повітря

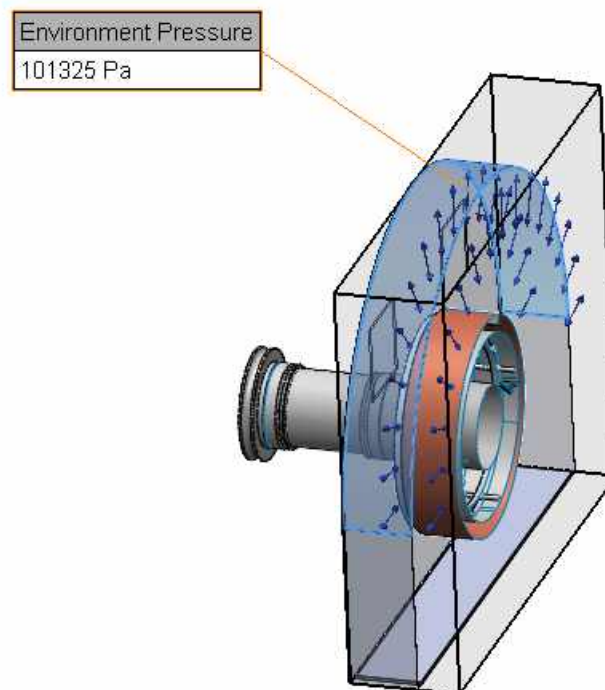


Рис. 3.3 – Розрахункова область

У якості базових компонентів застосована прямокутна сітка (див. рис. 3.4). Для забезпечення необхідної точності розрахунку використане автоматичне згущення сітки у місцях, де розміри елементів конструкції є суттєво меншими за розмір осередку основної сітки.

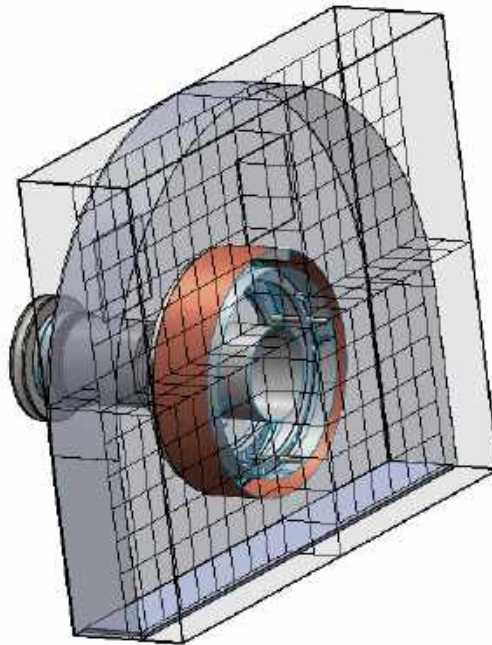


Рис. 3.4 – Розрахункова сітка

3.2.2 Результати вентиляційного розрахунку

Лінії швидкостей потоку повітря за результатами вентиляційного розрахунку наведені на рис. 3.5.

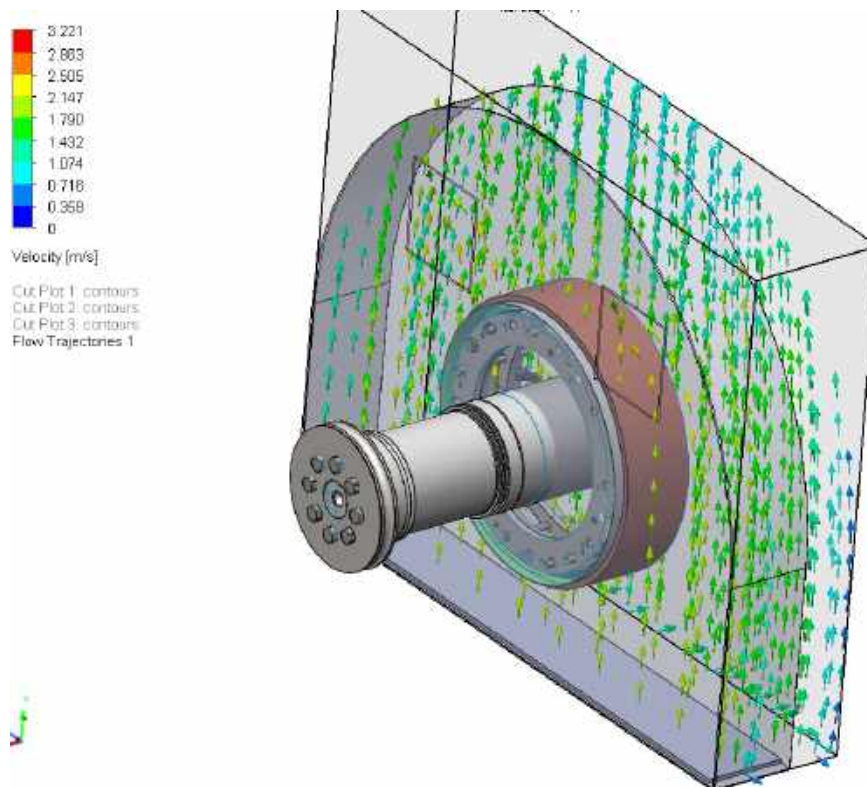


Рис. 3.5 – Лінії швидкостей потоку повітря

Відповідно до отриманого розподілу швидкостей потоку в робочій зоні присутні "мертві зони" з практично нерухомим повітрям, а приблизно для половини контуру охолодження швидкість повітря не перевищує 0,1 м/с. Таким чином в даному випадку обдування повітрям верхньої та бічної поверхонь щіток практично відсутнє. У безпосередній близькості від колектору розрахункові швидкості повітря складають близько 2 м/с, що має забезпечувати дещо кращі умови охолодження самого колектору та внутрішні частини щіток.

Розглянемо більш детально швидкості потоку у осьових розрізах, що проходять по вертикальній та горизонтальній площинам (рис. 3.6) Епюри швидкостей повітря в цих розрізах наведені на рис. 3.7 та 3.8.

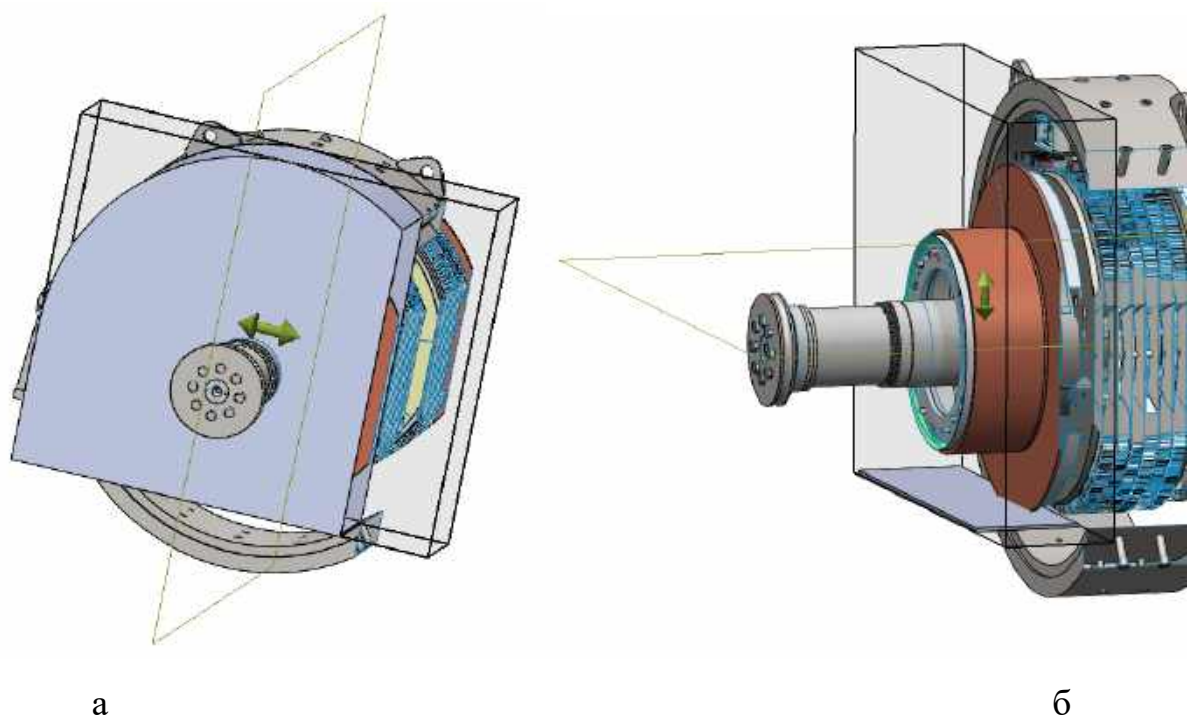


Рис. 3.6 – Положення розрізів
(а – розріз вздовж вертикальної площини,
б – розріз вздовж горизонтальної площини)

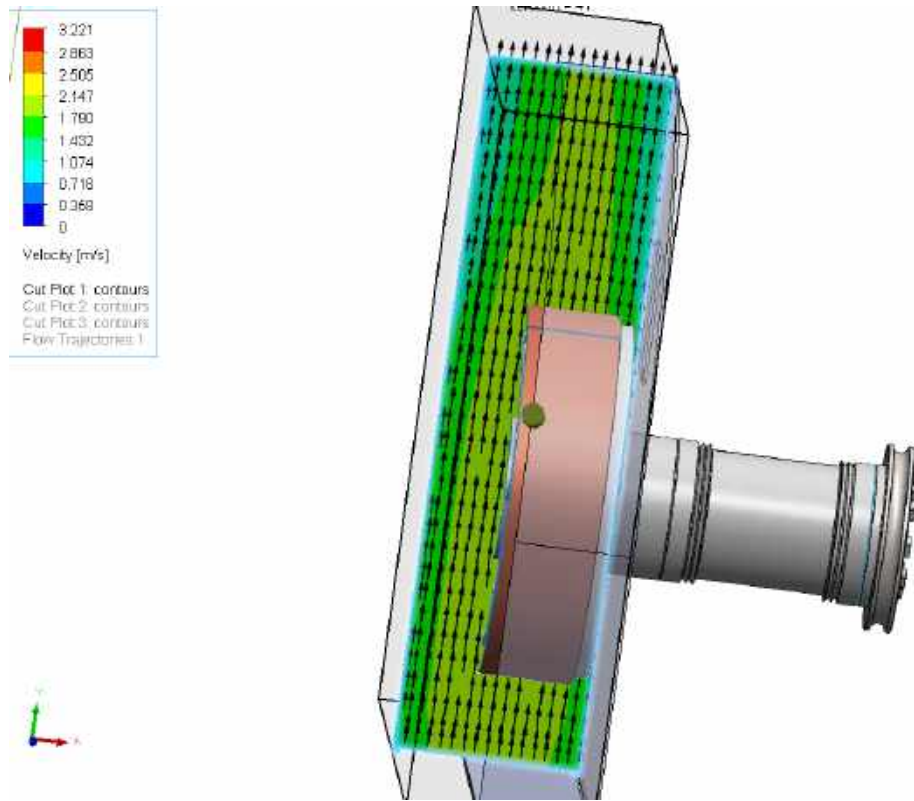


Рис. 3.7 – Епюра швидкостей повітря у вертикальній площині

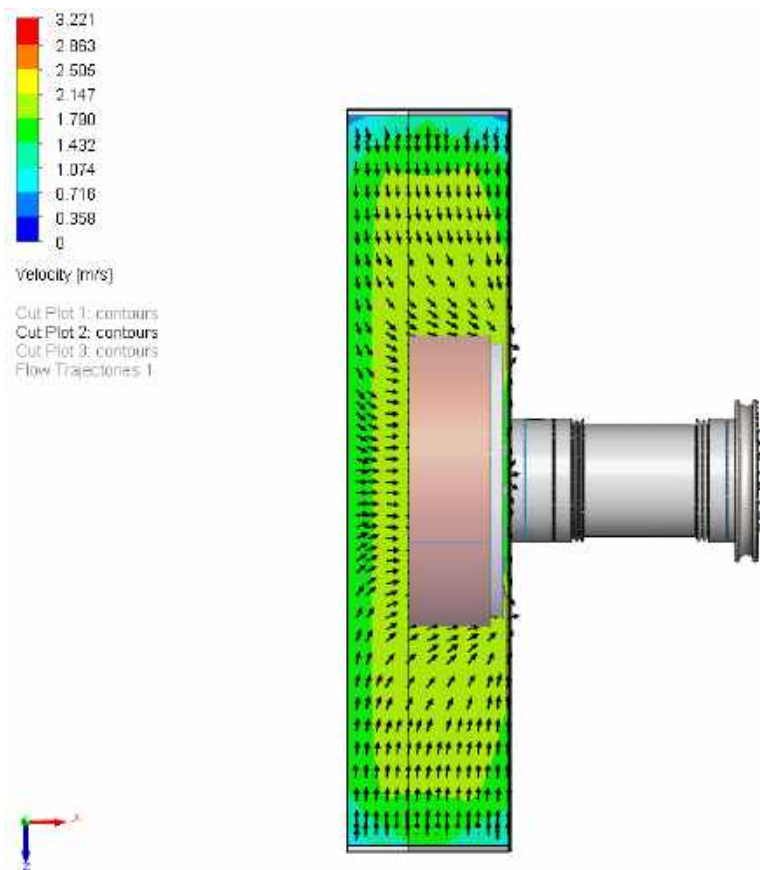


Рис. 3.8 – Епюра швидкостей повітря у горизонтальній площині

За отриманими даними можна зробити висновок, що центральна частина колектору знаходиться в області з низькими швидкостями. Повітря проходить вздовж бічних стінок, а поблизу робочої зони з максимальними тепловиділеннями замість необхідних максимальних швидкостей навпаки відбувається їх зниження. Вказані фактори свідчать про ускладнене охолодження такої конструкції.

За отриманими розрахунковими даними можна виконати оцінку температури поверхні колектору. Коефіцієнт тепловіддачі за результатами тривимірного вентиляційного розрахунку становить $25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а втрати, що відводяться виходячи з електромагнітного розрахунку, становлять 8700 Вт. На рис. 3.9 наведені задані граничні умови теплового розрахунку.

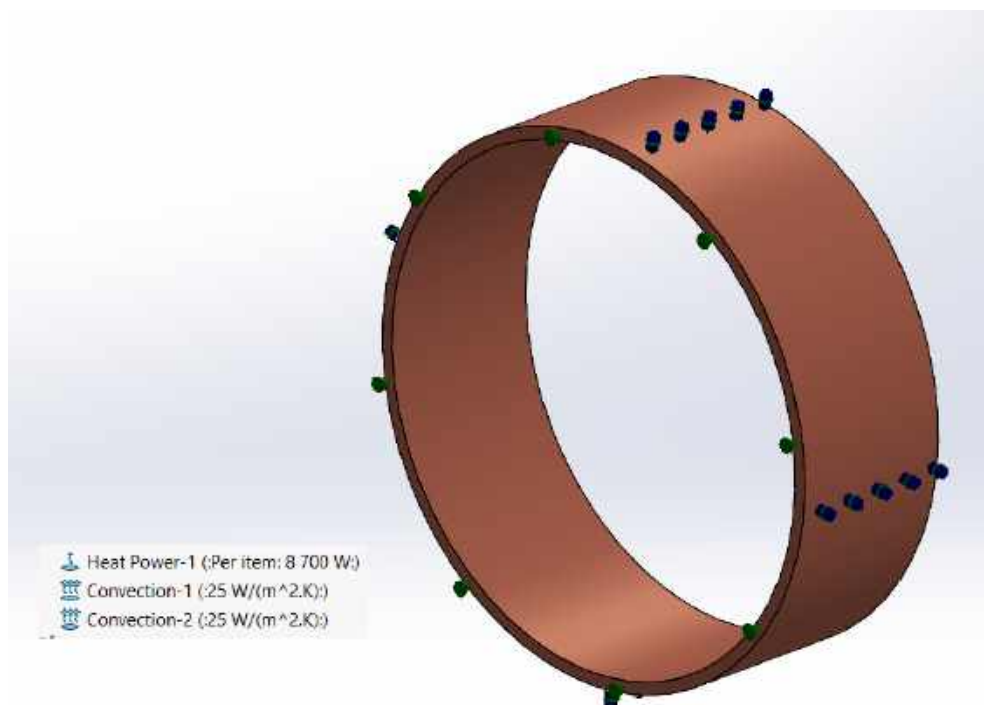


Рис. 3.9 – Граничні умови теплового розрахунку

У якості основної була використана сітка на основі тетраедрів (рис. 3.10), отримана за результатами розрахунку епюра розподілу температур наведена на рис. 3.11.

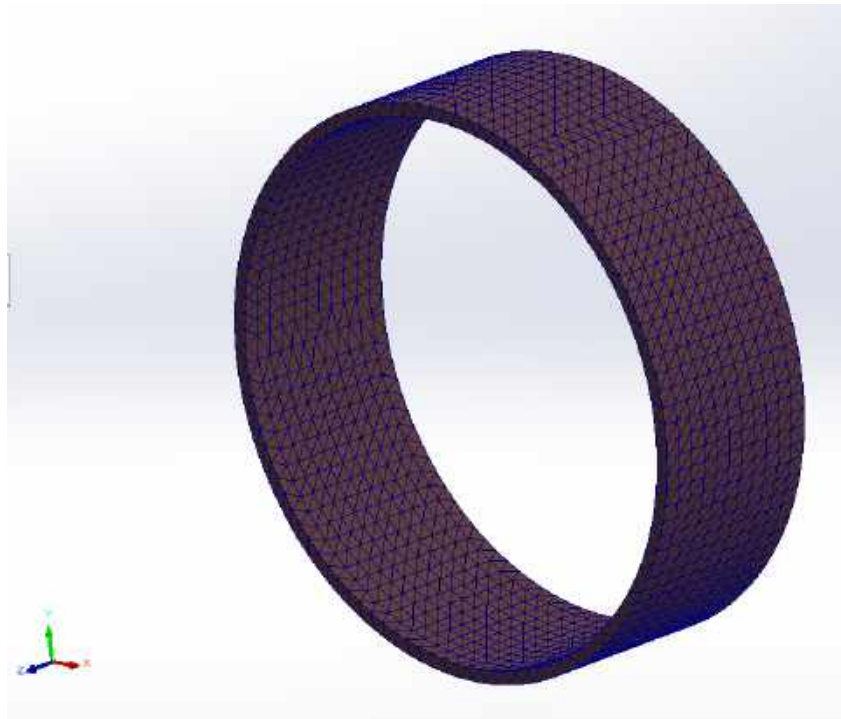


Рис. 3.10 – Розрахункова сітка

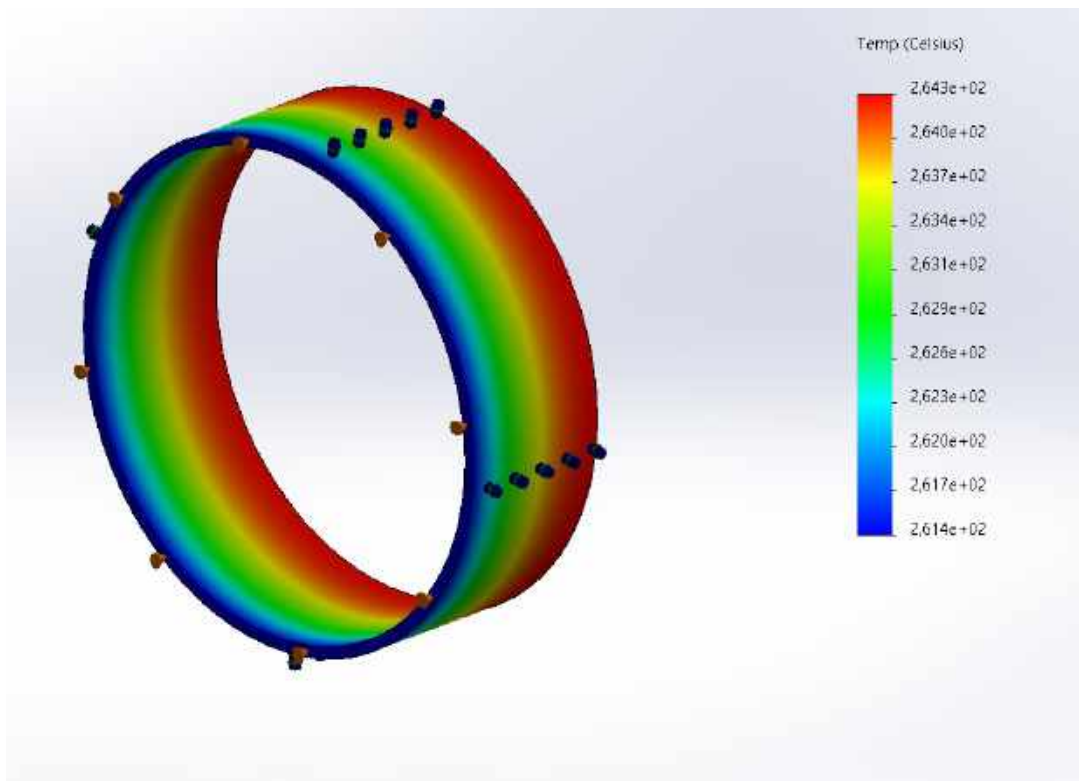


Рис. 3.11 – Епюра розподілу температур

Таким чином, відповідно до проведеного розрахунку очікуваний діапазон температур поверхні колектору знаходиться в межах 261...264 °С, що набагато

перевищує максимально допустимі температури як з точки зору роботи щіток, так і з точки зору нагрівостійкості наявної електричної ізоляції колектору відносно корпусу та між його окремими мідними пластинами [6].

3.3 Розрахунок модернізованої конструкції

Розглядається вдосконалена конструкція системи вентиляції з примусовою подачею повітря до колекторів. Для організації такої системи вентиляції в повітропроводі фундаменту електродвигуна організоване відокремлення частини повітря. Цій відокремленій частині повітря за рахунок встановлення примусових нагнітальних вентиляторів з незалежним живленням надається надлишковий тиск, завдяки чому створюються два потоки охолоджуючого повітря з постійною швидкістю. Для спрямування цих потоків в район колекторів передбачені додаткові повітропроводи, що приєднуються до вікон в захисних кожухах колекторів.

Для розрахунку використана аналогічна тривимірна модель якоря з колектором та захисним кожухом, проте з оновленими граничними умовами розрахунку.

3.3.1 Вихідні дані для розрахунку та розрахункова сітка

На рис. 3.12 наведені граничні умови для розрахунку течії повітря всередині кожуху для області навколо колектору та щіток з впровадженою примусовою системою вентиляції. В даному випадку холодне повітря в кожух надходить з боку якоря з початковою швидкістю 15 м/с за рахунок надлишкового тиску в системі вентиляції.

Початкові параметри охолоджуючого повітря не змінилися.

Застосована аналогічна до раніше розглянутої прямокутна сітка з автоматичним згущенням сітки в зонах з меншими розмірами елементів конструкції (рис. 3.13).

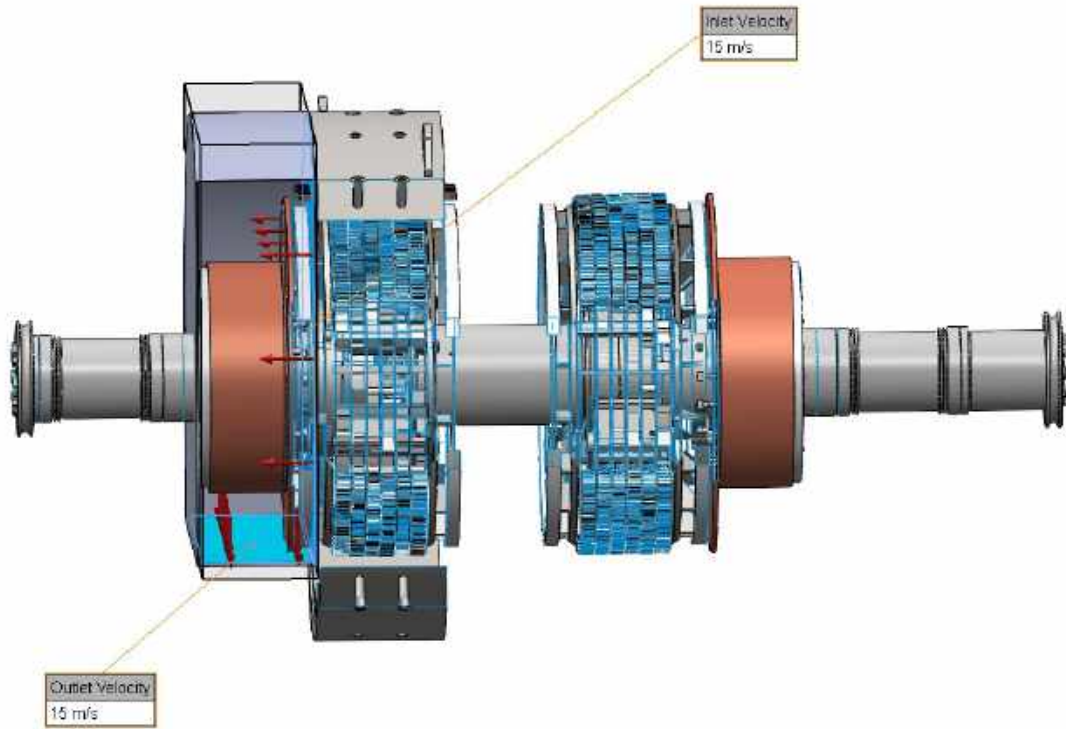


Рис. 3.12 – Граничні умови

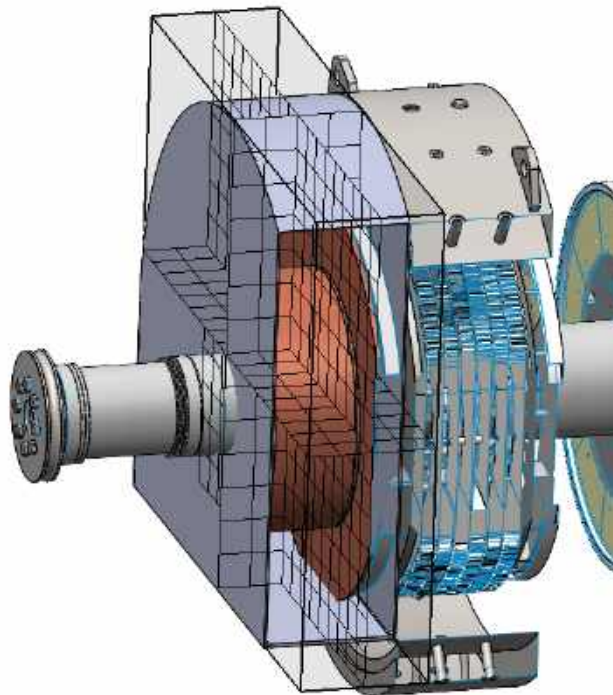


Рис. 3.13 – Розрахункова область

3.3.2 Результати вентиляційного розрахунку

Лінії швидкостей потоку повітря за результатами вентиляційного розрахунку наведені на рис. 3.14.

Згідно з отриманими результатами в робочій зоні практично відсутні "мертві зони" зі швидкістю повітря близько до 0 м/с, а середня швидкість повітря в робочій зоні складає 15 м/с.

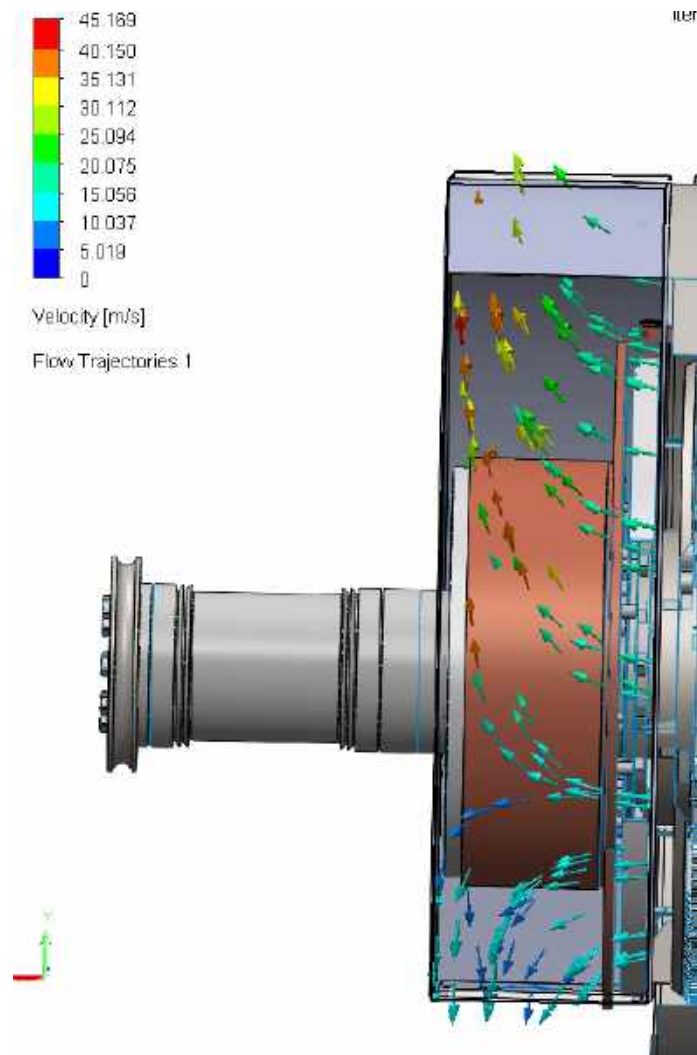


Рис. 3.14 – Лінії швидкостей потоку повітря

Розглянемо також швидкості потоку у осьових розрізах, що проходять по вертикальній та горизонтальній площинам відповідно до рис. 3.6. Епюри швидкостей повітря в цих розрізах наведені на рис. 3.15 та 3.16.

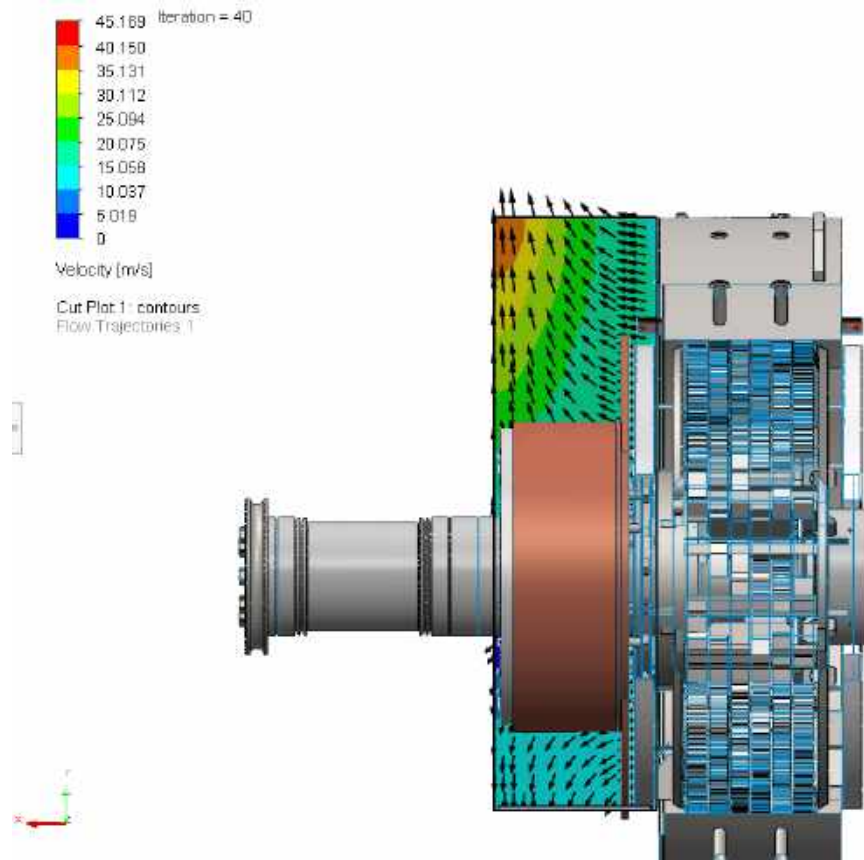


Рис. 3.15 – Епюра швидкостей повітря у вертикальній площині

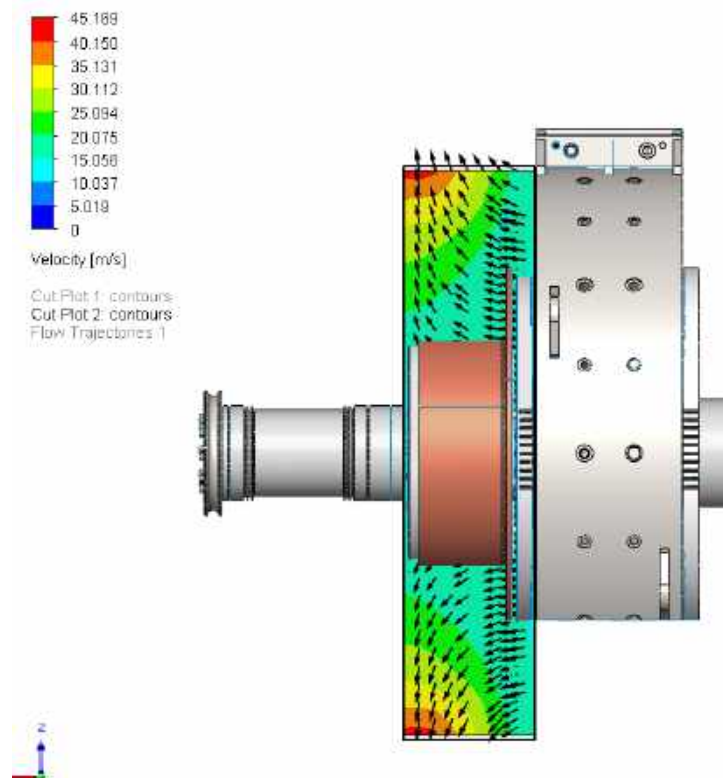


Рис. 3.16 – Епюра швидкостей повітря у горизонтальній площині

За результатами аналізу руху повітря в перерізах можна зробити наступні висновки:

- верхня та нижня частини колектору охолоджуються потоками повітрям з однаковими значеннями швидкостей, але спрямованими у різні боки, що сприяє рівномірному охолодженню колектору;

- повітря проходить вздовж циліндричної поверхні колектору, де нагрівається та далі рухається у напрямку бічних стінок кожуха без перемішування гарячого з холодним повітрям.

- у місці відведення тепла від колектору існує практично рівномірний примежевий шар із початковою температурою охолоджуючого повітря.

Аналогічно до базової конструкції визначена температура колектору. Виходячи з результатів тривимірного вентиляційного розрахунку коефіцієнт тепловіддачі становить $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, значення втрат в колекторі 8700 Вт порівняно з базовим розрахунком не змінилося. На рис. 3.17 представлені прийняті граничні умови теплового розрахунку.

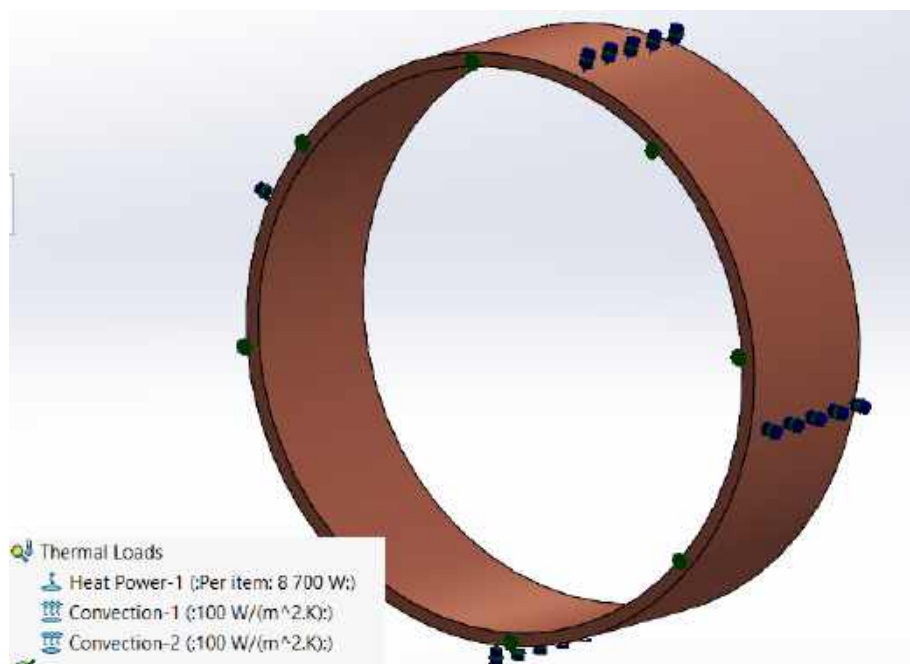


Рис. 3.17 – Граничні умови теплового розрахунку

Використана аналогічна до базової конструкції розрахункова сітка на основі тетраедрів (рис. 3.10), отримана за результатами розрахунку епюра розподілу температур наведена на рис. 3.18.

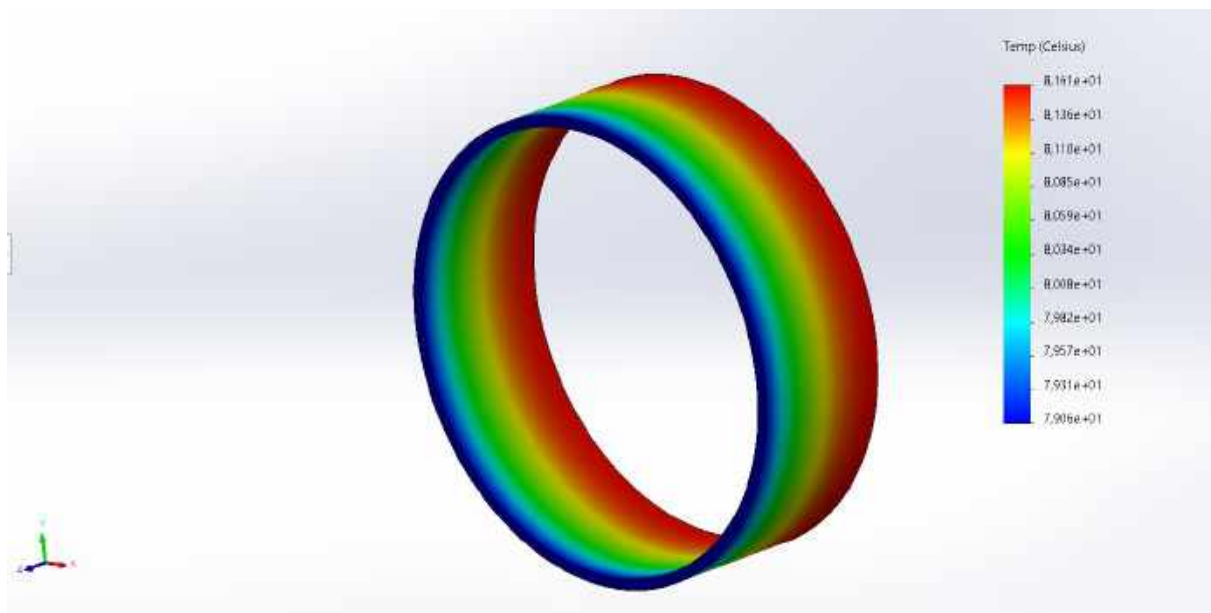


Рис. 3.18 – Епюра розподілу температур

Порівняно з базовою конструкцією спостерігається чуттєве зниження температури колектору, зокрема значення температури на поверхні становить 79...81 °С. Різниця температур вздовж поверхні виникає внаслідок надходження охолоджуючого повітря зі сторони однієї з торцевих частин.

Визначена температура відповідає вимогам нормативної документації [7] та забезпечує потрібну надійність роботи електродвигуна.

Отриманий при використанні примусової системи вентиляції запас за температурою дозволив виконати оптимізацію масогабаритних показників нових електродвигунів подібної конструкції за рахунок зменшення розмірів вузла колектору з деяким зростанням його температури в межах допустимих значень для вибраного класу нагрівостійкості ізоляції.

3.4 Висновки до третього розділу

В ході проведеного дослідження встановлено, що базова система самовентиляції колектору за рахунок конвекції без додаткового підведення повітря є вкрай неефективною. Температура колектору в найгірших умовах може досягати 264 °С, що набагато перевищує допустимі температури експлуатації, що встановлені на основі класів нагрівостійкості використовуваних в конструкції колектору ізоляційних матеріалів.

Був проведений аналіз можливих способів покращення умов охолодження вузла колектору та щіткового апарату, оптимальним з яких був визнаний варіант впровадження незалежної примусової системи вентиляції для цих вузлів [8].

Дослідження модернізованої конструкції системи вентиляції з забезпеченням з додаткового примусового підведення повітря показало, що використання такого рішення забезпечує суттєве зниження температури колектору до рівня не більше 81 °С. При цьому запропонована концепція системи вентиляції дозволила зберегти рівномірне поле температур навколо колектору всередині захисного короба.

Отримані результати дозволили оптимізувати конструкцію електричної машини за рахунок зменшення розмірів колекторного вузла.

3.5 Література до третього розділу

1. Design of Rotating Electrical Machines Juha Pyrhönen, Tapani Jokinen and Valéria Hrabovcová © 2008 John Wiley & Sons, Ltd. ISBN: 978-0-470-69516-6;

2. Tretiak, O., Arefieva, M., Makarov, P., Serhiienko, S., **Zhukov. A.** et al., "Study of Different Types of Ventilation and Cooling Systems of Bulb Hydrogenerators in a Three-Dimensional Setting," SAE Int. J. Mater. Manf. 18(3), 2025, <https://doi.org/10.4271/05-18-03-0020> ;

3. Бешта О.С., Балахонцев О.Б. Электропривод шахтных подъемных установок. Перспективы развития // Гірнича електромеханіка та автоматика. – 2007. – Вип.78/2007. с.115-118;

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

6. ДСТУ ІЕС 60085:2015 Ізоляція електрична. Оцінювання нагрівостійкості та літерні позначки. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=64354 ;

7. ДСТУ ІЕС 60034-1:2019 Машини електричні обертові. Частина 1. Номінальні та робочі характеристики. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=68104 ;

8. Oleksii Tretiak, Viacheslav Nazarenko, Serhii Serhiienko, **Anton Zhukov**, New methods for calculating of cooling systems of direct current electric machines: Міжнародна науково-практична інтернет-конференція на тему «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення» (випуск 103), 14-15 жовтня 2025 р. <http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-2321/>

РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВУЗЛІВ ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ

Методи тривимірного моделювання фізичних процесів в сучасних умовах розвитку комп'ютерних технологій мають широке використання для аналізу різних аспектів роботи електричних машин. Окрім вже розглянутих теплових та вентиляційних розрахунків з використанням методу скінченних об'ємів широкого розповсюдження зазнав аналіз напружено-деформованого стану елементів конструкції електричних машин за допомогою метода скінченних елементів [1].

Зокрема метод може бути особливо зручним у випадках з достатньо складною геометрією аналізованих вузлів, коли використання аналітичних методів буде супроводжуватись суттєвими спрощеннями розглянутої для розрахунку конструкції для можливості її прив'язки до "зручної" в даному випадку аналітичної моделі, що, відповідно, призведе до появи неточностей розрахунку [2]. Врахування в розрахунку всіх елементів геометрії конструкції без спрощень в такому випадку може призвести до суттєвого ускладнення (а в окремих випадках навіть до неможливості виконання) повноцінних аналітичних розрахунків.

При цьому окрім суто проєктних робіт метод скінченних елементів може широко використовуватись і задля проведення аналізу пошкоджень вузлів вже існуючих електричних машин в ході їх експлуатації. На основі тривимірної моделі пошкоджених елементів машини може бути проведена оцінка спроможності подальшої роботи обладнання з наявними пошкодженнями та надані рекомендації щодо усунення цих пошкоджень.

В якості прикладу розглянемо використання методу скінченних елементів для аналізу можливостей внесення змін в конструкцію існуючої електричної машини з метою оптимізації масогабаритних показників або в процесі ремонту.

4.1 Розрахунок напружено-деформованого стану шийки валу зі зменшеним діаметром

В ході експлуатації синхронного електричного двигуна, обладнаного підшипниками ковзання, виникла аварійна ситуація, пов'язана з отриманням пошкоджень робочих поверхонь обох шийок валу внаслідок дії високих температур через порушення в роботі системи оливного охолодження. Отримані пошкодження шийок валу зображені на рис. 4.1 та 4.2.



Рис. 4.1 – Пошкодження шийки валу



Рис. 4.2 – Пошкодження шийки валу

Виявлені при обстеженні пошкодження не дозволяли подальшу експлуатацію валу без відновлення поверхонь його шийок. Оптимальним засобом для відновлення було визнане проточування шийок валу за зменшенням діаметру. Для визначення механічних напружень в шийці валу від дії моменту короткого замикання на валу з врахуванням навантажень на вал та визначення допустимих зменшених значень діаметрів шийки валу для подальшої механічної обробки були виконані відповідні розрахунки.

4.1.1 Конструкція валу та вихідні дані для розрахунку

На рис. 4.3 представлений ескіз конструкції валу синхронного двигуна в базовому виконанні.

Кутова швидкість обертання якоря складає

$$\Omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_N}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 500}{60} = 52,3 \frac{\text{рад}}{\text{с}}. \quad (4.1)$$

Номінальний крутний момент на валу становить

$$M_N = \frac{P_N}{\Omega} = \frac{9 \cdot 10^6}{52,3} = 172 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} = 172 \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (4.2)$$

Для визначення моменту короткого замикання на валу використовується коефіцієнт короткого замикання K_k (відношення моменту короткого замикання до номінального моменту). За результатами електромагнітного розрахунку для цієї синхронної машини даний коефіцієнт становить $K_k = 7$. Таким чином момент короткого замикання визначається за формулою

$$M_k = K_k \cdot M_N = 7 \cdot 172 \cdot 10^3 = 1204 \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (4.3)$$

Для оцінки міцності валу при дії на нього найбільшого крутного моменту на валу M_k визначимо механічні напруження в шийці валу для різних діаметрів шийки, а саме номінального діаметру $d_N = 400$ мм та діаметрів, зменшених в процесі механічної обробки до $d_1 = 380$ мм або $d_2 = 360$ мм.

Механічні напруження при $d_N = 400$ мм становлять:

$$\tau_N = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_N^3} = \frac{16 \cdot 1204 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,4^3} = 95,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 95,8 \text{ МПа}. \quad (4.4)$$

За аналогічними формулами механічні напруження для діаметрів шийки валу, зменшених до $d_1 = 380$ мм або $d_2 = 360$ мм, відповідно становлять:

– зусилля від ваги конструктивних компонентів (2) – 140 кН.

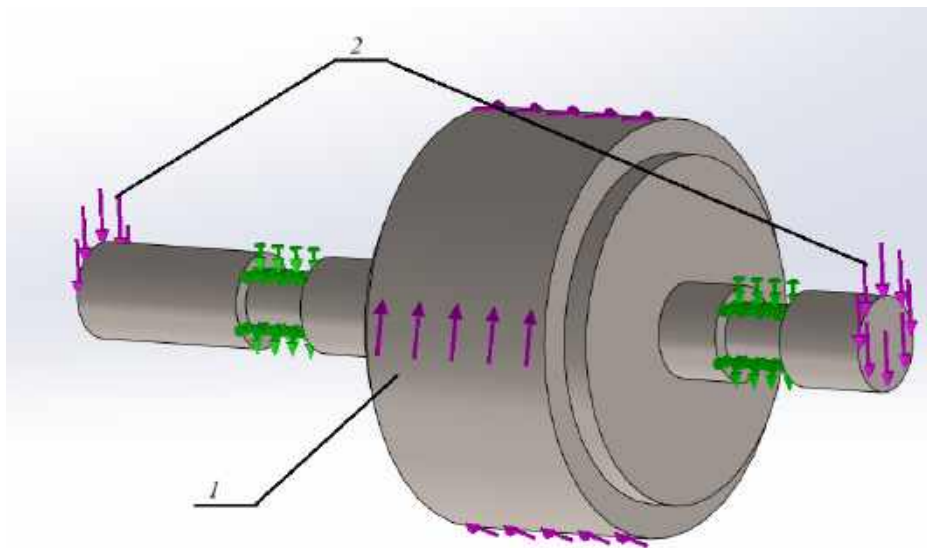


Рис. 4.5 – Зусилля, що діють на вал

На рис. 4.6 та 4.7 відповідно наведені епюра розподілу напружень та епюра деформацій за результатами статичного розрахунку для первинної конструкції валу з номінальним діаметром шийок $d_N = 400$ мм.

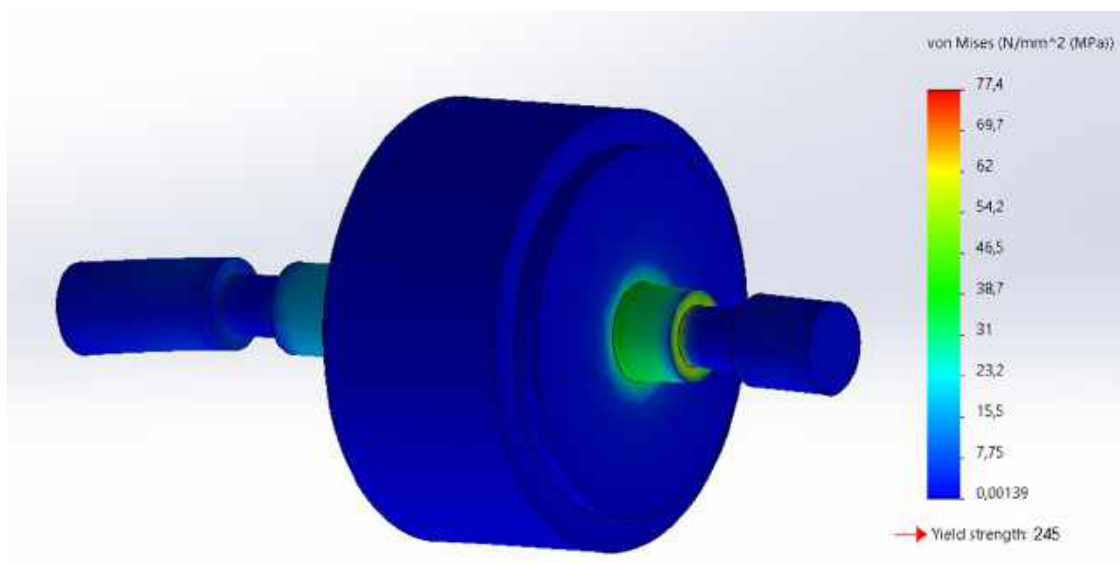


Рис. 4.6 – Загальна епюра розподілу напружень
при діаметрі шийок валу $d_N = 400$ мм

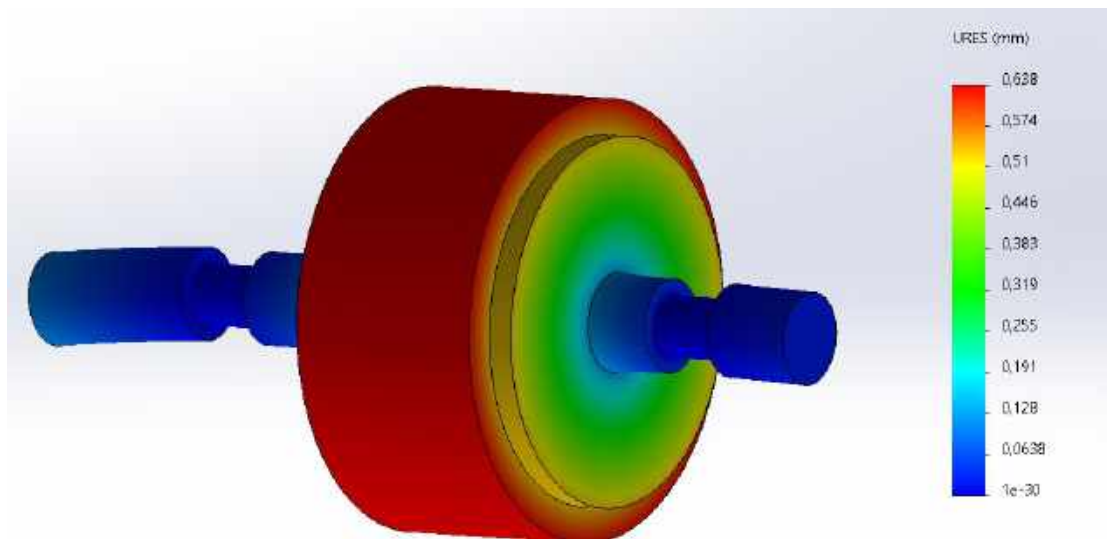


Рис. 4.7 – Загальна епюра деформацій
при діаметрі шийок валу $d_N = 400$ мм

Таким чином при номінальному діаметрі шийок валу $d_N = 400$ мм максимальні значення механічних напружень від зусиль не перевищують 77,4 МПа, а максимальні деформації спостерігаються в центральній частині якоря та складають 0,64 мм.

На рис. 4.8 та 4.9 наведені аналогічні епюри для конструкції валу зі зменшеним діаметром шийок $d_1 = 380$ мм, а на рис. 4.10 та 4.11 – для конструкції з $d_2 = 360$ мм.

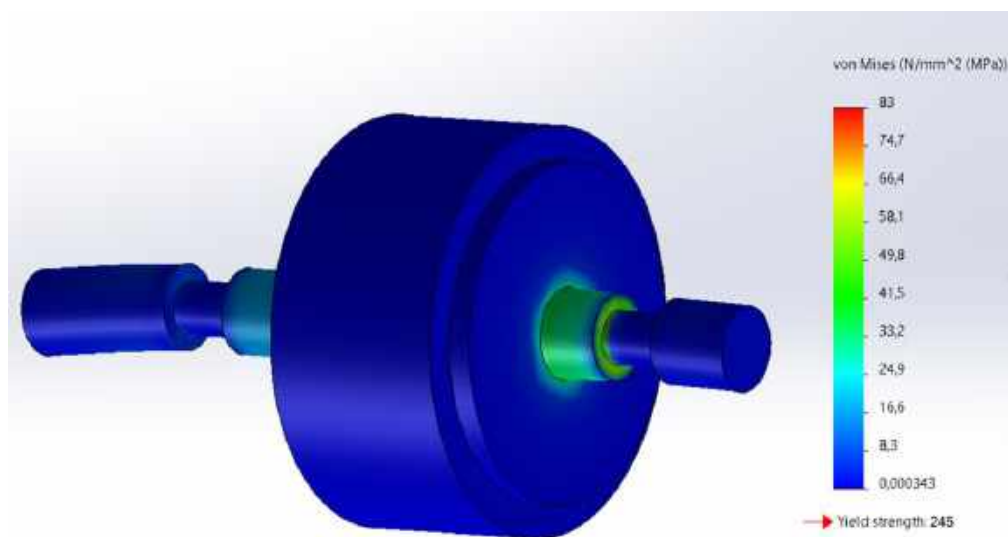


Рис. 4.8 – Загальна епюра розподілу напружень
при діаметрі шийки валу $d_1 = 380$ мм

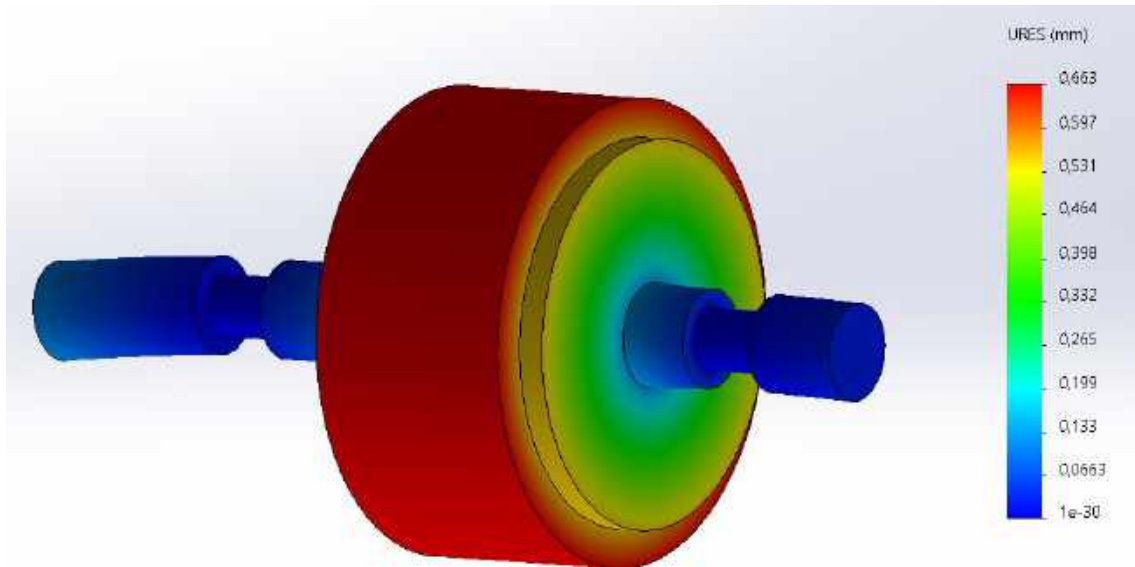


Рис. 4.9 – Загальна епюра деформацій
при діаметрі шийки валу $d_1 = 380$ мм

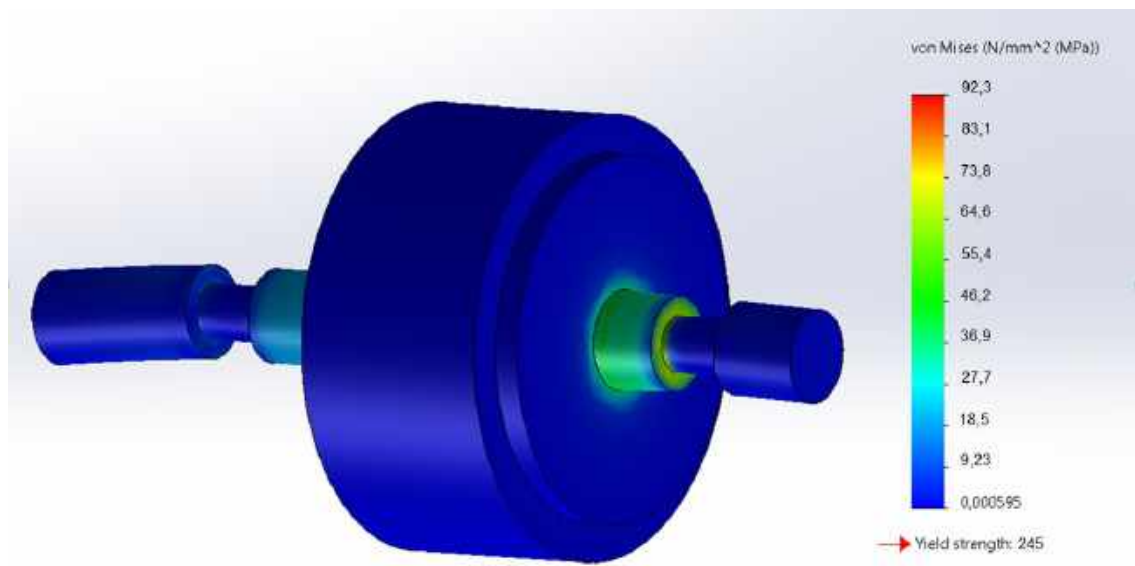


Рис. 4.10 – Загальна епюра розподілу напружень
при діаметрі шийки валу $d_2 = 360$ мм

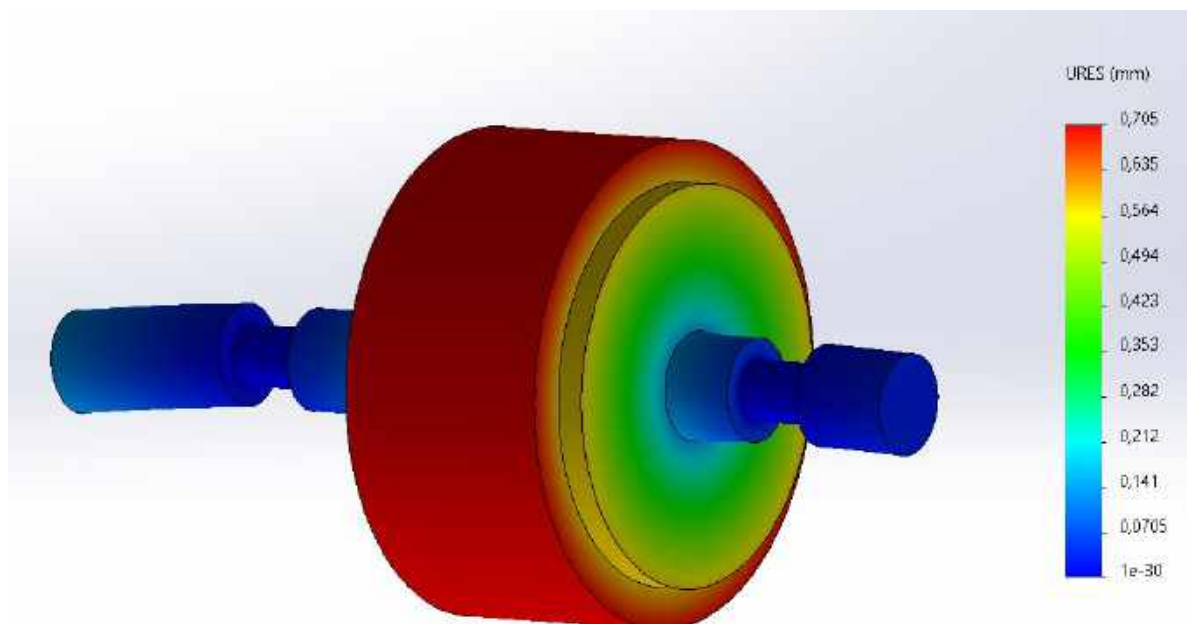


Рис. 4.11 – Загальна епюра деформацій
при діаметрі шийки валу $d_2 = 360$ мм

Таким чином за результатами розрахунків:

- при номінальному діаметрі шийки вала $d_1 = 380$ мм максимальні значення механічних напружень від зусиль не перевищують 83,0 МПа, а максимальні деформації складають 0,67 мм;
- при номінальному діаметрі шийки вала $d_2 = 360$ мм максимальні значення механічних напружень від зусиль не перевищують 92,3 МПа, а максимальні деформації складають 0,71 мм.

Порівняльні результати аналітичного розрахунку та результати статичного розрахунку методом скінченних елементів зведені в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2

Зведені результати розрахунків

Діаметр шийки валу, мм	Значення механічних напружень, МПа	
	згідно з аналітичним розрахунком	згідно з тривимірним розрахунком
$d_N = 400$	95,8	77,4
$d_1 = 380$	111,7	83,0
$d_2 = 360$	131,4	92,3

Як видно з порівняльної таблиці, аналітичний розрахунок дав дещо більші значення механічних напружень порівняно з тривимірним розрахунком. Також розрахунок методом скінченних елементів дозволив отримати докладну картину розподілу напруг та деформації для усього об'єму валу з урахуванням всіх діючих сил.

Згідно з отриманими результатами вал електродвигуна має значні запаси за механічними напруженнями, що дозволило виконати оптимізацію масогабаритних показників однотипних електричних машин за рахунок зменшення розмірів валу зі збереженням запасів, необхідних для забезпечення їх тривалої надійної експлуатації.

4.2 Визначення механічного напруження при запресуванні деталей

Нижче розглянутий розрахунок натягу при гарячому запресуванні однієї деталі на іншу, що проводиться з метою оцінки діючих напружень розтягування та стиснення, припустимого моменту обертання у з'єднанні.

Вихідними даними для розрахунку є параметри матеріалів охоплюваної та охоплюючої деталей (межа плинності, коефіцієнт Пуассона) та розміри цих деталей для нормальних умов (див. рис. 4.12).

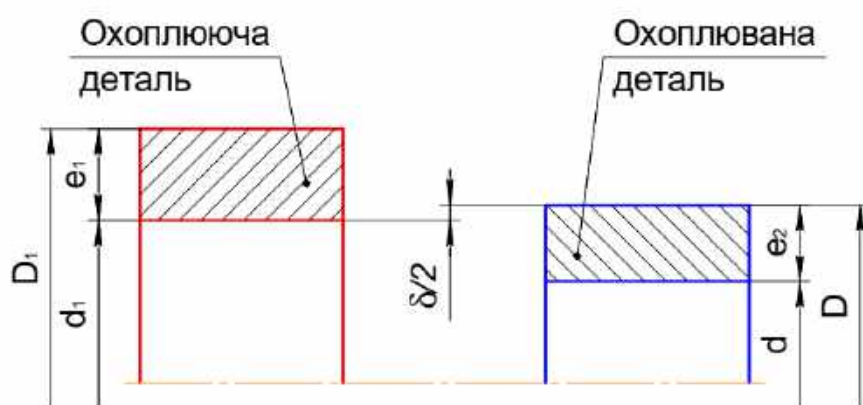


Рис. 4.12 – Схема до розрахунку натягу в з'єднанні.

Розглянемо розрахунок посадки напівмуфти на розглянутий вище вал синхронного електродвигуна.

4.2.1 Аналітичний розрахунок посадки напівмуфти на вал

У відповідності до рис. 4.3 номінальне значення зовнішнього діаметру валу складає $D = 600$ мм. При цьому вал виконаний без центрального отвору, тобто $d = 0$ мм.

Для посадки напівмуфти з зовнішнім діаметром $D_1 = 980$ мм на вал вибрана посадка з натягом H7/s6, відповідно допуск на зовнішній діаметр валу складає $600H7_{(-0,07)}$, а допуск на внутрішній діаметр напівмуфти становить $600s6_{(-0,31 \atop -0,354)}$. Таким чином очікуваний натяг буде знаходитись в діапазоні від $\delta_{\min} = 0,24$ мм до $\delta_{\max} = 0,354$ мм. Осьова довжина напівмуфти складає $l = 650$ мм.

Номінальна ширина деталей у радіальному напрямку визначається за формулами:

$$e_1 = \frac{D_1 - d_1}{2} = \frac{980 - 600}{2} = 190 \text{ мм} , \quad (4.8)$$

$$e_2 = \frac{D - d}{2} = \frac{600 - 0}{2} = 300 \text{ мм} . \quad (4.9)$$

Напруження розтягування в охоплюючій деталі становить:

$$\sigma_1 = \frac{\delta_{\max} \cdot E_1}{\left(1 + \frac{e_1 \cdot E_1}{e_2 \cdot E_2}\right) \cdot d_1} = \frac{0,354 \cdot 2,07 \cdot 10^5}{\left(1 + \frac{190 \cdot 2,07 \cdot 10^5}{300 \cdot 2,07 \cdot 10^5}\right) \cdot 600} = 74,8 \text{ МПа} , \quad (4.10)$$

де $E_1 = E_2 = 2,07 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу відповідно охоплюваної та охоплюючої деталей;

Напруження стиснення в охоплюваній деталі складає

$$\sigma_1 = \frac{\delta \cdot E_2}{\left(1 + \frac{e_2 \cdot E_2}{e_1 \cdot E_1}\right) \cdot D} = \frac{0,354 \cdot 2,07 \cdot 10^5}{\left(1 + \frac{300 \cdot 2,07 \cdot 10^5}{190 \cdot 2,07 \cdot 10^5}\right) \cdot 600} = 47,4 \text{ МПа} . \quad (4.11)$$

Відношення внутрішнього та зовнішнього діаметрів деталей можна знайти за формулами

$$a_1 = \frac{d_1}{D_1} = \frac{600}{980} = 0,612 ; \quad (4.12)$$

$$a_2 = \frac{d}{D} = \frac{0}{600} = 0 . \quad (4.13)$$

Розрахункові коефіцієнти для деталей визначаються за виразами

$$c_1 = \frac{1 + a_1^2}{1 - a_1^2} + \mu_1 = \frac{1 + 0,612^2}{1 - 0,612^2} + 0,3 = 2,499 , \quad (4.14)$$

$$c_2 = \frac{1 + a_2^2}{1 - a_2^2} - \mu_2 = \frac{1 + 0^2}{1 - 0^2} - 0,3 = 0,7 ; \quad (4.15)$$

де $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ – коефіцієнти Пуассона для деталей, якими в даному випадку принципово можна було знехтувати через однакові характеристики матеріалу для обох деталей, що не вплинуло б на результати наступних розрахунків.

Розрахункові питомі контактні тиски на посадковій поверхні при максимальному та мінімального натягах складають відповідно

$$k_{\max} = \frac{\delta_{\max}}{D \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right)} = \frac{0,354}{600 \cdot \left(\frac{2,499}{2,07 \cdot 10^5} + \frac{0,7}{2,07 \cdot 10^5}\right)} = 38,2 \text{ МПа} , \quad (4.16)$$

$$k_{\min} = \frac{\delta_{\min}}{D \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)} = \frac{0,24}{600 \cdot \left(\frac{2,499}{2,07 \cdot 10^5} + \frac{0,7}{2,07 \cdot 10^5} \right)} = 25,9 \text{ МПа} . \quad (4.17)$$

При цьому отримані значення не перевищують гранично допустимий питомий контактний тиск, що розраховується за виразом

$$k_{\lim} = 0,5 \cdot \sigma_{T1} \cdot (1 - a_1^2) = 0,5 \cdot 245 \cdot (1 - 0,612^2) = 76,6 \text{ МПа} , \quad (4.18)$$

де $\sigma_{T1} = 245 \text{ МПа}$ – межа плинності матеріалу охоплюючої деталі.

Розрахункові напруження розтягування на внутрішній поверхні охоплюючої деталі при максимальному та мінімальному натягах у з'єднанні складають відповідно

$$\sigma_{1\max} = \frac{(1 + a_1^2) \cdot k_{\max}}{1 - a_1^2} = \frac{(1 + 0,612^2) \cdot 38,2}{1 - 0,612^2} = 84,0 \text{ МПа} , \quad (4.19)$$

$$\sigma_{1\min} = \frac{(1 + a_1^2) \cdot k_{\min}}{1 - a_1^2} = \frac{(1 + 0,612^2) \cdot 25,9}{1 - 0,612^2} = 56,9 \text{ МПа} . \quad (4.20)$$

Розрахункові напруження стиснення на внутрішній поверхні охоплюваної деталі при максимальному та мінімальному натягах у з'єднанні становлять відповідно

$$\sigma_{2\max} = \frac{2 \cdot k_{\max}}{1 - a_2^2} = \frac{2 \cdot 38,2}{1 - 0^2} = 76,4 \text{ МПа} , \quad (4.22)$$

$$\sigma_{2\min} = \frac{2 \cdot k_{\min}}{1 - a_2^2} = \frac{2 \cdot 25,9}{1 - 0^2} = 51,8 \text{ МПа} . \quad (4.23)$$

Допустимий момент обертання в з'єднанні з мінімальним натягом визначається за формулою

$$M_{\text{lim}} = 0,5 \cdot F \cdot D \cdot f \cdot k_{\text{min}} = 0,5 \cdot 1,23 \cdot 600 \cdot 0,25 \cdot 25,9 = 2378,3 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (4.24)$$

де $F = \pi \cdot D \cdot l \cdot 10^{-6} = \pi \cdot 600 \cdot 650 \cdot 10^{-6} = 1,23 \text{ м}^2$ – площа поверхні у з'єднанні з натягом;

$f = 0,25$ – коефіцієнт тертя спокою у з'єднанні для деталей, виконаних зі сталі [4].

Таким чином видно, що з'єднання має двократний запас за допустимим крутним моментом порівняно з отриманим раніше значенням максимального крутного моменту електродвигуна при короткому замиканні $M_k = 1204 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

4.2.2 Тривимірний розрахунок посадки напівмуфти на вал

Розрахунок в тривимірній постановці методом скінченних елементів виконаний в програмному комплексі SolidWorks Simulation [5]. Для розрахунку використовується сітка змішаного типу для всіх елементів конструкції (див. рис. 4.13).

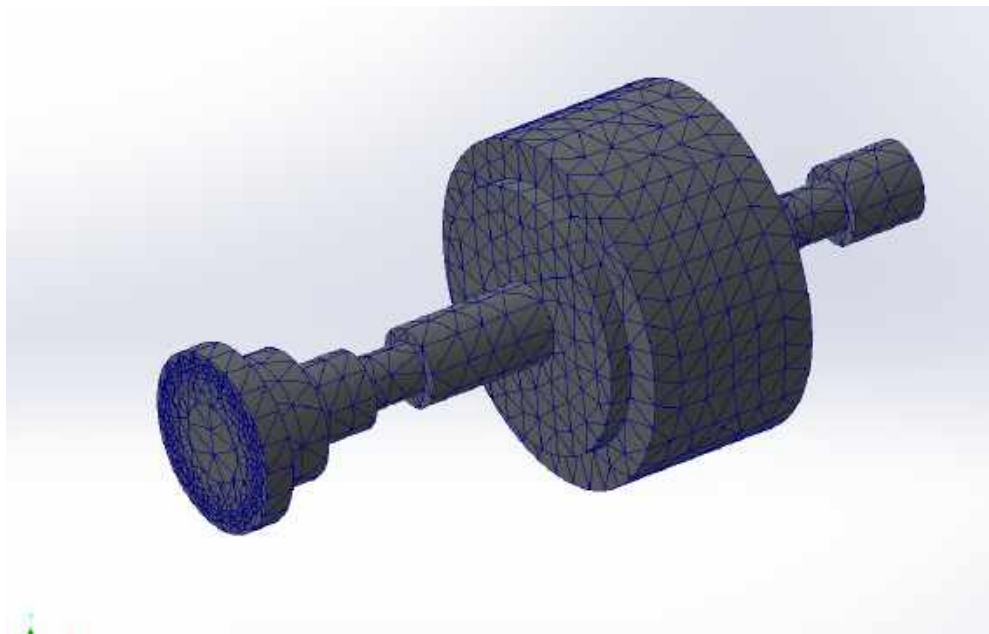


Рис. 4.13 – Розрахункова сітка

В моделі заданий внутрішній діаметр втулки 599,646 мм для максимально можливого натягу в з'єднанні $\delta_{\max} = 0,354$ мм та коефіцієнт тертя спокою у з'єднанні $f = 0,25$ (див. рис. 4.14...4.16).

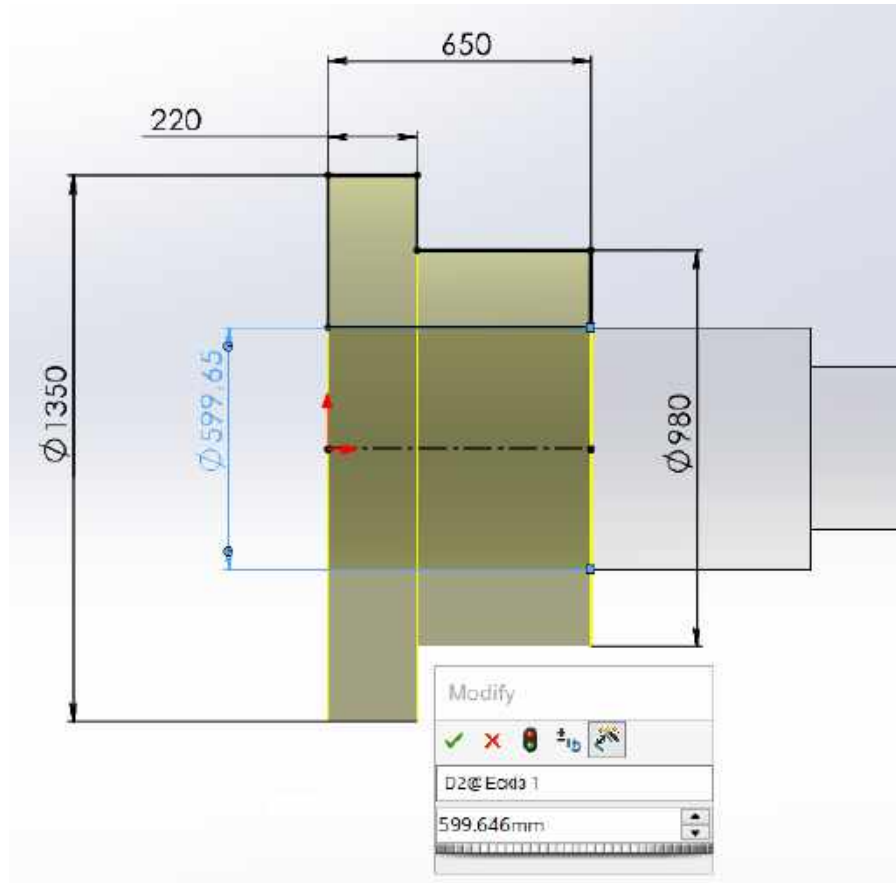


Рис. 4.14 – Розміри напівмуфти

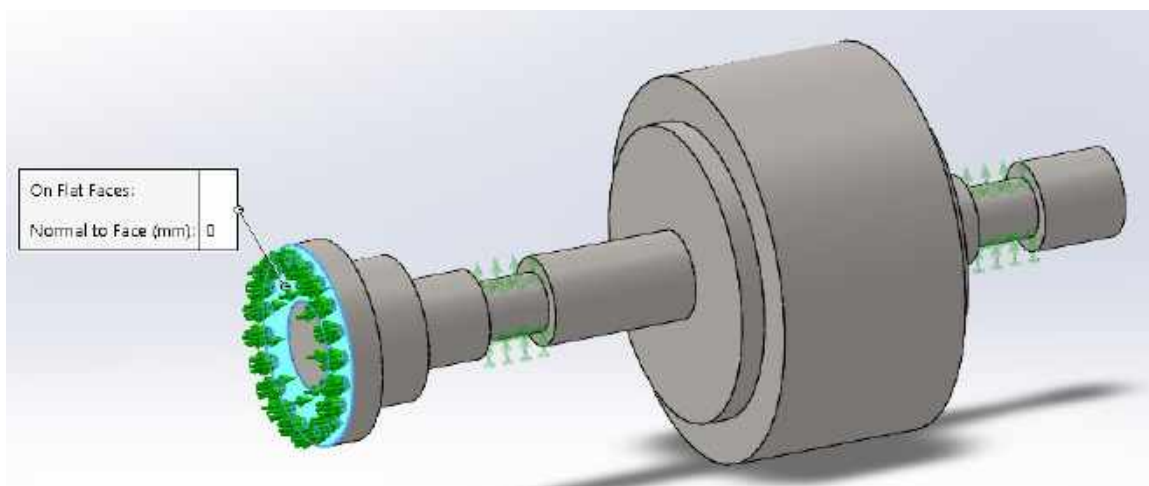


Рис. 4.15 – Граничні умови розрахунку

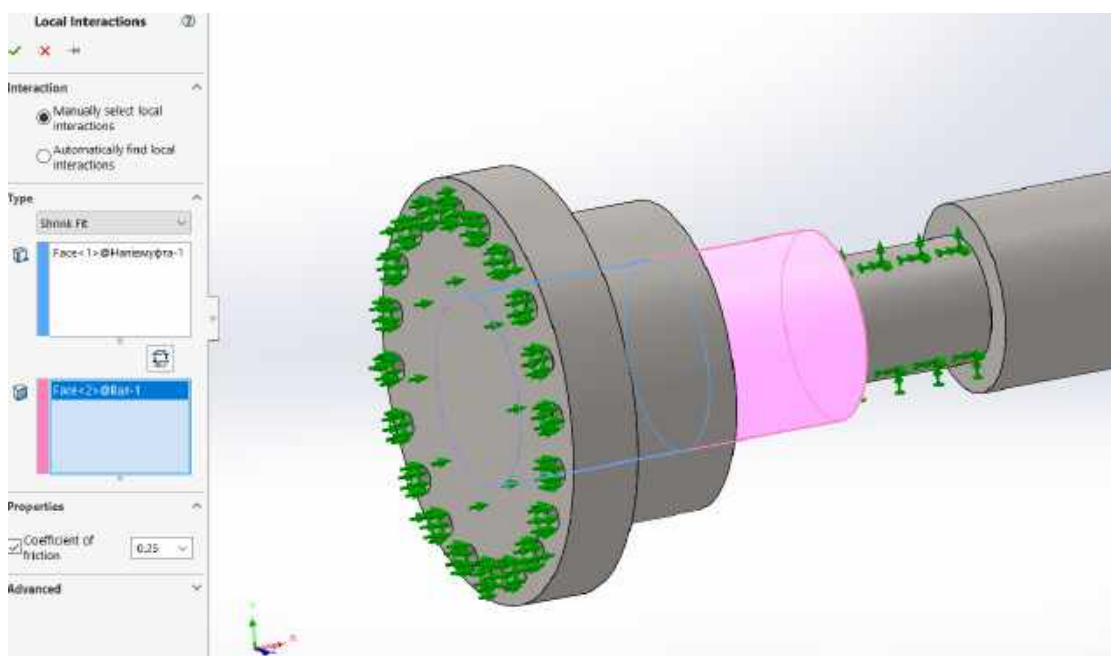


Рис. 4.16 – Граничні умови розрахунку

На рис. 4.17 наведена загальна епюра розподілу напружень за результатами статичного розрахунку валу з насадженою напівмуфтою.

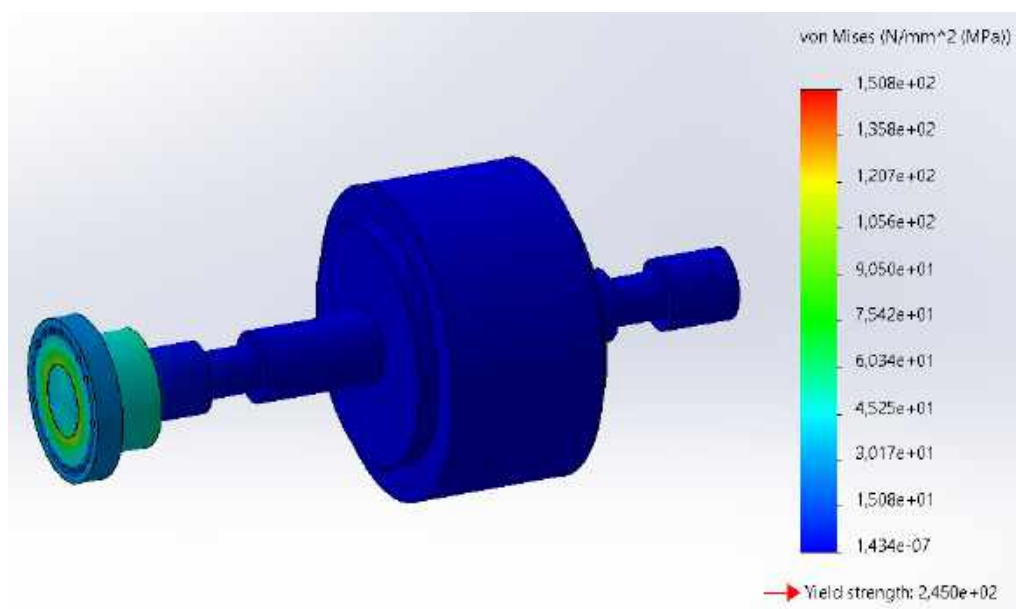


Рис. 4.17 – Загальна епюра розподілу напружень
валу з насадженою напівмуфтою

На рис. 4.18 та 4.19 відповідно наведені епюри розподілу напружень та епюра деформацій окремо для напівмуфти.

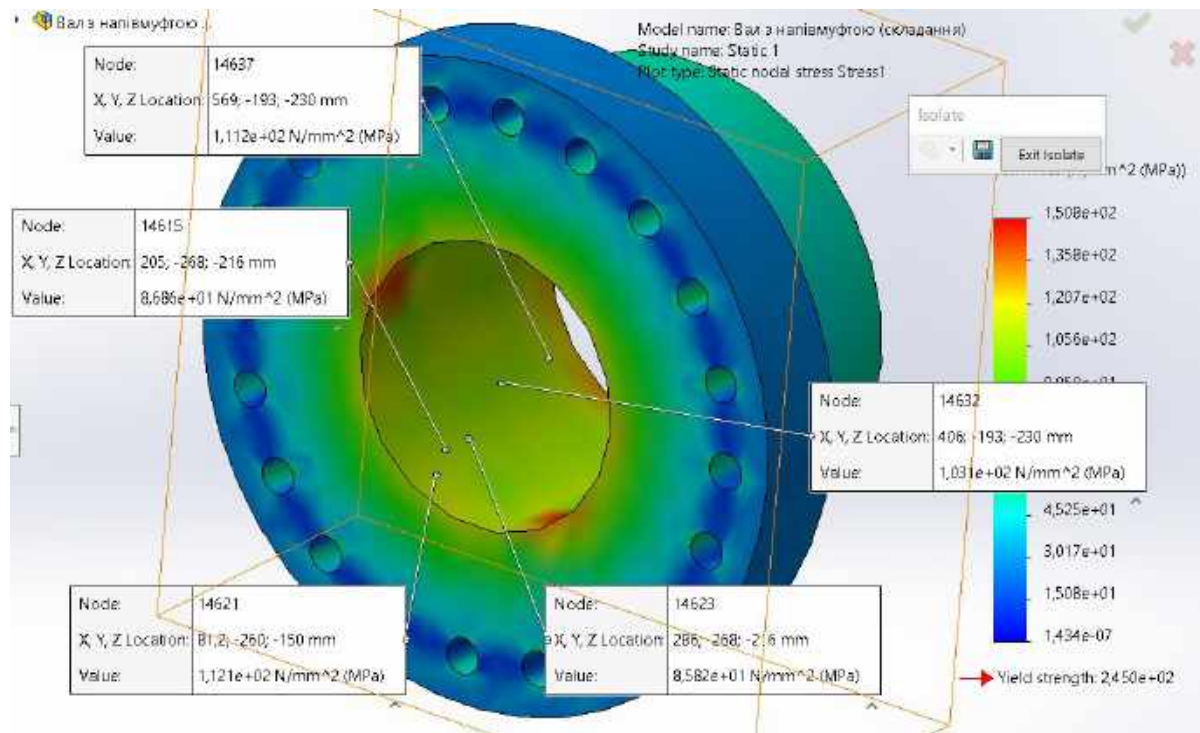


Рис. 4.18 – Епюра розподілу напружень у напівмуфті

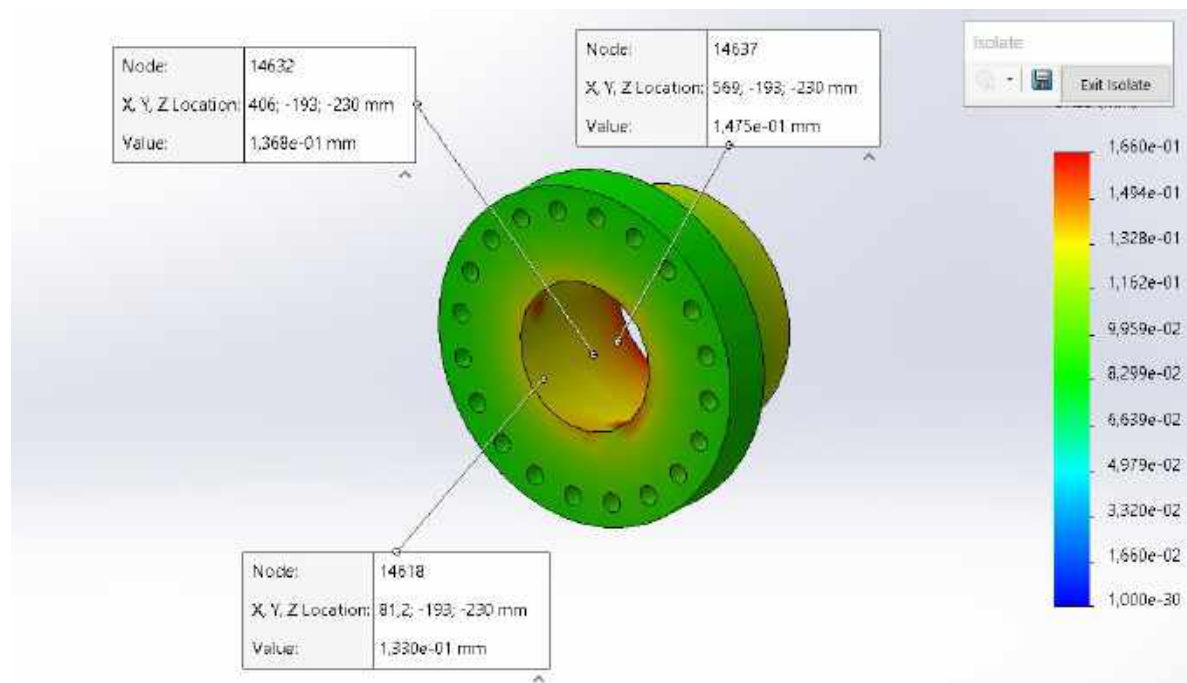


Рис. 4.19 – Епюра деформацій у напівмуфті

На рис. 4.20 наведена епюра розподілу напружень окремо для валу.

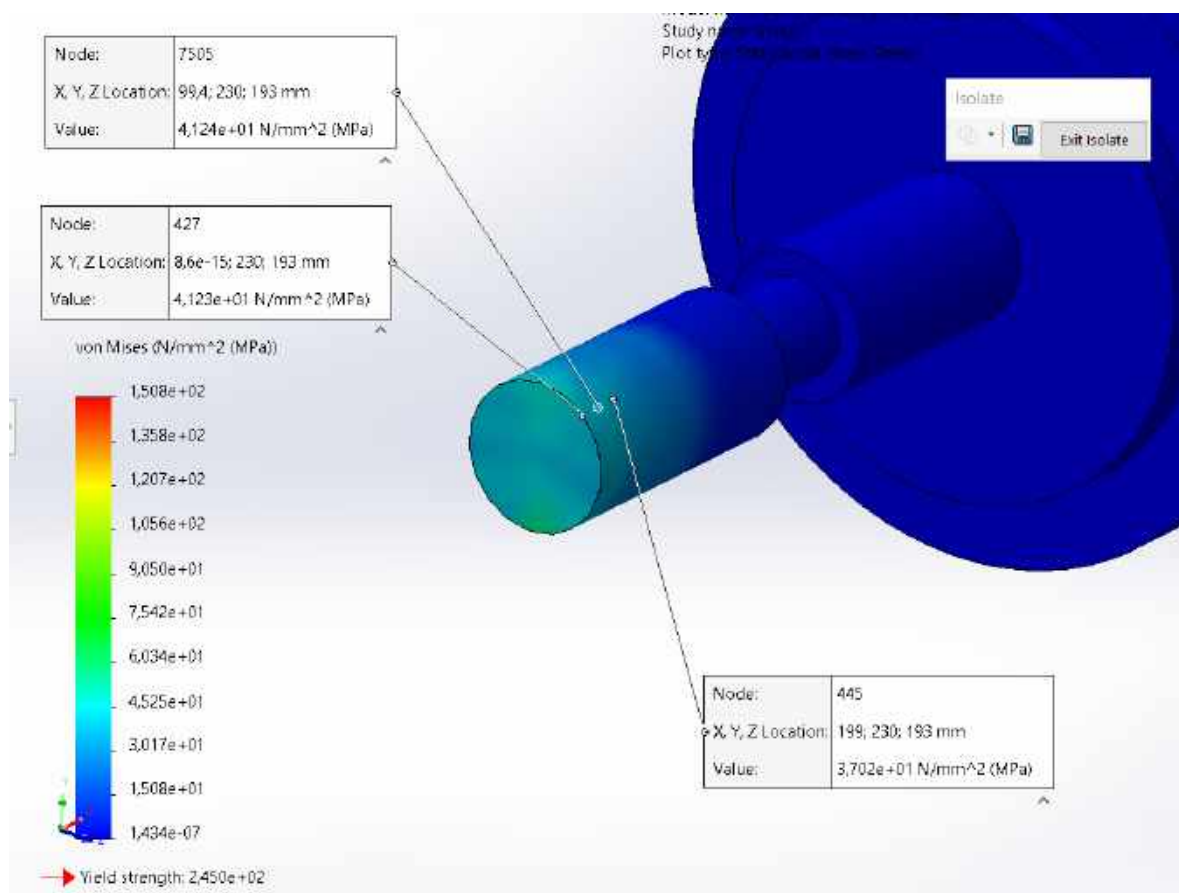


Рис. 4.20 – Епюра розподілу напружень у валу

Таким чином локальні максимальні значення механічних напружень у напівмуфті не перевищують 150,8 МПа, а локальні максимальні деформації не перевищують 0,166 мм. При цьому значення механічних напружень на основній частини посадкової поверхні напівмуфти знаходяться в межах від 85,2 МПа до 112,1 МПа, а деформації цієї поверхні становлять від 0,133 мм до 0,148 мм. Механічні напруження на посадковій поверхні робочого кінця валу знаходяться в межах від 37,0 МПа до 41,2 МПа.

За результатами проведеного чисельного аналізу можна зробити висновок, що розрахунок методом скінченних елементів дозволив визначити розподіл напружень та переміщень по всьому об'єму напівмуфти та робочого кінця валу електродвигуна, враховуючи локальні максимуми напружень, які не могли бути визначені шляхом аналітичного розрахунку.

4.3 Висновки до четвертого розділу

В ході виконаних у цьому розділі досліджень були розглянуті приклади використання методу скінченних елементів для розрахунку напружено-деформованого стану різних елементів електричних машин.

Зокрема була обґрунтована можливість зменшення діаметру шийок валу синхронного електродвигуна, що отримав пошкодження, які не дозволяли продовжити його експлуатацію без проточування поверхонь шийок. Підтверджена працездатність валу електродвигуна після ремонту з урахуванням дії максимальних навантажень, що можуть виникнути в процесі експлуатації та при можливих аварійних режимах [6].

Також розглянуте з'єднання з натягом, що виникає після гарячої посадки напівмуфти на робочий кінець валу електродвигуна. Визначені механічні напруження від посадки у самій напівмуфті та в робочому кінці валу, підтверджена спроможність даної посадки передавати як номінальний крутний момент електродвигуна, так і максимальний крутний момент короткого замикання.

Представлені результати були реалізовані в діючому електродвигуні.

На основі отриманих результатів була виконана оптимізація масогабаритних показників одностипних електричних машин зі зменшенням розмірів валу.

4.4 Література до четвертого розділу

1. Tretiak, O., Serhiienko, S., Zhukov, A., Gakal, P. 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, <https://doi.org/10.4271/05-17-01-0005>
2. Tretiak, O., Kovryga, A., Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., **Zhukov, A.**, Serhiienko, S., Arefieva, M., Penkovska, N., & Madonych, A. (2024). Estimating the influence of the rigidity of support assemblies on the resonance phenomena and the

vibration state of a hydraulic unit. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6(7 (132), 53–64, <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>

3. Rankin A. W., Schenectady N. Y. Shrink-Fit Stresses and Deformations. Journal of Applied Mechanics. 1944. № 11. (3). A.77–85. <https://doi.org/10.1115/1.4009353>

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

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

6. Tretiak O., Kravchenko S., **Zhukov A.**, Serhiienko S., Application of the finite element method to determine the limit geometric dimensions of the shaft journal of a synchronous electric motor: Collection of Scientific Papers with Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference. International Scientific Unity. October 8-10, 2025. Seville, Spain. 149-154 p. URL: <https://isu-conference.com/en/archive/the-integration-of-research-innovation-and-economy-08-10-25/>

ВИСНОВКИ

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

1. Був проведений аналіз існуючих конструкцій та систем охолодження великих машин постійного струму. Розглянутий взаємний зв'язок вибраної системи охолодження та конструктивних параметрів машини та їх вплив на показники надійності.

2. Був проведений детальний аналіз ефективності систем вентиляції великих машин постійного струму. Визначені та науково обґрунтовані конструктивні рішення для забезпечення температурного стану згідно з сучасними європейськими стандартами.

3. Був розроблений метод оптимізації великих машин постійного струму в частині масогабаритних складових за умови збереження теплового стану при системному розрахунку аналітичним методом основних нагнітачів.

4. Був розвинутий алгоритм та методика створення оптимізованої сітки скінченних об'ємів для вентиляційної моделі, де в якості базового компоненту вибрані тетраедральні елементи з їх згущенням в зонах найбільш теплонавантажених струмопровідних компонентів.

5. Була проведена оптимізація системи охолодження з використанням запропонованої методики на основі методу скінченних об'ємів в частині покращення теплового стану струмопровідних компонентів.

6. Був розроблений метод оптимізації масогабаритних показників за рахунок зменшення розмірів валу електродвигуна при ремонті шийок, а також визначений мінімально допустимий натяг для передачі крутного моменту згідно з існуючими європейськими нормами.

ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

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

2. Tretiak, O., Kovryga, A., Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., **Zhukov, A.**, Serhiienko, S., Arefieva, M., Penkovska, N., Madonych, A. (2024). Estimating the influence of the rigidity of support assemblies on the resonance phenomena and the vibration state of a hydraulic unit. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6(7 (132), 53–64. **(Scopus Q3)** <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>;

3. Tretiak, O., Smyk, S., Kravchenko, S., Smakhtin, S., Brega, D., **Zhukov, A.**, Serhiienko, S., & Don, Y. (2024). Devising a calculation method for modern structures of current-conducting elements in large electric machines in a three-dimensional statement. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(1 (130), 87–96, **(Scopus Q3)** <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.310049>;

4. Tretiak, O., Serhiienko, S., **Zhukov, A.**, Gakal, P. 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. Tretiak O., Kravchenko S., **Zhukov A.**, Serhiienko S., Application of the finite element method to determine the limit geometric dimensions of the shaft journal of a synchronous electric motor: Collection of Scientific Papers with Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference. International Scientific Unity. October 8-10, 2025. Seville, Spain. 149-154 p. URL: <https://isu->

conference.com/en/archive/the-integration-of-research-innovation-and-economy-08-10-25/ ;

2. Oleksii Tretiak, Viacheslav Nazarenko, Serhii Serhiienko, **Anton Zhukov**, New methods for calculating of cooling systems of direct current electric machines: Міжнародна науково-практична інтернет-конференція на тему «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення» (випуск 103), 14-15 жовтня 2025 р. <http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-2321/> .

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

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

2. Патент на корисну модель UA 156013 Україна, МПК H02K 9/04, H02K 1/20, H02K 1/18. Статор електричної машини / Третяк О.В., Макаров П.М., Сергієнко С.А., **Жуков А.Ю.**, Кравченко С.С. – № u202306089; заявл. 14.12.2023; опубл. 24.04.2024; Бюл. № 17. – 4 с., <https://iprop-ua.com/inv/kbxx8jpi>;

3. 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., Арефьєва М.О., Третяк І.І. – № u202401526; заявл. 25.03.2024; опубл. 22.01.2025; Бюл. № 4. – 5 с., <https://iprop-ua.com/inv/6eupjyg4> .

ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ



АКТ № 3 від 10.11. 2025р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
"Оптимізація масогабаритних показників великих машин постійного струму"
здобувача кафедри 101
ЖУКОВА Антона Юрійовича
на здобуття ступеня вищої освіти - доктор філософії
за спеціальністю 134 - Авіаційна та ракетно-космічна техніка

Комісія у складі:

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

у період з 03 листопада 2025 року до 07 листопада 2025 року розглянула матеріали наукових досліджень ЖУКОВА Антона Юрійовича

Комісія засвідчує:

1. Результати дисертаційного дослідження, які особисто проведені ЖУКОВИМ Антоном Юрійовичем, містять створений новий уточнений метод аналізу теплового стану елементів конструкції великих машин постійного струму з вирішенням сукупності задач руху повітря та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінченних об'ємів.

Створено вдосконалений алгоритм виконання оптимізації масогабаритних показників електромашинного обладнання з визначенням напружено-деформованого стану відновлюваних вузлів, що базується на параметрах електромагнітної ефективності та максимальної технологічності.

Надане обґрунтування оптимізації масогабаритних показників за рахунок впровадження системи примусової вентиляції для колектору та щіткового вузла машини постійного струму з забезпеченням їх належного теплового стану.

Підтверджено можливість виконання оптимізації масогабаритних показників електричної машини на основі аналізу напружено-деформованого стану відновлюваних частин з забезпеченням її подальшої надійної експлуатації.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку руху газоподібного охолоджуючого

середовища, теплового та напружено-деформованого стану вузлів можуть бути використані при дослідженні теплового стану електромашинного обладнання літаків та аеродромів.

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

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

4. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

Голова комісії д.т.н., професор



Дмитро ОБІДІН

Члени комісії к.т.н., доцент



Михайло РЕПЕТЕНКО

к.т.н., доцент



Олександр КАЩЕНКО

ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ



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

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

Вих № _____

від 10.11.2025

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи

ЖУКОВА Антона Юрійовича

"Оптимізація масогабаритних показників великих машин постійного струму"
на ТОВ "Харківський електро-машинобудівний завод"

Даним актом підтверджується, що наукові результати дисертаційної роботи ЖУКОВА Антона Юрійовича впроваджені в повному обсязі при проєктуванні, виробництві, складанні та стендових випробуваннях електричних двигунів. Методика використовувалася в частині оптимізації системи охолодження електричних машин та уточненого визначення напружено-деформованого стану найбільш навантажених вузлів електродвигунів.

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