

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

*Кваліфікаційна наукова праця  
на правах рукопису*

**МІРОШНИЧЕНКО ДМИТРО ВАЛЕРІЙОВИЧ**

УДК 620.97: 621.438.9

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПНЕВМОАГРЕГАТІВ,  
СТВОРЮВАНИХ НА ОСНОВІ ВИХРОВИХ РОЗШИРЮВАЛЬНИХ  
МАШИН**

Спеціальність 05.05.17 – «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати»

Технічні науки

**Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.**  
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.



Д.В. Мірошніченко

Науковий керівник –

Ванєєв Сергій Михайлович

кандидат технічних наук, доцент

Суми – 2019

## АНОТАЦІЯ

*Мірошниченко Д.В.* Підвищення енергоефективності пневмоагрегатів, створюваних на основі вихрових розширювальних машин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет МОН України, Суми, 2019.

Дисертаційна робота присвячена підвищенню ефективності та надійності, визначенню області раціонального застосування пневмоагрегатів на основі вихрових розширювальних машин. Розроблено параметричну модель, методичку експериментального та чисельного оптимізаційного дослідження багатопотокової вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом. Встановлені основні значущі геометричні та газодинамічні співвідношення параметрів проточної частини вихрової розширювальної машини, визначений ступінь їх впливу на характеристики машини, що дало змогу підвищити більш ніж на 15 % оптимальні значення ККД багатопотокових вихрових розширювальних машин.

**У вступі** обґрунтовано актуальність створення пневмоагрегатів (зокрема пневмоприводів або турбогенераторів) на базі тихохідної вихрової розширювальної машини. Відзначено, що основні зусилля при дослідженні і створенні енергоустановок малої потужності спрямовані на підвищення ККД, зменшення їх вартості, збільшення надійності та зниження витрат на обслуговування. Визначено об'єкт і предмет досліджень, сформульовано мету, завдання та методи дослідження. Розкрито наукову новизну і практичне значення отриманих результатів. Подано відомості про апробацію та впровадження результатів роботи.

**У першому розділі** представлений аналіз можливостей застосування пневмоагрегатів на базі вихрових розширювальних машин. Представлені результати інформаційно-аналітичного огляду в області досліджень вихрових розширювальних машин. Переваги тихохідних вихрових розширювальних

машин дозволяють створювати тихохідні енергозберігаючі агрегати відносно дешеві, прості конструктивно і технологічно, надійні та зручні в експлуатації. Проведений аналіз літературних джерел виявив, що на інтенсивність вихрового руху, а отже, і на ефективність вихрової машини суттєвий вплив має організація повздожньо-вихрової течії робочого тіла в проточній частині. Також аналіз показав, що через особливості робочого процесу, нестачу теоретичних і експериментальних досліджень використання вихрових розширювальних машин обмежується через відносно низькі значення ККД. Існує інтерес до вихрових ступенів із зовнішнім периферійним каналом, бо вони легко компонуються в багатопотокові, багатоканальні і багатоступінчаті машини, простіше у виготовленні і мають значно менші осьові габарити. Для розвантаження ротора машини від радіальних зусиль і збільшення виробленої потужності доцільно виготовляти вихрові розширювальні машини за багатопотоковою схемою. Системні дослідження багатопотокових схем в літературних джерелах відсутні, а відомі значення ККД розширювальних машин в багатопотоковому виконанні не перевищують 30%.

**У другому розділі** представлені параметрична модель і методика чисельного оптимізаційного дослідження багатопотокової вихрової розширювальної машини в програмному комплексі ANSYS, за допомогою яких були проведені дослідження впливу геометричних і газодинамічних параметрів на її ефективність і характеристики, а також результати цих досліджень.

Виділено найбільш впливові на ККД машини фактори та визначено діапазони їх змін.

Сплановані (із застосуванням теорії планування експерименту) та проведені обчислювальні експерименти, за результатами яких виконана багатокритеріальна оптимізація, це дозволило знайти геометричні параметри проточних частин і їх співвідношення, що забезпечують максимальний адіабатний (ізоентропний) ККД багатопотокових вихрових розширювальних машин з зовнішнім периферійним каналом.

Проведено порівняльний аналіз результатів оптимізаційних досліджень проточних частин з різною кількістю потоків і отримано узагальнені оптимальні

значення параметрів для трьох схем вихрових розширювальних машин із зовнішнім периферійним каналом.

Показано, що поздовжньо-вихрова течія є базовою при передачі енергії від робочого тіла лопаткам робочого колеса, і чим краще організована ця течія, тим вище ККД машини.

Спроектована двопоточна проточна частина вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом з розрахунковим ККД 48 % (на робочому режимі при частоті обертання ротора 3000 об/хв) і отримані її безрозмірні і розмірні характеристики. Оптимальні значення ККД вихрової двопотокової машини із зовнішнім периферійним каналом вдалося підвищити більш ніж на 15 % (з рівня менше 30 % до рівня більш 45 %). Збільшення ККД отримано без ускладнення конструкції (без застосування статорних напрямних лопаток, без зміни площі робочого каналу від входу до виходу тощо) за рахунок організації поздовжньо-вихрового руху на всій довжині робочого каналу проточної частини шляхом оптимального вибору геометричних параметрів проточної частини за розробленою методикою.

**У третьому розділі** поданий опис створеного стенду для дослідження вихрових розширювальних машин малої потужності (до 15 кВт), експериментальної моделі двупотокової вихрової розширювальної машини та створеної інформаційно вимірювальної системи стенду. Наведена методика проведення експериментальних досліджень.

Результати експериментальних досліджень вихрової розширювальної машини підтвердили результати обчислювального експерименту: ККД вихрових розширювальних машин із зовнішнім периферійним каналом може бути вище 45%.

Проведений порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних характеристик досліджуємих вихрових розширювальних машин. Виконано оцінювання похибок прямих і непрямих вимірювань.

Використовуючи результати теоретичних та експериментальних досліджень були визначені значення емпіричних коефіцієнтів в рівняннях для

визначення ККД проточної частини вихрової розширювальної машини та коефіцієнта активності.

У четвертому розділі розроблена методика розрахунку параметрів та характеристик вихрових розширювальних машин і пневмоагрегатів на їх основі. Розроблено рекомендації, спрямовані на забезпечення роботи агрегатів, створених на основі вихрових розширювальних машин, в зоні максимальної ефективності в діапазоні зміни ступеня зниження тиску в машині  $P_t = 1.2-6$ .

Визначено області їх раціонального використання за основними критеріальними комплексами, загально визначеними в теорії і практиці турбомашин: наприклад, за приведеною частотою обертання (коефіцієнтом швидкохідності)  $n_s = 0.04 \dots 0.24$ , за приведеним діаметром  $D_s = 15 \dots 50$ , за приведеною окружною швидкістю робочого колеса  $\bar{U} = 0.14-0.18$ . Вихрові розширювальні машини здатні працювати з максимальними ККД при коефіцієнті витрати  $\Phi_2 < 0.01$ . За коефіцієнтом комплексної потужності вихрові розширювальні машини однозначно є малопотужними, маловитратними машинами і працюють з оптимальними ККД в області  $N_{\text{компл}} = 0.004 \dots 0.1$ , в якій ККД класичних (доцентрових і осьових) розширювальних машин на 20 % нижче.

Проведено порівняння характеристик маловитратних розширювальних турбомашин (РТМ) різних типів по ряду критеріальних комплексів. Встановлено, що оптимальна приведена колова швидкість робочого колеса і оптимальний коефіцієнт швидкохідності для вихрових розширювальних машин нижче оптимальних окружних швидкостей і коефіцієнтів швидкохідності класичних розширювальних турбомашин.

З точки зору радіальних сил вихрові однопотокові ступені з розташуванням робочого колеса безпосередньо на валу електрогенератора можна використовувати до тиску газу на вході до 1.2 ... 1.8 МПа, при більш високих вхідних тисках необхідно застосовувати багатопотокові схеми. У порівнянні з трьохпотоковою двопотокова схема має більш просту конструкцію і менші, ніж у трьохпотокової, оптимальні значення приведеної окружної швидкості  $\bar{U}$ . Для утилізаційних детандерних установок малої потужності

застосування двопотокової схеми найбільш доцільно, бо при такій схемі вдається врівноважити радіальні сили більш простою і компактною конструкцією.

Сформовані та обгрунтовані шляхи подальшого удосконалення вихрових розширювальних машин і установок на їх основі.

У дисертаційній роботі розв'язане науково-практичне завдання, що полягає у підвищенні ефективності та надійності, визначені області раціонального застосування пневмоагрегатів на основі вихрових розширювальних машин, що дозволило розширити можливості використання вихрових розширювальних машин та агрегатів на їх основі.

**Ключові слова:** вихрова розширювальна машина, планування експерименту, оптимізація, енергоефективність, пневмоагрегат.

## ABSTRACT

*Miroshnichenko D.V.* Energy efficiency upgrading of pneumatic units created on the basis of vortex expansion machines. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Thesis for a Candidate Degree in Engineering Science in Specialty 05.05.17 - hydraulic machines and hydropneumatic units. - Sumy State University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Sumy, 2019.

The dissertation is devoted to raising of the efficiency and reliability, determination of area of rational application of pneumatic units on the basis of vortex expansion machines. A parameter-oriented model, technique of experimental and numerical optimization study of a multithreaded vortex expansion machine with an external peripheral channel has been developed. The main significant geometric and gas-dynamic ratios of the parameters of the flowing section of the vortex expansion machine have been set, the certain degree of their influence on the machine characteristics has been determined that allowed to increase the optimal values of the efficiency factor of multithreaded vortex expansion machines by more than 15%.

**The introduction** substantiates the urgency of creating pneumatic actuators or turbogenerators based on a low-speed vortex expansion machine. It is noted that the main efforts in the study and creation of small power producing facility are aimed at

increasing the efficiency, reducing their cost, reliability growing and cutting down costs for maintenance. Subject and scope of the research have been outlined, objective, tasks and methods of the research have been defined. The scientific novelty and practical significance of the obtained results are revealed. Data on the evaluation and introduction of work results has been provided.

**The first section** presents an analysis of the possibilities of using pneumatic units based on vortex expansion machines. The results of the information-analytical review in the field of vortex expansion machines research are presented. The advantages of low-speed vortex expansion machines make it possible to create low-speed energy-saving units relatively cheap, simple in design and technology, reliable and easy to operate. Obtained analysis of the literature sources revealed that the arrangement of the longitudinal vortex flow of the actuation fluid in the flowing section has a significant effect on the intensity of the vortex motion and, consequently, on the efficiency of the vortex machine. The analysis also showed that due to the peculiarities of the workflow, the lack of theoretical and experimental studies on the use of vortex expansion machines is limited due to the relatively low efficiency values. There is an interest in vortex cascades with an external peripheral trunk, as they are easily assembled into multi-threaded, multi-channel and multi-stage machines, that are easier to manufacture and have significantly smaller axial dimensions. For unloading the rotor of the machine from radial stress and to rise the power output, it is advisable to make vortex expansion machines according to the multithreaded scheme. System studies of multithreaded circuits in the literature sources are absent, and the known values of the efficiency of expansion machines in multithreaded running do not exceed 30%.

**The second section** presents the parameter-oriented model and method of numerical optimization study of a multithreaded vortex expansion machine in the ANSYS software complex, whereby studies of the influence of geometrics and gas-dynamic parameters on its efficiency and characteristics, as well as the results of these studies have been carried out.

The most influential factors on machine efficiency are identified and the ranges of their variations are determined.

Planned (using the experimental design theory) and carried out computational experiments, the results of which performed multi-objective optimization, have made it possible to find geometrics of flowing sections and their ratios, providing the maximum adiabatic (isentropic) efficiency of multithreaded vortex expansion machines with an external peripheral channel.

A comparative analysis of the results of optimization studies of flowing units with different number of flows has been conducted and generalized best parameter values for three schemes of vortex expansion machines with an external peripheral channel have been obtained.

It is indicated that the longitudinal vortex flow is basic in the transferring of energy from the working fluid to the impeller blades, and the better organized this flow, the higher the efficiency of the machine.

The double-stream flowing section of the vortex expansion machine with an external peripheral channel with an estimated efficiency of 48 % (in operating mode at a rotation frequency of 3000 rpm) has been designed and its non-dimensional and dimensional characteristics have been obtained. The optimum values of the efficiency of the vortex double-stream machine with an external peripheral channel have been successfully increased by more than 15% (from less than 30% to more than 45%). Due to the organization of longitudinal vortex movement along the entire length of the working channel of the flowing section by the optimal choice of its geometrics by the devised technique, the increase in efficiency has been obtained without complication of the design (with no use of stator guide vanes, without changing the working channel area from inlet to outlet, etc.)

**The third section** presents a description of the created test facility for the study of vortex expansion machines of low power (up to 15 kW), an experimental model of the double-stream vortex expansion machine and the set up data measuring system of the test facility. The technique of experimental researches is given.

The results of experimental studies of the vortex expansion machine have verified the results of the computational experiment: the efficiency of vortex expansion machines with an external peripheral channel may be higher than 45%.



A comparative analysis of theoretical and experimental characteristics of the studied vortex expansion machines has been carried out. An error estimation of direct and indirect measurements has been conducted.

Using the results of theoretical and experimental studies, the values of empirical coefficients in formulas for determining the efficiency of the flowing section of the vortex expansion machine and the activity ratio have been determined.

**In the fourth section,** a method for determining the parameters and characteristics of vortex expansion machines and pneumatic units on their basis has been developed. Recommendations focused on the units maintenance, created on the basis of vortex expansion machines at a peak efficiency in the variation range of the expansion ratio in the machine  $P_T = 1.2-6$  have been worked out.

Areas of their rational use with the basic criteria complexes, generally recognized in the theory and practice of turbomachines have been determined: for example, by the rotation frequency ( power-speed coefficient )  $n_s=0.04...0.24$ , according to the given diameter  $D_s=15...50$ , according to the blade speed  $\bar{U} = 0.14-0.18$ . Vortex expansion machines are capable of operating with the maximum efficiency at the flow coefficients of  $F_2 < 0.01$ . By the coefficient of complex power, vortex expansion machines at the same time are low-power, low-cost machines and operate with optimal efficiency in the area  $N_{compl} = 0.004 \dots 0.1$ , where the efficiency of classical (centripetal and axial) expansion machines is 20% lower.

Comparison of characteristics of the low-cost expansion turbomachines of different types on a number of criterial complexes has been made.

It has been established that the optimum reduced blade speed and the optimal velocity coefficient for vortex expansion machines are lower than the optimal peripheral speeds and coefficients of speed of classic expansion turbomachines.

In terms of radial forces, vortex single-flow levels with the blade wheel arrangement directly on the electric generator shaft can be used at the inlet gas pressure of up to 1.2 ... 1.8 MPa, at higher input pressures it is necessary to use multithreaded schemes. In comparison with three-flow, the double-flow scheme has a simpler construction and smaller than the three-threaded, the optimal values of the reduced

peripheral speed  $\bar{U}$ . For the disposal expansion plants of low-power, the use of the double-flow scheme is most appropriate, as such scheme

manages to balance the radial forces with a simpler and more compact design.

The ways of further improvement of vortex expansion machines and installations on their basis have been formed and substantiated.

An applied research task, which is to increase the efficiency and reliability has been solved, areas of rational application of pneumatic units on the basis of vortex expansion machines have been defined, that allowed to expand possibilities of the use of vortex expansion machines and units on their basis.

**Keywords:** vortex expansion machine, experimental design, optimization, energy efficiency, pneumatic unit.

#### Список публікацій здобувача

1. Мирошниченко Д.В. Исследование вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом с помощью виртуального стенда [Текст] / С.М. Ванеев, Д.В. Мирошниченко // Журнал інженерних наук. - 2015. - Т.2; №2. - С.В1-В12.

2. Мирошниченко Д.В. Исследование и оптимизация конструкции проточной части вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом / С.М. Ванеев, Д.В. Мирошниченко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2015. – №4(42). – С. 9-14.

3. Мірошниченко Д.В. Визначення області раціонального застосування вихрових розширювальних турбомашин з використанням критеріальних комплексів / С. М. Ванєєв, Д. В. Мірошниченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 66–74. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.09 (входить до бази даних Ulrich's Periodicals Directory американського видавництва Bowker; індексується в онлайнній наукометричній базі даних Index Copernicus).

4. Miroshnichenko D. Research of multi-flow and multi-channel flow parts of the vortex expansion machines with the external peripheral channel/ S. Vaneev, D. Miroshnichenko, S. Meleychuk, V. Baga // IOP: Materials Science and Engineering 233 (2017) 012020 doi:10.1088/1757-899X/233/1/012020 (індексується науковою базою даних Scopus).

5. Мірошніченко Д. В. Стенд для дослідження розширювальних турбомашин малої потужності та агрегатів на їх основі / С. М. Ванєєв, Д. В. Мірошніченко, В. О. Журба, Я. В. Знаменщиков, В. М. Бага, Т. С. Родимченко. // Холодильна техніка та технологія. – 2019. - № 55(1). – С. 15-21.

6. Miroshnichenko D.V. Generation of data measuring system for torque measurement on running shafts using a non-contact torsional dynamometer / Vanyeyev S.M., Miroshnichenko D.V., Rodymchenko T.S., Protsenko M., Smolenko D.V.// JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES. – 2019 - Volume 6, Issue 2 (2019) - pp. E 17–E 23.

7. Патент України № 136761, МПК F01D1/08, F04D17/06. Вихрова розширювальна турбомашинa / С.М. Ванєєв, Д.В. Мірошніченко; власник Сумський державний університет. – № u201903661, заявл. 09.04.201; опубл. 27.08.2019, Бюл. № 16.

8. Мірошніченко Д.В. Применение детандер-генераторов на основе вихревых расширительных машин в качестве источника электроэнергии на компрессорных станциях / Д.В. Мірошніченко, С.М. Ванєєв, И.И. Сидоренко // Труды XVII Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Казань: Изд-во «Слово», 2017. – С. 278-283.

9. Мірошніченко Д.В. Анализ результатов экспериментальных исследований вихревой турбины с периферийно-боковым каналом [Текст] / Д.В. Мірошніченко, С.М. Ванєєв, С.В. Ладенко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2011. — Ч.3. — С. 33.

10. Мирошниченко Д.В. Исследование и совершенствование конструкций вихревых турбин с помощью виртуального стенда / Мирошниченко Д. В., Ванеєв С. М. // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології. Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 145-147.

11. Мирошниченко Д.В. Оптимизация параметрической модели проточной части двухпоточной вихревой расширительной машины / Мирошниченко Д.В., Ванеєв С. М. // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Суми, 14-16 жовтня 2015 р.: матеріали конференції. – Вінниця: Вид-во «ГЛОБУС-ПРЕС», 2015. – С. 162-163.

12. Мирошниченко Д.В. Определение оптимальных компоновочных схем проточных частей вихревых расширительных машин с внешним периферийным каналом [Текст] / С.М. Ванеєв, Д.В. Мирошниченко // Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво : матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції, м. Суми, 17-20 травня 2016 р. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, К.О. Дядюра. - Суми : СумДУ, 2016. - С. 125.

13. Мирошниченко Д.В. Влияние продольно-вихревого течения на КПД проточной части расширительной машины с внешним периферийным каналом [Текст] / С.М. Ванеєв, Д.В. Мирошниченко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19-22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. - Суми: СумДУ, 2016. - Ч.2. - С. 196.

14. Мирошниченко Д.В. Разработка испытательного модельного стенда для исследований вихревых турбомашин/ С.М. Ванеєв, Д.В. Мирошниченко //XXI Міжнародна науково-технічна конференція “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”, м. Київ 2016

15. Мирошниченко Д.В. Исследование возможности применения многопоточных проточных частей вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом / С.М. Ванеєв, Д.В. Мирошниченко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали науково-технічної

конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18-21 квітня 2017 р.: у двох частинах / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2017. — Ч.2. — С. 33.

16. Мирошниченко Д.В. Расчет турбогенератора для собственных нужд ГРС на базе вихревой расширительной турбомашины / С.М. Ванеев, Д.В. Мирошниченко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18-21 квітня 2017 р.: у двох частинах / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2017. — Ч.2. — С. 36.

17. Мирошниченко Д.В. Исследование влияния угла наклона сопла двухпоточной вихревой турбины с внешним периферийным каналом на ее эффективность / С.М. Ванеев, Д.В. Мирошниченко // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-технічної конференції, м Одеса, 21-22 вересня 2017 р. – Одеса: ОНАХТ, 2017.- С. 206-207.

18. Мірошниченко Д.В. Виготовлення стенду дослідження турбогенераторів малої потужності для утилізації енергії стиснутих газів / Ванеев С. М., Мірошниченко Д.В., Бондар А.В. // Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 19-22 червня 2018 р.):.- Київ, 2018.– С. 191-193.

19. Мірошниченко Д.В. Дослідження робочого процесу вихрової розширювальної машини з бічним каналом / Ванеев С. М., Бондар А.В., Мірошниченко Д.В. // Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 19-22 червня 2018 р.):.- Київ, 2018.– С. 173-174.

20. Мірошниченко Д.В. Устройство для определения крутящего момента и мощности на валу вихревой расширительной машины / Ванеев С. М., Мірошниченко Д.В. // Матеріали V Всеукраїнської міжвузівської науково-

технічної конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (Суми, 17-20 квітня 2018 р.)– Суми : СумДУ, 2018. – С. 308

21. Мірошніченко Д.В. Енергетична установка на базі струминного термокомпресорного модуля і вихрової розширювальної турбомашини / Арсеньєв В.М., Ванєєв С. М., Мірошніченко Д.В., Чех О.Ю. // XIX Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Львів, 25-28 вересня 2018 р.: матеріали конференції. – Вінниця: Вид-во «ГЛОБУС-ПРЕС», 2018. – С. 38.

## ЗМІСТ

	с.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	4
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ.....	17
1.1 Конструкції та особливості роботи розширювальних машин вихрового типу.....	17
1.2 Аналіз можливостей застосування пневмоагрегатів на базі вихрових розширювальних машин .....	22
1.2.1 Пневмоприводи у пневматичних системах.....	22
1.2.2 Енергозберігаючі турбогенератори на енерговузлах промислових і комунальних підприємств.....	24
1.2.3 Енергозберігаючі турбогенератори у газотранспортній системі...28	
1.3 Дослідження і напрацювання в області вихрових розширювальних машин.....	32
1.4 Висновки. Мета і задачі дослідження.....	52
РОЗДІЛ 2. ЧИСЕЛЬНІ ОПТИМІЗАЦІЙНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ВИХРОВИХ РОЗШИРЮВАЛЬНИХ МАШИН .....	56
2.1 Існуючі методи досліджень проточних частин вихрових розширювальних машин.....	56
2.2 Методика чисельного дослідження течії в проточній частині вихрових розширювальних машин.....	57
2.3 Розробка параметричної моделі вихрової машини.....	64
2.4 Планування експерименту і методика оптимізаційних досліджень.....	72
2.5 Результати оптимізаційних досліджень двопотокової проточної частини.....	79
2.6 Порівняльний аналіз результатів оптимізаційних досліджень проточних частин з різною кількістю потоків.....	92
Висновки до розділу 2.....	95
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИХРОВИХ РОЗШИРЮВАЛЬНИХ МАШИН ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИВ, СТВОРЮВАНИХ НА ЇХ ОСНОВІ.....	97
3.1 Завдання випробувань.....	97
3.2 Опис стенду .....	97
3.3 Інформаційно-вимірювальна система стенду.....	107
3.3.1 Вимірювані параметри .....	109

3.3.2 Цифровий прилад для вимірювання тиску .....	111
3.3.3 Цифровий прилад для вимірювання температури .....	112
3.3.4 Цифровий прилад для вимірювання частоти обертання ротора вихрової розширювальної машини .....	113
3.3.5 Цифровий прилад для вимірювання крутного моменту .....	115
3.4 Методика обробки даних випробувань вихрової розширювальної машини.....	126
3.5 Випробування з визначення коефіцієнтів швидкості та витрати сопел.....	128
3.6. Випробування з визначення безрозмірної характеристики вихрової розширювальної машини.....	131
3.7 Обробка даних випробувань вихрові розширювальної машини....	133
3.8 Визначення похибок вимірювань.....	135
Висновки до розділу 3.....	140
<b>РОЗДІЛ 4. ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТІВ НА ОСНОВІ ВИХРОВИХ РОЗШИРЮВАЛЬНИХ МАШИН.....</b>	<b>142</b>
4.1 Области раціонального застосування вихрових розширювальних машин .....	142
4.1.1 Огляд існуючих критеріальних комплексів, які застосовують при вивчені розширювальних машин.....	142
4.1.2 Визначення області раціонального використання вихрових розширювальних машин.....	147
4.1.3 Результати досліджень впливу радіальних навантажень на однопотоківу проточну частину вихрової розширювальної машини .....	151
4.2 Методика розрахунку параметрів вихрових розширювальних машин та агрегатів на їх основі.....	154
4.3 Методика розрахунку характеристик вихрових розширювальних машин та агрегатів на їх основі.....	160
4.4 Особливості проектування пневмоагрегатів на основі вихрових розширювальних машин.....	166
4.5 Шляхи подальшого удосконалення вихрових розширювальних машин і агрегатів на їх основі.....	168
Висновки до розділу 4.....	175
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>177</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>	<b>181</b>
<b>ДОДАТКИ.....</b>	<b>194</b>



## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- $D$  – діаметр, м;
- $\bar{d}_c$  – відносний діаметр сопла;
- $\bar{d}_{пр.ч}$  – відносний діаметр проточної частини;
- $d$  – діаметр меридіонального перерізу проточної частини, м;
- $\pi_T$  – ступінь зниження тиску в машині;
- $\pi_{р.к.}$  – ступінь розширення повітря в робочому каналі ступеня;
- $p$  – тиск, Па;
- $p_0$  – тиск газу на вході, Па;
- $\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;
- $\rho_{сер}$  – середня густина робочого середовища в ущільненні, кг/м<sup>3</sup>;
- $n$  – частота обертання робочого колеса, об/хв;
- $m$  – масова витрата, кг/с;
- $k$  – показник адіабати;
- $K$  – коефіцієнт запасу по потужності;
- $R$  – питома газова стала, Дж/(кг·К);
- $F$  – площа, м<sup>2</sup>;
- $h_s$  – питомий ізоентропний перепад ентальпії (питома наявна робота розширювальної машини), Дж/кг;
- $C_s$  – ізоентропна швидкість витікання, що характеризує наявну питому роботу розширювальної машини, м/с;
- $\beta_y$  – кут установки лопаток, град;
- $\beta_l$  – кут нахилу лопаток, град;
- $\beta_s$  – ступінь активності турбіни за ізоентропними перепадами ентальпії;
- $\lambda_u$  – безрозмірна швидкість в коловому напрямку;
- $\lambda_c$  – безрозмірна швидкість на виході з сопла;
- $\mu$  – коефіцієнт витрати;
- $\varphi_c$  – коефіцієнт швидкості для сопла;

$\delta$  – безрозмірний комплекс, що враховує вплив торцевого зазору;

$\omega$  – кутова швидкість обертання ротора, рад/с;

$M_z$  – крутний момент на валу розширювальної машини, Н·м;

$M_P$  – крутний момент від перепаду тисків на відсікачу (розділювачу);

$M_V$  – момент від сили, що діє на сопло;

$T_1$  – температура перед ущільненням, К;

$T_{ex}^*$  – температура гальмування потоку (повна температура) на вході в машину, К;

$\Delta T$  – різниця температур між входом та виходом, К;

$\Delta T_s$  – ізоентропна різниця температур між входом та виходом, К;

$T_{euxS}$  – температура на виході із турбіни в ізоентропному процесі розширення, К;

$\eta_h$  – гідравлічний ККД процесу розширення в проточній частині, що враховує втрати на зриви, вихроутворення, ударні втрати, втрати на тертя;

$\eta_{nat}$  – ККД патрубків, що враховує втрати тиску у вхідному і вихідному патрубках;

$\eta_{nat}$  – ККД наповнення, що враховує втрати тиску при змішуванні маси газу, яка надходить через вхідний патрубок, з газом, що переноситься через відсікач;

$\eta_i$  – ККД охолодження, що враховує вплив охолодження газу від змішування з холодним газом, який переноситься через відсікач;

$\eta_{m.n}$  – ККД тертя і перетоків, що враховує вплив внутрішньоступневих перетоків через зазори та втрати від тертя диска колеса об газ;

$\eta_{exit}$  – ККД витоків, що враховує витік газу в навколишнє середовище;

$\bar{\eta}_\delta$  – відносний ККД, що враховує втрати енергії, обумовлені торцевими зазорами;

$\eta_c$  – гідравлічний ККД ступеня;

$\bar{U}$  – наведена колова швидкість робочого колеса;

$N_B$  – потужність на валу турбіни, Вт;

$N_s$  – наявна потужність, Вт;

$\Delta\bar{N}_{m.d}$  – відносні втрати на тертя дисків;

$\Delta\bar{N}_{o.per}$  – відносні втрати від перетікання газу через радіальний зазор у відсікачі;

$\Delta\bar{N}_{\delta.per}$  – відносні втрати від перетікання газу через торцеві зазори;

$\Delta\bar{N}_o$  – відносні втрати, обумовлені перенесенням маси газу у міжлопаткових каналах робочого колеса через відсікач з виходу на вхід ступеня;

$\Delta\bar{N}_c$  – відносні втрати у соплі;

$\Delta\bar{N}_{dun}$  – відносні втрати з вихідною швидкістю;

$\Delta\bar{N}_{p.k}$  – відносні гідравлічні втрати в колесі і каналі корпусу;

$\vec{n}_n$  – вектор нормалі до площини лопатки в заданій точці;

$V$  – об'ємна витрата газу, м<sup>3</sup>/с;

$\vec{V}$  – вектор абсолютної швидкості газу;

$\vec{W}$  – вектор відносної швидкості газу в колесі;

$z$  – число лопаток робочого колеса;

МРЕ – мала розподілена енергетика;

РТМ – розширювальна турбомашина;

ВРМ – вихрова розширювальна машина;

ДГА – детандер-генераторний агрегат;

ІВС – інформаційно-вимірювальна система;

РОУ – редуційно-охолоджувальна установка;

ГРС – газорозподільна станція;

Решта умовних позначень пояснюється в тексті.

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Проблема енергозбереження в наш час є однією з найважливіших проблем у світі, тому що потрібно задовольняти зростаючі енергетичні потреби людства.

Україну можна назвати країною з однією з найбільш енерговитратних економік у світі, для якої питання енергозбереження важливе і для національної безпеки. Підвищення внутрішніх цін на енергоносії останнім часом змушує переглядати відношення до їх витрачання. Економія енергоресурсів дозволяє підприємствам зменшити собівартість продукції, що призводить до збільшення одержуваного прибутку. Одним із способів часткового вирішення цієї проблеми є утилізація вторинних енергетичних ресурсів та підвищення енергоефективності агрегатів, які перетворюють енергію.

Відомо, що велика кількість ексергії стиснутих газів і парів втрачається на редукторах і регуляторах на газорозподільних станціях (ГРС), газорозподільних пунктах (ГРП) і при подачі паливного газу на газотурбінні двигуни у газовій промисловості, у різних технологічних процесах у хімічній та інших галузях промисловості, у комунально-побутовому господарстві [1]. Знизити втрати і підвищити коефіцієнт корисного використання енергоресурсів можна шляхом використання енергозберігаючих турбогенераторних установок замість звичайного спрацьовування перепаду тиску на дросельному органі. При цьому корисна потужність, яку можна отримати за допомогою утилізуючого турбогенератора, зазвичай не перевищує 1 МВт.

Перспективним напрямком у наш час є децентралізація енергопостачання і створення автономних енергоустановок відносно невеликої потужності [2]. Енергопостачання в Україні, та у світі, здійснюється за допомогою централізованих електричних систем через великі теплові електростанції з потужними паровими турбінами, енергія від яких розподіляється по складній системі мереж, що має певні переваги, так як при будівництві великих станцій знижується вартість кіловата встановленої потужності. У теперішній час зношення обладнання великих теплових електростанцій перевищує 60 %, в результаті надійність і якість постачання як електричної, так і теплової енергії знижується до критичного рівня. Доля втрат у мережах у різних регіонах досягає

25-32 %. Зростає собівартість і тарифи на вироблену енергію. Коштів для кардинального оновлення обладнання немає.

Вихід із ситуації, що виникла, полягає у прискоренні розвитку малої розподіленої енергетики (МРЕ): системи, яка складається з великої кількості переважно малих джерел енергії, які знаходяться безпосередньо у споживача. Така система забезпечує доповнення і резервування централізованих систем. При цьому споживач, який володіє власним джерелом енергії, по-перше, отримує її по собівартості, яка в рази нижча за тарифи; по-друге, збільшує надійність енергопостачання; по-третє, може отримувати додаткові вигоди від продажу електроенергії сусідам; по-четверте, знижує пікове навантаження, що призведе до збільшення терміну служби основного обладнання. Збільшується серійність випускаємих промисловістю малих енергоустановок, внаслідок чого знижується їх собівартість. Рішення проблеми розвитку МРЕ потребує наявності енергетичних комплексів малої і надмалої одиничної потужності, які можна встановлювати на окремих об'єктах енергоспоживання, навіть у індивідуальному або автономному застосуванні. Насичення економіки незалежними розподіленими енергоджерелами, як показує міжнародний досвід, веде до зниження вартості енергії, збільшення конкурентоздатності підприємств і енергетичної безпеки країни.

Часто, з різних причин, виникає необхідність постачання автономного енергозабезпечення, що обумовлює застосування автономних джерел електроенергії різних типів, які не залежать від надійності повітряних ліній електропередач.

Основними вимогами до автономних джерел енергії є надійність, тривалість автономної роботи і зручність експлуатації. Вартість енергії, яка виробляється, може не являтися основним показником. Установки повинні бути довговічними і простими в експлуатації.

Для систем малої розподіленої енергетики, для автономних джерел живлення перспективним напрямком також є створення турбогенераторів і турбоприводів потужністю до 500 кВт.

Основними перешкодами на шляху широкого впровадження малопотужних (до 0,5 МВт) установок є їх низький ККД і високі вартість та відносні витрати на обслуговування в порівнянні з потужними установками. Тому основні зусилля при дослідженні і створенні енергоустановок малої потужності спрямовані на підвищення ККД, зменшення їх вартості, збільшення надійності та зниження витрат на обслуговування.

Для потужностей до 500 кВт часто можливе створення пневмоприводів або турбогенераторів на базі вихрової розширювальної турбомашини в безредукторному виконанні.

Вихрова розширювальна машина має всі переваги класичних турбін (доцентрових і осьових): єдина рухома частина - робоче колесо, яке здійснює обертальний рух, тому її надійність визначається, практично, надійністю і довговічністю тільки підшипникових вузлів; стабільність вихідних характеристик; "суха" (безмасляна) робоча порожнина; простота і безпека в обслуговуванні.

Основними перевагами вихрової розширювальної машини в порівнянні з осьовою або доцентровою є: простота конструкції, технологічність і низька собівартість виготовлення; порівняльно низька оборотність, тобто при інших рівних умовах оптимальна частота обертання ротора вихрової розширювальної машини менше оптимальної частоти обертання ротора класичної турбіни, тому при використанні вихрової розширювальної машини можливо безредукторне виготовлення агрегату, що різко здешевлює машину і скорочує витрати на обслуговування.

Відомі турбодетандерні установки на базі струминно-реактивної турбіни. Але ці турбіни високооборотні і тому в конструкції установок на їх основі часто необхідно застосовувати редуктор.

Широке впровадження турбоустановок для автономного енергозабезпечення вимагає широких всебічних теоретичних і експериментальних досліджень і випробувань модельних і натурних розширювальних турбомашин та турбогенераторів у цілому. Для виконання

таких досліджень необхідно створення матеріально-технічної бази, що включає нові і модернізовані стенди, експериментальні модельні та натурні установки, об'єкти дослідження, виробниче та технологічне обладнання. Отримані дослідні характеристики повинні підтвердити правочинність і достовірність результатів теоретичних досліджень та розроблених принципів проектування розширювальних турбомашин і пневмоагрегатів на їх основі, що використовують енергію стиснутого газу.

Виходячи з усього вищевикладеного, тема дослідження є актуальною, оскільки величезний потенціал для вирішення проблеми енергозбереження закладений в утилізації вторинних енергоресурсів. Створення утилізуючих пневмоагрегатів на базі вихрових розширювальних машин сприяє вирішенню науково-технічної задачі впровадження надійного, конструктивно простого та енергозберігаючого устаткування в різних галузях промисловості.

*Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.*

Дисертаційне дослідження виконувалось згідно з планом науково-дослідних робіт кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету відповідно до пріоритетного напрямку розвитку науки і техніки "Енергетика та енергоефективність". Здобувач був виконавцем держбюджетної науково-технічної роботи «Розроблення енергозберігаючого турбогенератора для утилізації енергії стиснутих газів» (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0117U007375) та науково-дослідної роботи на тему «Дослідження робочих процесів енергетичних машин» (номер державної реєстрації № 0110U004210).

*Мета і задачі дослідження.* Мета роботи – підвищення енергоефективності і надійності вихрових розширювальних машин з зовнішнім периферійним каналом.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- обґрунтувати доцільність застосування агрегатів на основі вихрових розширювальних машин та визначити область їх раціонального використання;

- провести чисельні дослідження вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом у програмному комплексі ANSYS CFX з метою відпрацювання методики розрахунку течії газу та порівняння з експериментальними даними;

- розробити параметричну модель вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом, спланувати обчислювальний експеримент з вибором значущих факторів та провести чисельні дослідження за допомогою програмно-обчислювального комплексу з метою досягнення максимального ККД за рахунок оптимізації геометричних розмірів проточної частини;

- провести експериментальні дослідження вихрової розширювальної машини з метою отримання експериментальних параметрів і характеристик та підтвердження адекватності математичної моделі за результатами теоретичних досліджень;

- розробити методику розрахунку параметрів одно- та багатопотокової проточної частини вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом;

- розробити за результатами теоретичних та експериментальних досліджень рекомендації, спрямовані на забезпечення роботи агрегатів на основі вихрових розширювальних машин в зоні максимальної ефективності, а також впровадити отримані результати в навчальний процес і на промисловому підприємстві.

**Об'єкт дослідження.** Робочі процеси, що протікають в вихровій розширювальній машині та агрегатах на її основі.

**Предмет дослідження.** Параметри і характеристики вихрової розширювальної машини та агрегатів на її основі.

**Методи дослідження.** На першому етапі досліджень застосовувався аналіз та наукове узагальнення даних літературних джерел, що дало можливість обґрунтувати актуальність наукової задачі і сформулювати завдання досліджень.



Для дослідження робочого процесу вихрової розширювальної машини використовувалися методи математичного та фізичного моделювання з застосуванням методів планування експерименту та методів оптимізації.

Математична модель течії газу базується на рівняннях збереження енергії, нерозривності, кількості руху, стану газу, а також зміни моменту кількості руху, які використовувалися як в диференціальній, так і в інтегральній формах.

Для чисельного моделювання течії газу в вихровій розширювальній машині використовувався програмно-обчислювальний комплекс ANSYS CFX.

Фізичний експеримент містить дослідження вихрової розширювальної машини.

***Наукова новизна отриманих результатів:***

- вперше визначені області раціонального використання вихрових розширювальних машин і пневмоагрегатів на їх основі за загальновизначеними критеріальними комплексами, прийнятими в теорії і практиці турбомашин;

- вперше за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX виконано моделювання та дослідження поздовжньо-вихрової течії газу в проточній частині вихрових розширювальних машин з зовнішнім периферійним каналом і проведено порівняння отриманих результатів із результатами експериментальних досліджень;

- підтверджено за допомогою візуалізації течії газу в проточній частині вихрової розширювальної машини вплив інтенсивності поздовжньо-вихрового руху робочого тіла на її ККД;

- вперше створена параметрична модель і методика оптимізаційного дослідження вихрових розширювальних машин в програмному комплексі ANSYS CFX, що дозволяє досліджувати вплив геометричних і газодинамічних параметрів на їх ефективність і характеристики;

- вперше досліджений вплив основних значущих геометричних і газодинамічних параметрів та співвідношень параметрів багатопотокової проточної частини вихрової розширювальної машини із зовнішнім

периферійним каналом на характеристики машини, що дало змогу підвищити більш ніж на 15% (з рівня 30% до рівня більше 45%) оптимальні значення ККД;

- отримані експериментальні характеристики двопотокової вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом.

***Практичне значення одержаних результатів:***

- вперше отримані оптимальні діапазони узагальнених безрозмірних параметрів вихрових розширювальних машини з зовнішнім периферійним каналом, які дозволяють проектувати вихрові машини на різні параметри в зоні максимального ККД;

- створено експериментальну модель і експериментальний стенд для дослідження вихрових розширювальних машин та пневмоагрегатів на їх основі;

- в результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень отримані практичні рекомендації з вибору основних параметрів вихрових розширювальних машин і агрегатів на їх основі;

- створені методики і програми розрахунку параметрів і характеристик багатопотокових, багатоканальних вихрових розширювальних машин з зовнішнім периферійним каналом; що має практичну цінність при розробці цих машин;

- розроблена методика проектування пневмоагрегатів на базі вихрових розширювальних машин з зовнішнім периферійним каналом;

- основні результати роботи впроваджені в навчальний процес Сумського державного університету в курсах: «Пневмоагрегати та вакуумна техніка», «Розширювальні турбомашини радіального типу» (для спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» за освітньою програмою «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»). Також результати впроваджені на підприємствах ТОВ ІТЦ «Смартекс» та ТОВ «Альтернативний енерговектор».

***Особистий внесок здобувача.*** Основні наукові та практичні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно та опубліковані у статтях та роботах [3-9]. Постановка задач досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником. У

публікаціях здобувачу належить наступне. У роботах [3, 5] виконано порівняльний аналіз детандерних установок малої потужності, який показав, що перспективними є пневмоагрегати на базі вихрових розширювальних машин. У роботах [3, 5] здобувач провів аналіз публікацій по даній тематиці, виклав проблему і зв'язок з науковими та практичними задачами. У роботах [3, 4] здобувач описав методику створення параметричної моделі ВРМ, що дозволяє досліджувати вплив геометричних і газодинамічних параметрів на ККД і картину течії в проточній частині вихрових розширювальних машин, та провів обчислювальні дослідження течії газу. У роботах [4,6] здобувачем спланований (із застосуванням теорії планування експерименту) і виконаний обчислювальний експеримент, за результатами якого отримано залежність ККД розширювальної машини від основних значущих факторів. Також в роботах [4, 6] виконана багатокритеріальна оптимізація, яка дозволяє знайти геометричні параметри проточної частини, які забезпечують максимальний ККД, що дало змогу підвищити більш ніж на 15% (з рівня менше 30% до рівня більш 45%) оптимальні значення ККД вихрової двопотокової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом. У роботах [4, 6] здобувач представив оброблені (у вигляді графічних залежностей) результати чисельних досліджень, провів аналіз результатів, отримав узагальнені оптимальні значення параметрів для трьох схем вихрових розширювальних машин із зовнішнім периферійним каналом, а також представив деякі рекомендації з проектування вихрових розширювальних машин. В роботах [7, 8] автор описав створення експериментальної моделі вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом, турбогенератора на її основі і експериментального стенду для дослідження вихрових розширювальних машин та пневмоагрегатів на їх основі. Для забезпечення контролю обладнання стенду та автоматизації реєстрації параметрів ВРМ в процесі випробувань створено інформаційну вимірювальну систему, яка складається з програмного забезпечення, контролерів та датчиків. Для визначення потужності та ККД вихрової машини особисто автором створений бездротовий датчик крутного моменту (тензометричну муфту

ТМ100). В результаті експериментальних досліджень отримано характеристики оптимізованої проточної частини та підтверджено результати обчислювального експерименту. В роботі [9] автором вивчена можливість застосування детандер-генераторів на основі вихрових розширювальних машин як джерела електроенергії на компресорних станціях (КС) за рахунок утилізації енергії паливного газу перед подачею його в газотурбінний двигун.

***Апробація результатів дисертації.*** Основні результати дисертації доповідалися й обговорювалися на:

- Науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2011 р.);

- X міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології» (м. Одеса, 2015 р.);

- XVI міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, 2015 р.);

- I Міжнародній науково-практичній конференції «Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво» (м. Суми, 2016 р.);

- IV Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, 2016 р.);

- XXI Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2016 р.);

- Науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2017 р.);

- XI міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології» (м. Одеса, 2017 р.);

- XXIII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2018 р.);

- XIX Міжнародній науково-технічній конференції АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Львів, 2018 р.).

- V Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, 2018 р.).

**Публікації.** За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 21 наукова праця, у тому числі: 6 статей у наукових журналах (5 – у фахових виданнях, з затвердженого переліку МОН України (1 стаття надрукована в журналі, який входить до бази даних Ulrich's Periodicals Directory американського видавництва Bowker; індексується в онлайнній наукометричній базі даних Index Copernicus), 1 – у журналі, що індексується науковою базою даних Scopus); 1 публікація у збірнику праць конференції; 1 патент на корисну модель; 13 тез доповідей.

**Структура й обсяг дисертації.** Робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 204 сторінок. Дисертаційна робота містить 96 рисунків, 9 таблиць, 7 додатків і список використаних джерел у кількості 106 найменувань на 13 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

## СТАН ПИТАННЯ ТА АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ

## 1.1 Конструкції та особливості роботи розширювальних машин вихрового типу

Вихрові розширювальні машини відрізняються великою різноманітністю конструктивних схем проточних частин. Класифікація схем проточних частин та їх елементів для вихрових розширювальних машин дана в ряді робіт [10-13].

На рис. 1.1 приведені найпоширені типи меридіональних перерізів проточних частин вихрових машин.

Для вихрових компресорів великого поширення набули ступені з периферійно-боковим каналом [11]. Для прикладу на рис.1.1 представлені конструкції проточних частин з периферійно-боковим каналом:

- двоканальні проточні частини з прямокутним (рис. 1.1а), з закругленим (рис. 1.1б), з круглим (рис. 1.1в) профілем меридіонального перерізу;
- одноканальні проточні частини з круглим профілем (рис. 1.1г);
- одноканальні проточні частини з круглим профілем і центральним обтічником (рис. 1.1д);
- одноканальні проточні частини з криволінійним профілем (рис. 1.1е).

Для двоканальної проточної частини з криволінійним профілем меридіонального перерізу у вихровому компресорі було досягнуто ККД 55 % [11].

У вихрових насосах часто застосовуються проточні частини з боковим каналом і круглим профілем меридіонального перерізу (рис. 1.1 ж) [10]. У насосах, компресорах і розширювальних машинах застосовують проточні частини з периферійним каналом і круглим профілем (рис. 1.1 з, и, к, л). У вихрових гідротурбінах і вихрових газових розширювальних машинах дослідженими є проточні частини з боковим каналом і круглим профілем (рис.

1.1 ж), з внутрішнім периферійним каналом (рис. 1.1 и), із зовнішнім периферійним каналом (рис . 1.1 з).

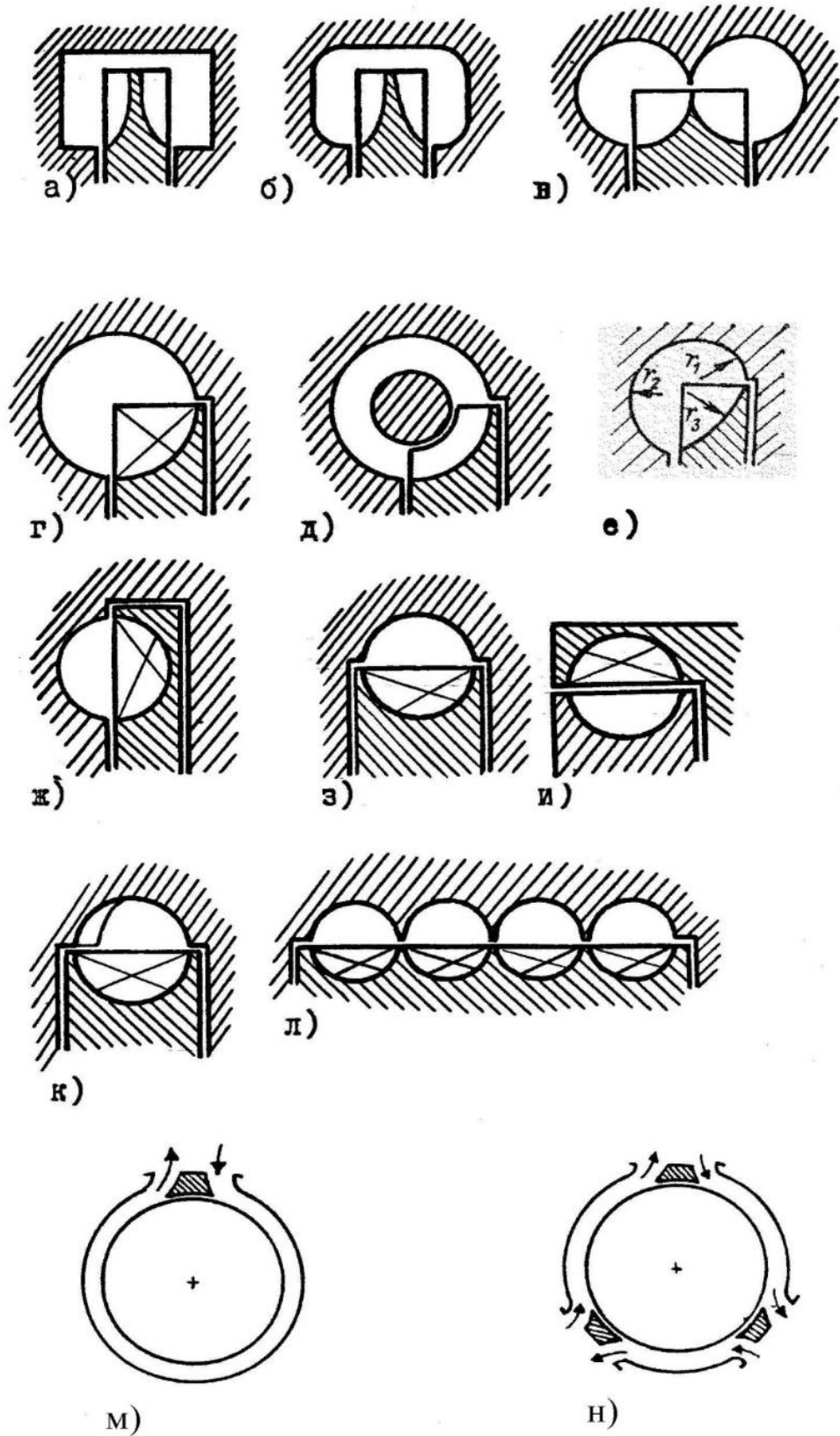


Рисунок 1.1 – Типи меридіональних перерізів проточних частин вихрових машин

Проточні частини вихрових машин виконують одноканальними (рис. 1.1 е, ж, з, и, к), двоканальними (рис. 1.1 а, б, в) і багатоканальними (рис. 1.1 л). Збільшення числа каналів виконують для збільшення продуктивності в компресорах і насосах, або для збільшення потужності розширювальної машини. Багатоканальні проточні частини найбільш просто отримати застосувавши ступень із зовнішнім периферійним каналом (рис. 1.1 л).

Вихрові машини можна виконати також одно-, дво- або багатопотоковими (рис. 1.1 м, н), що дозволяє розвантажувати ротор машини від радіальних зусиль.

Велике значення для організації робочого процесу течії в проточній частині вихрових розширювальних машин має вхідна ділянка проточної частини [14]. На вході в проточну частину відбувається зміна структури, напрямку і швидкості потоку. На вхідній ділянці течія ускладнюється тим, що відбувається перемішування робочої речовини, яка надходить через вхідний патрубок з речовиною, яка переноситься через відсікач, що призводить до втрат від змішування потоків, до збільшення ударних втрат при вході в колесо, а у вихрових і вільновихрових насосах – до виникнення кавітації. При роботі вихрової машини в режимі компресора робоче тіло, що надходить через вхідний патрубок, додатково підігрівається більш гарячим потоком, який переноситься через відсікач, що збільшує роботу стиснення робочого тіла.

При роботі вихрової розширювальної машини внаслідок зменшення густини робочого тіла по довжині проточної частини збільшується швидкість в каналі корпусу в окружному напрямку, тобто спіралеподібні лінії струму розтягуються. Це призводить до зменшення числа взаємодій частинок робочого тіла з лопатками колеса від входу до виходу ступеня. Тому у вихровій розширювальній машині важливо ефективно організувати потік газу, забезпечивши інтенсивну передачу енергії вихрової течії робочому колісу [14].

На рисунках 1.1 і 1.2 представлені схеми проточних частин вихрових розширювальних машин з зовнішнім периферійним каналом (рис. 1.1 з, 1.2) і з периферійно-боковим каналом (рис. 1.1 г, е).



Ступінь із зовнішнім периферійним каналом технологічна і конструктивно проста, особливо при виконанні багатоканальних і багатопотокових схем, у порівнянні з ступенями, що мають інші типи проточних частин (з боковим, периферійно-боковим, внутрішнім периферійним каналами тощо) [10,14].

У вихровій розширювальній машині робоче тіло надходить через сопло 1 (рис. 1.2) у проточну частину, що утворена каналом 2 корпусу 3 і міжлопатковими каналами 4 робочого колеса 5. Робоче колесо обертається в корпусі з малими радіальними і торцевими зазорами. Між входом і виходом в проточній частині каналу корпусу встановлено відсікач (розділювач, перемичка) 6 [14].

Середня колова складова швидкості (середньовитратна швидкість) робочого тіла в каналі більша за колову швидкість робочого колеса. Частинки газу в проточній частині розширювальної машини рухаються за спіралеподібною траєкторією від входу до виходу проточної частини, багаторазово взаємодіючи з лопатками робочого колеса і поступово віддаючи йому енергію.

При переміщенні частинок у міжлопаткових каналах робочого колеса змінюється напрям і величина їх швидкості та момент кількості руху, в результаті на лопатках з'являються сили, що приводять колесо в рух. Ця поздовжньо-вихрова течія є базовою при обміні енергією між потоком газу в і лопатками робочого колеса, і чим інтенсивніше вона організована, тим вища ефективність машини.

У порівнянні з осьовою і доцентровою вихрова розширювальна машина простіша за конструкцією, що робить її дешевшою у виготовленні. В області малих витрат, малих потужностей, вихрова розширювальна машина, при інших рівних умовах (потужність, габарити, ККД), дозволяє виключити основний недолік осьових і відцентрових (класичних) розширювальних машин – високооборотність. Це дозволяє відмовитися від застосування редукторів при конструюванні пневмоагрегатів, що суттєво знижує вартість, підвищує надійність машин та скорочує витрати на їх обслуговування. Також перевагою

вихрових розширювальних машин є велике відношення пускового моменту до номінального.

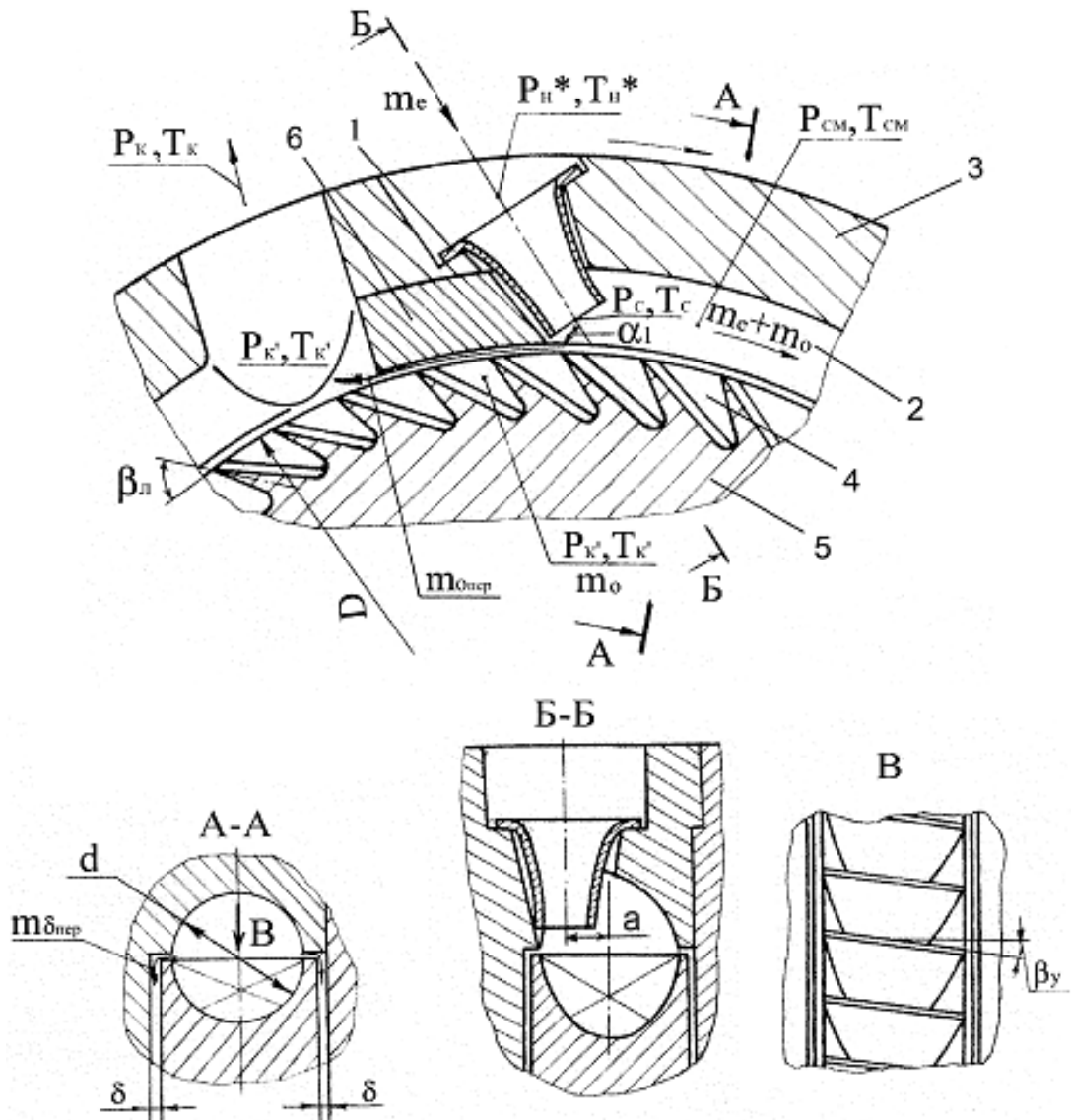


Рисунок 1.2 – Схема вихрового ступеня з зовнішнім периферійним каналом

Переваги вихрової розширювальної машини дозволяють отримати максимально простий і надійний турбопривод або турбогенератор, з терміном окупності 1-2 роки. Розширювальні машини даного виду можуть застосовуватися до потужностей 500-600 кВт, при тиску робочого тіла на вході до 7 МПа.

## 1.2 Аналіз можливостей застосування пневмоагрегатів на базі вихрових розширювальних машин

### 1.2.1 Пневмоприводи у пневматичних системах

У різних галузях господарства знаходять широке застосування пневматичні системи. Пневматичні системи, поряд з електричними і гідравлічними, є одним з найбільш ефективних засобів автоматизації. Це обумовлено їх низькими масогабаритними характеристиками, порівняно простим конструктивним виконанням, зручністю в експлуатації, надійністю і довговічністю.

Величезна кількість малопотужних розширювальних машин знайшли своє застосування в пневматичних системах в якості пневмоприводів, пневмомоторів. Пневматичні двигуни, як приводи різних машин і механізмів, широко застосовуються в багатьох галузях промисловості, що пояснюється їх конструктивними та експлуатаційними особливостями, які роблять їх в ряді випадків незамінними. Пневматичні двигуни застосовуються у вибухонебезпечному виробництві у випадках, коли можливі ураження працівників електричним струмом, що має місце в гірничодобувній і хімічній промисловості, в суднобудуванні, у виробництві ручного механізованого інструменту, в машинобудуванні, на транспорті, в будівництві та інших галузях господарства. Пневматичні двигуни, особливо малої потужності, мають невелику відносну масу (що припадає на одиницю потужності), вони не бояться перевантажень, прості в конструкції, надійні в експлуатації і дешеві у виготовленні. До числа недоліків широко використовуваних (осьових і радіальних турбо- і пластинчастих об'ємних) пневматичних двигунів в першу чергу відноситься їх низький ККД (20-30%). Пневматичні двигуни виготовляються в широкому діапазоні потужностей (від 0,05 до 50 кВт) з частотою обертання вихідного валу від декількох десятків до 75000 об/хв і застосовуються як в стаціонарних, так і в пересувних установках. Найбільшого поширення набули пневматичні двигуни порівняно малої потужності, які

застосовуються головним чином як приводи механізованих інструментів, арматури тощо, а також як засоби механізації та автоматизації виробничих процесів (наприклад, приводи кульових кранів, приводи насосів, вентиляторів, пневмостартери тощо).

Для збільшення ефективності і надійності пневматичних систем пропонується використовувати замість осьових і радіальних турбо- і об'ємних пневматичних двигунів тихохідні і більш надійні вихрові (рисунок 1.3).

На рисунку 1.3 показана експериментальна модель та привод кульового крану DN 1400 PN 80 на базі вихрового пневмодвигуна з периферійно-боковим каналом [15].

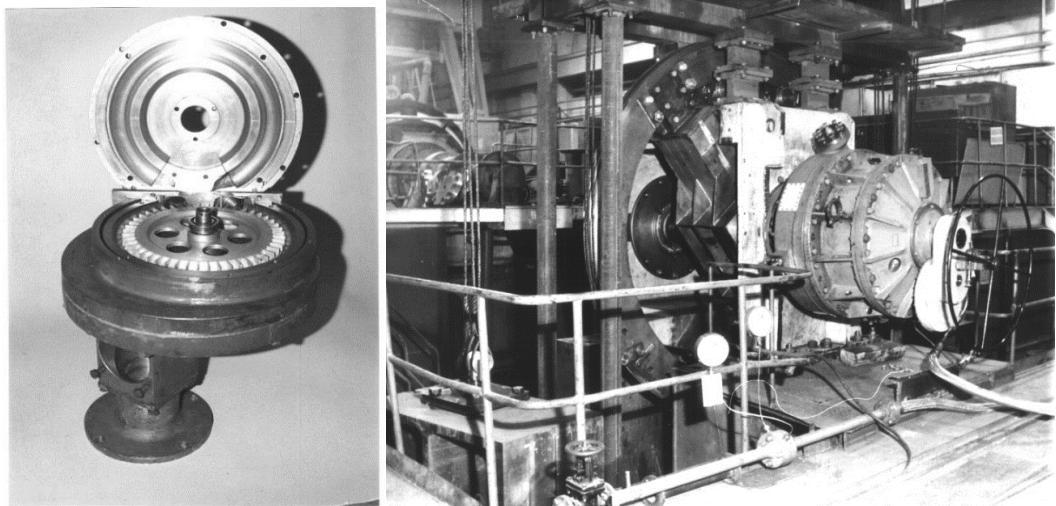


Рисунок 1.3 – Вихровий турбопривод з периферійно-боковим каналом.

Пускові системи є невід'ємною частиною силових установок з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ). На виготовлення систем електростартерного пуску (СЕР) для 1 мільйона автомобілів і тракторів витрачається від 20 до 150 тисяч тонн кольорового металу, а на їх перевезення - від 0,5 до 2% палива, споживаного автомобілями. Внаслідок застосування кольорових металів - свинцю та електротехнічної міді - СЕР мають високу вартість. Крім того вони характеризуються гіршими пусковими якостями при низьких температурах. Це обумовлено значним падінням сили струму в акумуляторних батареях при охолодженні до негативних температур. Таким чином, поліпшення пускових,

експлуатаційних і економічних якостей систем пуску - одне з найважливіших напрямків вдосконалення двигунів.

Застосування турбостартених систем (ТС) дозволяє уникнути ряду проблем, пов'язаних із застосуванням СЕП. Однак існуючі сучасні ТС також мають недоліки, пов'язані з високою частотою обертання, що вимагає використання дорогих редукторів, або з надійністю і довговічністю. У той же час, висока пожежна безпека; забезпечення більш надійного пуску; істотно менша в порівнянні з СЕП питома металоємність і вартість стають вагомими підставою для продовження досліджень в області вдосконалення ТС. Дуже перспективним є застосування ТС на основі вихрової розширювальної машини (рисунок 1.4) [16, 17].

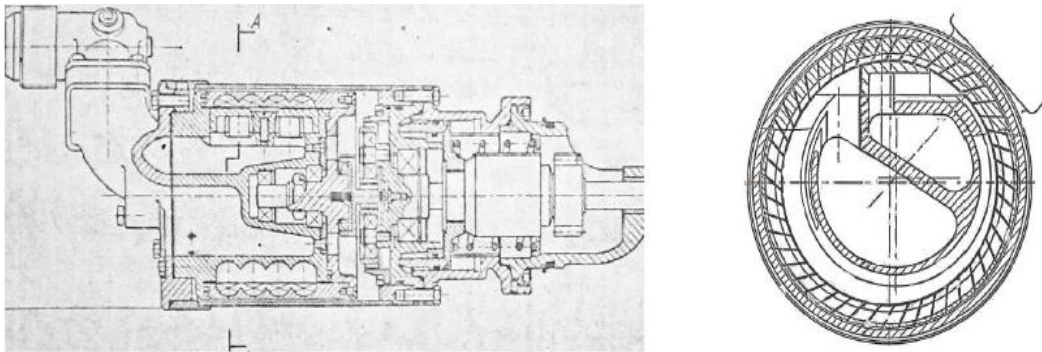


Рисунок 1.4 - Вихровий турбостартер

1.2.2 Енергозберігаючі турбогенератори на енерговузлах промислових і комунальних підприємств

В енергетиці, хімічній, харчовій промисловості, в комунальному господарстві є багато енерговузлів, на яких дроселюється до параметрів технологічних процесів водяна пара, що виробляється в різних котлах. На цих енерговузлах також дуже вигідно використання утилізаційних турбогенераторів [18-25] особливо на базі вихрових розширювальних машин [23-25].

Попередній аналіз енергоспоживання великих хімічних підприємств показує, що за рахунок утилізації потенційної енергії пари, яка в даний час

безповоротно втрачається на редукторах і регуляторах тиску в технологічних процесах, може бути отримано (тобто зекономлено) 10-30 % електроенергії від величини, яка споживається цими підприємствами.

Малопотужні парові турбіни встановлюються в котельнях та працюють в схемі котельні замість або паралельно з редукційно-охолоджувальною установкою (РОУ) на перепаді тисків насиченої або перегрітої пари, що йде від котла на технологію або на опалення і гаряче водопостачання.

Застосування протитискових парових турбін в котельнях з паровими котлами – найбільш простий спосіб утилізації енергії парового потоку для вироблення електроенергії, який перетворює ці котельні в мініТЕЦ. Це пов'язано з тим, що насичена або перегріта пара, що виробляється в котлах при тиску 0,6-1,4 МПа, дроселюється до 0,12-0,4 МПа в РОУ. Якщо паралельно РОУ встановити паровий турбогенератор і редукувати пару в його турбіні, то потужність на виході генератора може скласти 50-600 кВт.

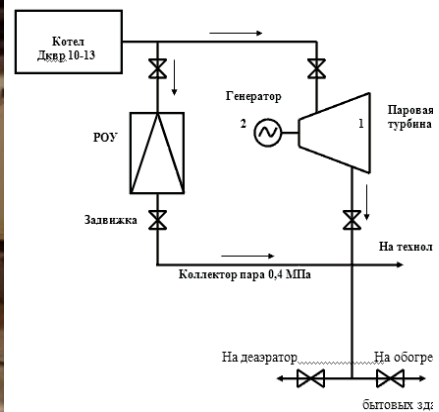
При цьому установки можуть бути трьох типів: для автономного режиму роботи; для паралельної роботи з мережею; в якості приводу агрегатів, встановлених в котельні, наприклад, водяних насосів. Рекомендується при паралельній роботі з мережею використовувати асинхронний електрогенератор, який у порівнянні з синхронним генератором в два рази дешевший, більш простий в обслуговуванні, надійніший в експлуатації, не вимагає системи синхронізації з зовнішньою мережею (мережа підтримує частоту обертання ротора генератора). В процесі експлуатації енергоустановок з асинхронним електрогенератором у електроенергетиків підприємств, на яких встановлені і працюють установки, і у енергопостачальних організацій не виникало нарікань на роботу електросилової частини [21]: наприклад, установка потужністю 1000 кВт з паровою гвинтовою машиною і асинхронним електрогенератором, встановлена у виробничій котельні ВАТ «НВФ «Пігмент», на протязі 5000 годин експлуатації при видачі електроенергії в електричну мережу не чинила дестабілізуючого впливу на цю мережу, і не було ніяких претензій з боку

енергопостачальної організації [22]. Варіант застосування парової турбіни показано на рисунку 1.5.

Генераторний варіант включає парову турбіну 1 (рис. 1.5 б), що приводить в дію електричний генератор 2 асинхронного або синхронного типу. Для видачі електричної потужності генератор підключається на внутрішні розподільчі пристрої підприємства. Пар після турбіни подається до споживача на виробничі потреби, а також в систему опалення, на підігрівачі тощо. Генераторний варіант застосування парової турбіни перетворює котельню підприємства в міні-ТЕЦ.



а)



б)

Рисунок 1.5 – Парова турбогенераторна установка: а) фото, б) схема.

Переваги:

- низька вартість виготовленої електроенергії;
- відсутність маслосистеми підвищує надійність і пожежну безпеку установки;
- застосування підшипників кочення з консистентним мастилом спрощує умови експлуатації і підвищує ремонтпридатність установки;
- робоча частота обертання турбіни - 3000 об/хв. - виключає необхідність застосування редукторних схем турбогенератора і підвищує його ККД і надійність експлуатації;

- невеликі габарити і компактність монтажу дозволяють розміщувати установку безпосередньо в котельному відділенні і не вимагають окремого приміщення;

- швидкий пуск установки зі стану зупинки;
- застосування в якості турбоприводу забезпечує широкий діапазон навантажень і плавність регулювання частоти обертання механізмів.

Також перспективними є проекти застосування вихрових розширювальних машин в якості турбоприводу насосів (рис. 1.6) [23-25]. Таке рішення дозволить економити енергоресурси та реалізувати можливість ефективного регулювання продуктивності насоса. Проблеми ефективного регулювання продуктивності насоса пов'язані з тим, що такі механізми регулювання, як гідромурфта або частотний перетворювач, мають більш низький коефіцієнт корисної дії на часткових режимах.

Техніко-економічні розрахунки показали, що термін окупності проекту реконструкції живильних насосів з установкою турбоприводу становить 1-1,5 року. Результати реконструкції живильних електронасосів з заміною електродвигуна на приводну турбину: зниження споживання електроенергії на власні потреби; більш ефективне використання теплової енергії; найбільш економічний вид регулювання продуктивності насоса.

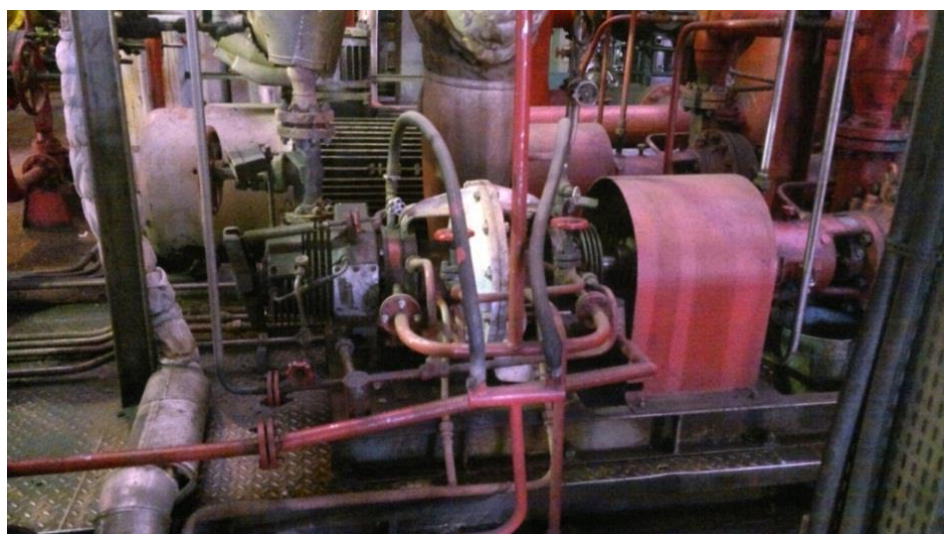


Рисунок 1.6– Паровий турбопривод насоса.



### 1.2.3 Енергозберігаючі турбогенератори у газотранспортній системі

Основна маса ГРС України мають корисну потужність, яку можна отримати в результаті зменшення тиску природного газу від тиску на вході в станцію до необхідного тиску на виході зі станції, не більше 500 кВт.

На виході ГРС у залежності від роду споживачів має підтримуватися тиск 0,3; 0,6 або 1,2 МПа. Тиск на вході коливається у діапазоні від 7 до 2,5 МПа. На 20% ГРС ступінь зниження тиску знаходиться у межах 1-1,3 і ці ГРС не цікаві як об'єкти утилізації енергії; у 20% ГРС ступінь зниження тиску 1,5-2; у 36% - 2-3; у 15% - 3-5; у 8% - 5-10; у 2% - 10-20 [28].

Наприклад, є технічне завдання АТ «Укртрансгаз» на створення автоматичних газорозподільних станцій (АГРС) з витратою газу 5000 н.м<sup>3</sup>/год, 10000 н.м<sup>3</sup>/год, 30000 н.м<sup>3</sup>/год. Ці станції мають наступні типорозміри:

– АГРС–5 при  $P_{вих} = 0,3$  МПа, АГРС–5 при  $P_{вих} = 0,6$  МПа, АГРС–5 при  $P_{вих} = 1,2$  МПа;

– АГРС-10 при  $P_{вих} = 0,3$  МПа, АГРС–10 при  $P_{вих} = 0,6$  МПа, АГРС-10 при  $P_{вих} = 1,2$  МПа;

– АГРС–30 при  $P_{вих} = 0,3$  МПа, АГРС–30 при  $P_{вих} = 0,6$  МПа, АГРС-30 при  $P_{вих} = 1,2$  МПа.

У цьому технічному завданні є також вимога, що «вузол запобігання гідратуотворень повинен забезпечувати заданий режим підігріву газу, що поступає на АГРС, з автоматичним підтриманням температури газу по виході з АГРС в межах (-1<sup>0</sup>С÷+1<sup>0</sup>С). Підігрів газу на АГРС повинен здійснюватися теплообмінниками з подачею теплоносія від котлів підігріву».

Таким чином, на ГРС завжди є можливість підігрівати газ, що спрощує експлуатацію турбогенераторів і забезпечує виконання необхідних вимог.

Актуальною в даний час стає завдання підвищення надійності роботи газорозподільних станцій за рахунок створення автономних джерел

безперебійного енергозабезпечення самої станції (джерел безперебійного живлення) [27, 28].

В [28] конкретизується, що «Система електропостачання ГРС в повній комплектації повинна містити:

- розподільний щит (розподільча збірка) 230/400 В з набором комутаційних апаратів і лічильником активної енергії на вводі;
- аварійне джерело безперебійного живлення, що містить акумуляторну батарею, випрямляч зарядний і інвертор;
- резервний електроагрегат (резервне джерело живлення), виконаний на базі детандера, що працює на перепаді тиску редукуемого на ГРС природного газу, або електроагрегат на базі газових мікротурбін, або газових поршневих машин;
- блок управління і сигналізації».

Електричне навантаження всіх електроприймачів ГРС - не більше 30 кВт (для ГРС без електричного підігріву газу). Ряд потужностей резервних електроагрегатів – 2, 5, 15, 30 кВт. Тривалість живлення електроприймачів від резервного джерела – не менше 5 діб (у разі роботи резервного електроагрегату в базовому режимі тривалість його роботи не обмежується).

Для приводу генераторів детандер-генератора резервного електроагрегату повинні застосовуватися двигуни різного типу:

- двигун турбінного або об'ємного типу, що працює від потоку газу на ГРС за рахунок перетворення енергії перепаду тиску газу в редукуючих лініях;
- газова мікротурбіна;
- газовий поршневий двигун внутрішнього згорання.

З вимог до детандерного двигуна і газової мікротурбіни можна відзначити, що, по-перше, робочим тілом є природний газ, що може надходити на ГРС без його спеціальної підготовки (очищення, підігріву або охолодження тощо). По-друге, температура газу в детандере, при відсутності його підігріву на вході, не може знижуватися значно, так як на виході ГРС температура газу обмежена.

З огляду на вимоги, що пред'являються до резервних блоків живлення системи електропостачання ГРС, можна відзначити, що ці агрегати доцільно створювати на базі вихрових розширювальних машин.

У газовій промисловості утилізаційні турбогенератори можуть встановлюватися паралельно або замість вузлів редукування на газорозподільних станціях магістральних газопроводів, газорозподільних та газорегуляторних пунктах (ГРП) промислових підприємств, на компресорних станціях (КС) з газотурбінним приводом компресорів (рис. 1.7).

На ГРС, ГРП і КС вже використовуються вироби закінченої заводської готовності: нагрівачі, обладнання для очищення газу, засоби вимірювання витрати тощо, тому додаткового спеціального обладнання при установці турбогенераторів на основі вихрових розширювальних машин на ГРС, ГРП або КС не потрібно. У газовій промисловості ДГА виконують у вибухозахищеному виконанні. Тому оптимальним варіантом є використання конструкції з робочим колесом безпосередньо на валу асинхронного генератора у вибухозахищеній оболонці (рис. 1.8).

В роботі [9] вивчена можливість застосування детандер-генераторів на основі вихрових розширювальних машин як джерела електроенергії на компресорних станціях за рахунок утилізації енергії паливного газу перед подачею його в газотурбінний двигун.

Для ряду типових КС газотранспортних систем, діючих в СНД, виконані розрахунки потужності, яку можна отримати на одному ГПА і максимальної потужності на станції (таблиця 1.1) при мінімальній температурі на виході з ТДА 200 °С для двох варіантів відбору газу: з входу і виходу КС.

З таблиці 1.1 видно, що, застосувавши вихрові розширювальні машини, можна отримати 200-500 кВт електричної потужності на КС за рахунок утилізації непридатного тепла і тиску при дроселюванні паливного газу. Для отримання такої потужності за допомогою газопоршневих або газотурбінних установок з електричним ККД 40 % необхідно 60-153 м<sup>3</sup>/год паливного газу. У

цьому разі річний економічний ефект від вироблення електроенергії може скласти 206-515 тис. доларів на рік (при вартості газу 400 доларів за 1000 нм<sup>3</sup>).

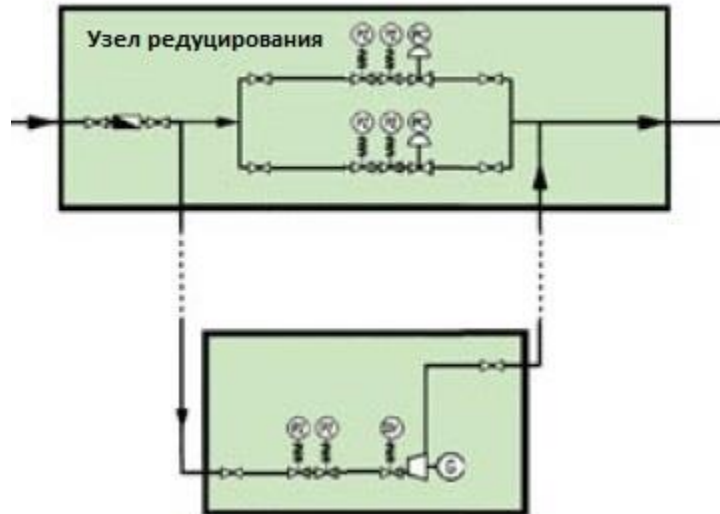


Рисунок 1.7 – Модернізація вузла редукування газу шляхом установки утилізаційного турбогенератора на базі вихрової розширювальної машини



Рисунок 1.8 – Конструкція турбогенератора на базі асинхронного електрогенератора і вихрової розширювальної машини на АГРС-5 м. Волгоград.

Застосування енергозберігаючих турбогенераторів в системі паливного газу ГПА дозволяє забезпечити електроенергією значну частину власних потреб КС. Цю електроенергію можна використовувати для роботи ГПА в аварійному режимі при відключенні зовнішнього електропостачання.

Таблиця 1.1 – Аналіз потужності, яку можна отримати при впровадженні вихрових енергозберігаючих турбогенераторів (тиск на виході з КС  $P_k=75$  бар).

Агрегат	Кіл. на КС	Витрата паливного газу на один агрегат, $\text{нм}^3/\text{год}$	Тиск перед СРВПГ, бар	Ступінь розширення в ВРМ	Температура підігріву (перед ВРМ), $^{\circ}\text{C}$	ККД ВРМ	Потужність ВТГ на 1 агрегаті, кВт	Сумарна потужність на КС, кВт
ГТК-10-4Б	8	3720	16	4,5	60	0.45	58	464
				4,5	90		64	512
				4,5	110		68	544
				3,0	60		45	360
				3,0	90		50	400
				3,0	110		53	424
НК-16-18СТ	4	6500	24	3,0	60	0.45	77	308
				3,0	90		85	340
				3,0	110		91	364
				2,0	60		52	208
				2,0	90		58	232
				2,0	110		61	244

### 1.3 Дослідження і напрацювання в області вихрових розширювальних машин

У наш час досить дослідженими є вихрові насоси і компресори. Натомість набагато менше вивчена робота вихрових машин у турбінному режимі. Частина досліджень присвячена роботі гідротурбін [10, 29-32], частина – роботі пневматичних турбін [14, 33-45, 47,48]. Деякі автори розглядають роботу вихрової машини, як у режимі насоса (компресора), так і у турбінному режимі [10, 46].

Робота вихрових гідротурбін досліджувалася Байбаковим О. В. [10]. Наявна потужність потоку рідини в каналі визначається ним за формулою

$$N_k = (p_{вх} - p_{вих}) \cdot Q_k,$$

де  $p_{вх}$ ,  $p_{вих}$  – тиск на вході та виході каналу відповідно;

$Q_k$  – витрата рідини на початку та у кінці каналу.

Враховуючи втрати на тертя в каналі (втрати на подолання колової складової сил тертя на стінці каналу), автор отримує наявну потужність вихрового робочого процесу:

$$N' = \left( p_{ex} - p_{вих} - \frac{T_u}{F} \right) \cdot Q_k ,$$

де  $T_u$  – колова складова сил тертя на стінці каналу;

$F$  – площа перерізу каналу.

Для визначення корисної потужності вихрового робочого процесу записується рівняння моментів сил, що діють на рідину в каналі, щодо осі насоса:

$$(p_{ex} - p_{вих} - T_u) R_{ц.м.} = M_k ,$$

де  $P_{ex} = p_{ex} \cdot F$  и  $P_{вих} = p_{вих} F$  – сили тиску на вхідний та вихідний переріз каналу;

$R_{ц.м.}$  – радіус центру тяжіння меридіонального перерізу каналу;

$M_k$  – момент сили впливу робочого колеса на рідину в каналі.

Перемноживши на кутову швидкість обертання колеса автор отримує рівняння для корисної потужності вихрового робочого процесу:

$$\left( p_{ex} - p_{вих} - \frac{T_u}{F} \right) u = N_{н.в.} ,$$

де  $u$  – колова швидкість робочого колеса на радіусі центру ваги перерізу каналу.

Далі автор вводить ряд ККД для оцінки різноманітних втрат: – гідравлічні втрати в каналі оцінюються гідравлічним ККД каналу

$$\eta_{\text{з.к}} = \frac{N'}{N} = \frac{P_{\text{ex}} - P_{\text{вих}} - \frac{T_u}{F}}{P_{\text{ex}} - P_{\text{вих}}};$$

– об'ємні втрати в ущільненні каналу оцінюються об'ємним ККД каналу  $\eta_{\text{ок}}$ ;

– гідравлічні втрати вихрового робочого процесу оцінюються ККД вихрового робочого процесу  $\eta_{\text{р.п}}$ ;

– об'ємні втрати через витоки рідини крізь ущільнення відсікача (перемички) оцінюються об'ємним ККД

$$\eta_o = \frac{Q_{\text{к}}}{Q} = \frac{Q - q_{\text{пер}}}{Q},$$

де  $Q$  – витрата рідини в проточній частині з урахуванням витоків рідини через ущільнення у відсікачі;

$q_{\text{пер}}$  – витоки рідини через ущільнення у відсікачі.

Добуток ККД  $\eta_{\text{ок}} \cdot \eta_{\text{р.п}}$  дорівнює:

$$\eta_{\text{ок}} \cdot \eta_{\text{р.п}} = \frac{N_{\text{н.г}}}{N'} = \frac{Fu}{Q_{\text{к}}}.$$

Добуток ККД  $\eta_o \cdot \eta_{\text{ок}} \cdot \eta_{\text{р.п}}$  буде дорівнювати

$$\eta_o \cdot \eta_{\text{ок}} \cdot \eta_{\text{р.п}} = \frac{N_{\text{н.г}}}{N'} = \frac{Fu}{Q_{\text{к}}}.$$

На рис. 1.9 показані залежності  $\eta_o \cdot \eta_{\text{ок}} \cdot \eta_{\text{р.п}} = F(Q)$ ,  $N_{\text{н.г}} = f(Q)$  і  $\eta = f(Q)$ .

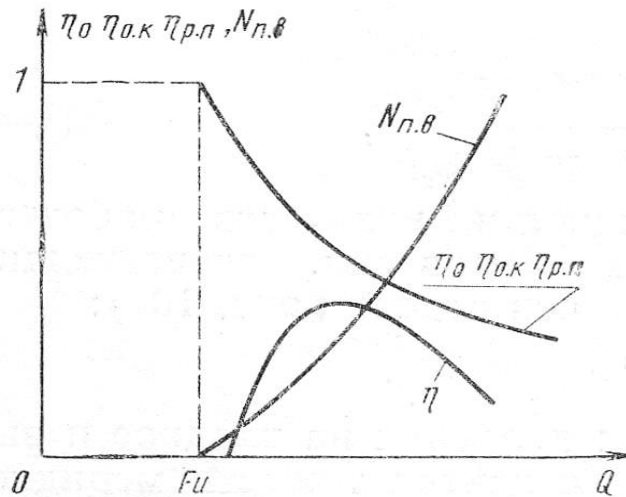


Рисунок 1.9 – Залежності добутку ККД  $\eta_o \cdot \eta_{ок} \cdot \eta_{р.п.}$ , ККД турбіни  $\eta$  і потужності вихрового робочого процесу  $N_{н.в}$  від витрати через турбіну

Відзначається, що оптимальному режиму роботи турбіни відповідає  $Q > Fu$ ; наприклад, при  $Q = 1,5Fu$  добуток ККД має межу:  $\eta_o \cdot \eta_{ок} \cdot \eta_{р.п.} = 0,67$ .

Висновок: добуток  $\eta_o \cdot \eta_{ок} \cdot \eta_{р.п.}$  зумовлений розглянутими вище рівняннями і збільшити його удосконаленням конструкції не можна.

Автором роботи [10] запропонована методика (схема) розрахунку вихрової гідротурбіни за розрахунковим струменем, в яку входять коефіцієнти, що були одержані дослідним шляхом.

У роботі [10] представлені результати випробувань декількох вихрових гідротурбін, меридіональні перерізи яких представлені на рис. 1.10

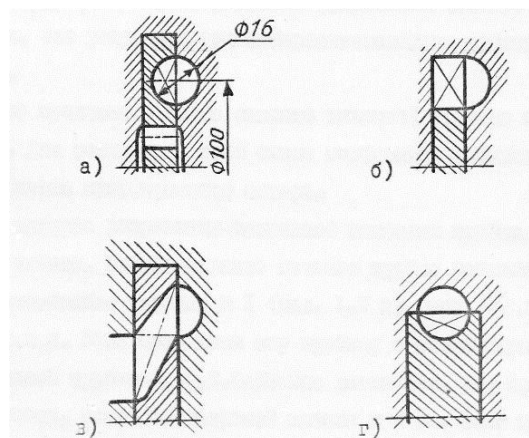


Рисунок 1.10 – Проточні частини експериментально досліджених вихрових гідротурбін [10]



При випробуваннях турбіни з бічним круглим каналом закритого типу (рис. 1.10а) при  $Q/(F \cdot u) = 1,5$  отриманий ККД 54 %. Потужність цієї турбіни при  $n_s = 4$  і приблизно однакових ККД в 7 разів вища, ніж у малогабаритної осьової гідротурбіни. Для турбіни з круглим меридіональним перерізом каналу і прямокутним меридіональним перерізом лопаток робочого колеса, зображеної на рис. 1.10б, отриманий ККД 40,5 %, а для турбіни (рис. 1.10в) – 46,5%.

Маємо висновки, що характеристики турбін з прямокутним меридіональним перерізом гірші, ніж з круглим; закриті турбіни ефективніші відкритих.

При випробуваннях турбіни із зовнішнім периферійним каналом (рис.1.10г) отримано ККД 13%, тобто значно нижче, ніж у турбін з боковим каналом, що пояснюється відсутністю поздовжнього вихору через негативний вплив відцентрових сил: вони перешкоджають виникненню і підтримці поздовжньо-вихрового руху.

В області вихрових гідравлічних турбін відомі роботи Чебана В. Г. [29-32] присвячені дослідженням малогабаритної вихрової турбіни, що працює в якості приводу фільтроелемента гідродинамічного очисника в'язких рідин. Гідротурбіна має проточну частину з боковим круглим каналом в меридіональному перерізі. Робоче колесо закритого типу з плоскими радіальними лопатками. Рідина в проточну частину подається через сопло.

Слід зазначити, що, хоча з точки зору інтенсивності поздовжньо-вихрового руху бокове розташування каналу більш переважне, вихрові машини з периферійним каналом конструктивно більш привабливі, бо легко компонуються в багатоступінчасті і багатопотокові машини (див. рис. 1.1, 1.2). Масагабаритні показники у цих машин менші, вони легші і дешевші у виготовленні, простіше регулюються зазори.

Відомо ряд досліджень, присвячених підвищенню ефективності вихрових розширювальних машин з периферійним каналом.

У роботах Сергєєва В.М. і Хмари В.М. [33-35] досліджена вихрова ступінь з внутрішнім периферійним каналом (див. рис. 1.11), що працює на стисливій речовині (повітрі).

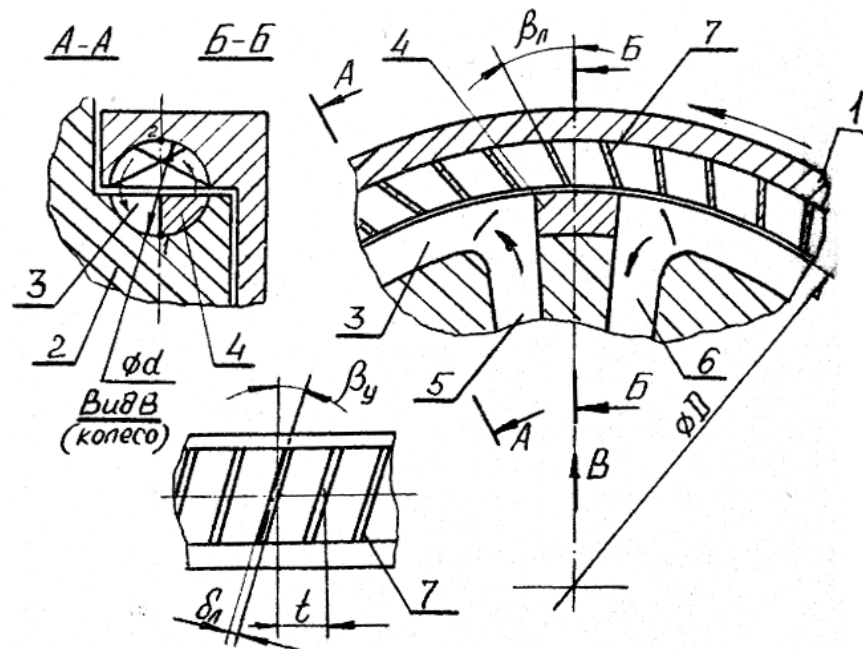


Рисунок 1.11 – Схема проточної частини вихрової турбіни з внутрішнім периферійним каналом

Таке розташування каналу корпусу і лопаток робочого колеса дозволяє ефективно використовувати поле відцентрових сил, бо у цьому випадку відцентрові сили на вході у робоче колесо більші, ніж на виході з нього, що сприяє меридіональному руху речовини. Досягнуто значення ККД 30 %, що підтверджує закладені в конструкцію цієї проточної частини теоретичні передумови.

Ефективність вихрової машини (вихрового пневмопривода) з внутрішнім периферійним каналом оцінюється адиабатним ККД, який в роботі [33] представлений у вигляді добутку наступних ККД:

$$\eta_{ад} = \eta_h \cdot \eta_{nam} \cdot \eta_{nan} \cdot \eta_t \cdot \eta_{m.n} \cdot \eta_{вум},$$

де  $\eta_h$  – гідравлічний ККД процесу розширення в проточній частині, що враховує втрати на зриви, вихроутворення, ударні втрати, втрати на тертя;

$\eta_{nat}$  – ККД патрубків, що враховує втрати тиску у вхідному і вихідному патрубках;

$\eta_{nan}$  – ККД наповнення, що враховує втрати тиску при змішуванні маси газу, що надходить через вхідний патрубок, з газом, що переноситься через відсікач;

$\eta_t$  – ККД охолодження, що враховує вплив охолодження газу від змішування з холодним газом, що переноситься через відсікач;

$\eta_{m.n}$  – ККД тертя і перетоків, що враховує вплив внутрішньоступеневих перетоків через зазори між колесом і корпусом і втрати від тертя диска колеса об газ;

$\eta_{вит}$  – ККД витоків, що враховує витік газу в навколишнє середовище.

Основними втратами є гідравлічні втрати, втрати в патрубках і втрати через витоки.

У роботі [33] Сергєєвим В. М. було досліджено 18 типів проточних частин з різними геометричними параметрами. У результаті експериментальних досліджень визначені оптимальні досліджувані геометричні та газодинамічні параметри:

- кут установки лопаток  $\beta_v = 9 - 11$  град;
- кут нахилу лопаток  $\beta_n = 33 - 37$  град;
- відносний крок лопаток  $\bar{t} = 0,9 - 1,1$ ;
- відносна довжина проточної частини  $\bar{d} = 0,1 - 0,13$ ;
- безрозмірний комплекс, що враховує вплив торцевого зазору  $\bar{\delta} = 0,05 - 0,09$ ;
- наведена колова швидкість колеса  $\bar{u} = 0,4 - 0,16$ ;
- параметр швидкохідності  $M_u = 0,15 - 0,17$ ;
- ступінь розширення повітря в робочому каналі ступеня  $\pi_{p.k.} = 2,5 - 2,8$ .

Були отримані механічні характеристики, з яких видно високе відношення пускового моменту до номінального:  $M_{пуск}/M_{ном} = 1,6$ .

У результаті роботи Сергєєвим В.М. були отримані розрахункові

залежності, що включають експериментально отримані коефіцієнти, і розроблена методика розрахунку вихрової розширювальної машини з внутрішнім периферійним каналом.

Слід зазначити, що проточна частина з внутрішнім периферійним каналом незручна для практичного використання, бо в ній роторна частина діаметрально більша за статорну і обертається зовнішній лопатковий вінець, важко виконати підведення і відведення газу і створити багатоканальну та/або багатопоточну конструкцію.

У роботах [14, 44] досліджена вихрова пневматична турбіна з зовнішнім периферійним каналом і сопловим апаратом (рис. 1.12).

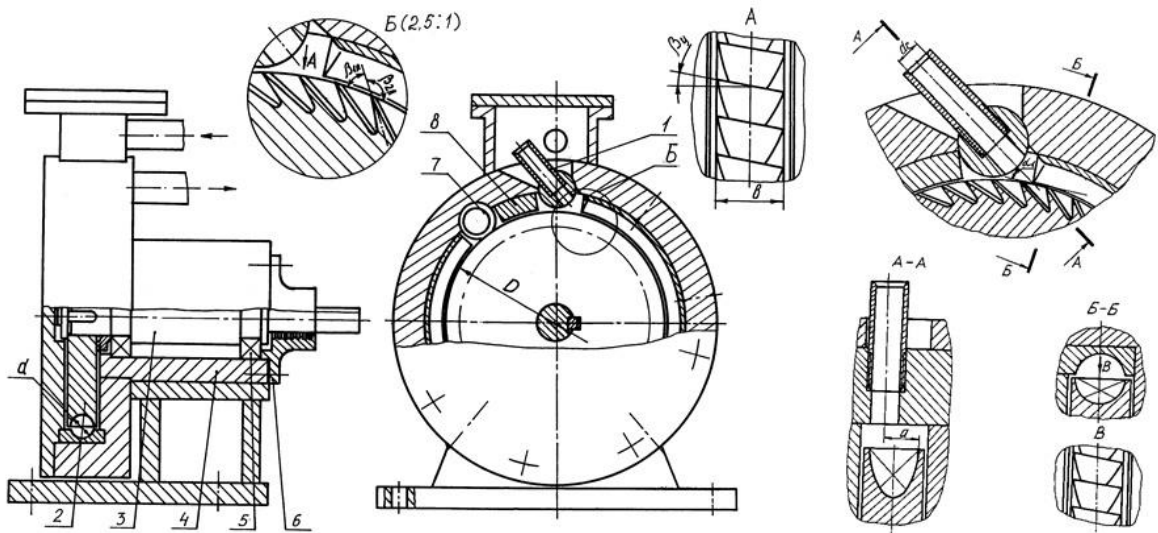


Рисунок 1.12 – Конструктивна схема експериментальної моделі і підвідного пристрою вихрової турбіни з зовнішнім периферійним каналом

Вихрова турбіна з зовнішнім периферійним каналом і підведенням робочого тіла в канал корпусу через отвір, виконаний у корпусі, згідно з дослідженнями [10], мала низьку ефективність. Застосування сопла в конструкції турбіни дозволило організувати потік газу на вхідній ділянці і по довжині проточної частини і підвищити ККД турбіни в кілька разів (з 10 % до 30% – 35 % [14]).

У роботах [14,36-40] розглянуті робочий процес вихрової пневматичної турбіни з зовнішнім периферійним каналом і можливості підвищення її ефективності шляхом організації газового потоку на вхідній ділянці і вздовж проточної частини за допомогою сопла. Основні результати роботи [14] такі:

1) Дана оцінка зміни маси газу  $m_{л}$ , що переноситься в міжлопаткових каналах робочого колеса в одиницю часу, за умови збереження масової витрати через весь меридіональний переріз проточної частини постійною ( $m=const$ ) по довжині проточної частини вихрової ступені, що працює в турбінному режимі. В результаті цієї оцінки отримали рівняння, з яких видно, що, при роботі вихрової машини в турбінному режимі на стисливій речовині, внаслідок зменшення густини робочого тіла по довжині проточної частини, збільшується швидкість в каналі корпусу в коловому напрямку, тобто спіралеподібні лінії току нібито розтягуються, призводячи до зменшення числа взаємодій частинок робочого тіла з лопатками колеса, що припадає на одиницю довжини проточної частини; крім того, по довжині проточної частини зменшується маса робочого тіла, що переноситься в міжлопаткових каналах робочого колеса в одиницю часу. Тому в вихровому ступені, який працює в турбінному режимі, важливо організувати потік газу, забезпечити інтенсивну передачу енергії на початковій ділянці проточної частини, що можна зробити, наприклад, за допомогою сопла, певним чином орієнтованого відносно лопаток робочого колеса.

2) Виконано аналіз масових потоків, а також розроблена структура втрат енергії і ККД вихрової турбіни із зовнішнім периферійним каналом. З аналізу масових потоків автором зроблено висновок що втрати, зумовлені перетіканням через торцеві зазори по довжині проточної частини, перетіканням через радіальний зазор у відсікачі і перенесенням маси газу в міжлопаткових каналах робочого колеса з виходу на вхід ступені через відсікач у вихровому турбінному ступені менші, ніж в компресорному вихровому ступені, і ефективність вихрової турбіни у більшій мірі буде визначатися гідравлічними втратами. При розробці втрат енергії і ККД використано широко застосований при дослідженнях

лопаткових машин зі складною проточною частиною метод обліку втрат за допомогою інтегральних коефіцієнтів, що відображають втрати енергії в окремих елементах проточної частини. Вираз для відносного (ізоентропного, адіабатного) ККД досліджуваної турбіни через складові втрати енергії отримано у вигляді:

$$\eta_s = N_B / N_s = 1 - \Delta\bar{N}_{m.d} - \Delta\bar{N}_{o.nep} - \Delta\bar{N}_{\delta.nep} - \Delta\bar{N}_o - \Delta\bar{N}_c - \Delta\bar{N}_{p.k} - \Delta\bar{N}_{дин}$$

або

$$\eta_s = \bar{\eta}_\delta \cdot (\eta_z - \Delta\bar{N}_o - \Delta\bar{N}_{o.nep}),$$

де  $N_B$  – потужність на валу турбіни;

$N_s$  – наявна потужність;

$\Delta\bar{N}_{m.d}$  – відносні втрати на тертя дисків;

$\Delta\bar{N}_{o.nep}$  – відносні втрати від перетікання газу через радіальний зазор у відсікачі;

$\Delta\bar{N}_{\delta.nep}$  – відносні втрати від перетікання газу через торцеві зазори;

$\Delta\bar{N}_{ym}$  – відносні втрати через витікання в навколишнє середовище;

$\Delta\bar{N}_o$  – відносні втрати, обумовлені перенесенням маси газу у міжлопаткових каналах робочого колеса через відсікач з виходу на вхід ступені;

$\Delta\bar{N}_c$  – відносні втрати у соплі;

$\Delta\bar{N}_{дин}$  – відносні втрати з вихідною швидкістю;

$\Delta\bar{N}_{p.k}$  – відносні гідравлічні втрати в колесі і каналі корпусу;

$\bar{\eta}_\delta$  – відносний ККД, що враховує втрати енергії, обумовлені торцевими зазорами;

$\eta_z$  – гідравлічний ККД ступеня.

3) Отримано розрахункові залежності складових структури ККД для режиму роботи турбіни в зоні максимального ізоентропного ККД, що

характеризується відносно організованою течією по спіралеподібних лініях струму.

4) Розглянуто питання теорії подібності стосовно вихрових розширювальних машин і запропонована методика розрахунку вихрової розширювальної машини на основі фізичного моделювання.

5) Проведено широкий комплекс експериментальних досліджень:

а) дослідження впливу основних геометричних і газодинамічних параметрів турбіни на вході (площі сопла  $F_c$ , величини зсуву осі сопла по ширині колеса  $a$ , кута входу потоку газу, що витікає з сопла, на лопатки робочого колеса  $\alpha_1$  (кута між віссю сопла і дотичною до зовнішнього діаметру робочого колеса), коефіцієнта швидкості на виході з сопла, ступеня зниження тиску в турбіні тощо) на ефективність і основні режимні параметри турбіни;

б) отримання механічних і пускових характеристик турбіни;

в) проведення візуалізації течії в проточній частині.

Була проведена 41 серія випробувань турбіни з різними геометричними співвідношеннями проточної частини ( $F_c, a, \alpha_1$ ). За напрямком швидкість потоку на виході з сопла змінювалася від радіального до тангенціального напрямку, а по величині – до швидкості звуку.

Для експериментального дослідження можливості підвищення ефективності досліджуваної турбіни шляхом організації газового потоку на вхідній ділянці проточної частини в її конструкції було передбачено пристрій, що дозволяє змінювати кут нахилу і діаметр сопла, а також величину зміщення осі сопла по ширині колеса (рис. 1.12).

Діапазони зміни параметрів:

а) кута  $\alpha_1$ :  $\alpha_1 = 90^\circ \div 0^\circ$ ;

б) діаметра сопла  $d_c = 8 \div 19$  мм (відносної площі сопла  $F_c/F_{p.k} = \bar{F}_c = 0.264 \div 1.492$ );)

в) величини зміщення осі сопла по ширині колеса  $a = 6,5 \div 17,5$  мм (відносної величини зміщення  $a/d = \bar{a} = 0,295 \div 0,795$ ).

- г) ступеня зниження тиску в турбіні  $\pi_{cm} = 1,2 \div 4,2$ ;
- д) безрозмірної швидкості в коловому напрямку  $\lambda_u = 0,09 \div 0,18$ ;
- е) наведеної колової швидкості робочого колеса  $\bar{U} = 0,09 \div 0,25$ ;

Незмінними в процесі випробувань залишалися геометричні параметри робочого колеса і діаметр меридіонального перерізу проточної частини:

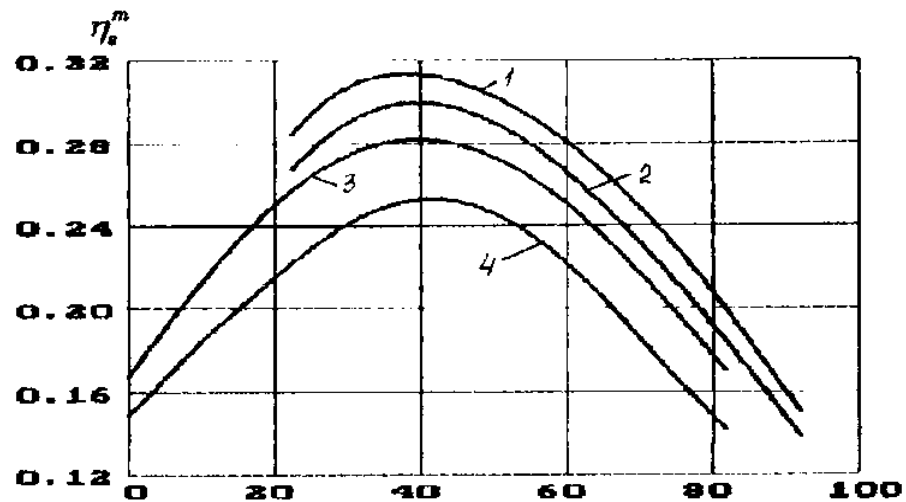
- а) кут установки лопаток (кут між кромкою лопатки і віссю обертання колеса)  $\beta_y = 10^\circ$ ;
- б) кут нахилу лопаток (кут між віссю лопаток і дотичною до зовнішнього діаметру робочого колеса) (рис. 1.12)  $\beta_n = 50^\circ$ ;
- в) зовнішній діаметр робочого колеса  $D = 180$  мм;
- г) діаметр меридіонального перерізу проточної частини  $d = 22$  мм (відносний діаметр проточної частини  $d/D = \bar{d} = 0,122$ );
- д) число лопаток  $z=48$  (відносний крок лопаток  $2\pi D / z / d = \bar{t} = 1,07$ );
- е) меридіональний переріз проточної частини – круглий.

Наведено результати експериментальних досліджень у вигляді залежностей максимального ізоентропного ККД і відповідних йому основних режимних параметрів у безрозмірній формі (ступеня зниження тиску в турбіні  $\pi_m$ , наведеної колової швидкості робочого колеса, безрозмірної швидкості у вихідному перерізі сопла  $\lambda_c$ , величини активності турбіни по ізоентропним перепадам  $\beta_s$ ) і величини питомої потужності  $N_{num}$  від досліджуваних параметрів турбіни на вході при різних значеннях коефіцієнта швидкості у коловому напрямку:  $\eta_s^m, \pi_{cn}, \bar{u}, \lambda_c, \beta_s, N_{num} = f(\alpha_l, \lambda_u)$ ;  $\eta_s^m, \pi_{cn}, \bar{u}, \lambda_c, \beta_s, N_{num} = f(\alpha_l, \lambda_u)$ ;  $\eta_s^m, \pi_{cn}, \bar{u}, \lambda_c, \beta_s, N_{num} = f(\alpha_l, \lambda_u)$ ;  $\eta_s^m = f(\lambda_c, \lambda_u)$ . Зроблено аналіз одержаних результатів.

Результати випробувань підтвердили припущення про залежність ефективності вихрової турбіни із зовнішнім периферійним каналом від кута входу потоку газу, що витікає із сопла, на лопатки робочого колеса (кута  $\alpha_l$ ). Так, найбільша ефективність машини спостерігається при кутах  $\alpha_l = 30-50^\circ$  (рис. 1.13а), причому ефективність турбіни при куті  $\alpha_l = 40^\circ$  в 2,5 рази вища, ніж при



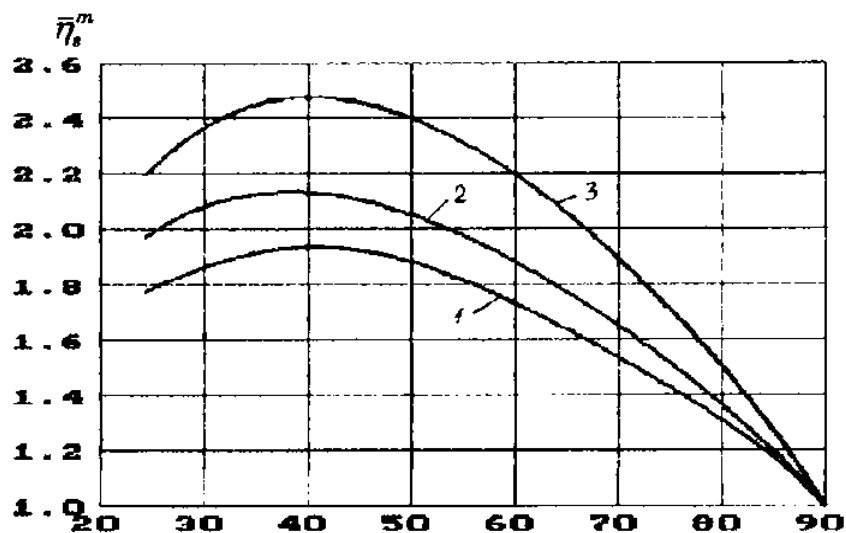
радіальному входу ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ), що видно з рис. 1.13б, на якому показана залежність відносного ККД, рівного відношенню максимального ізоентропного ККД, що відповідає поточному куту  $\alpha_1$ , до максимального ізоентропного ККД при радіальному вході.



$\alpha_1 \rightarrow$

1 -  $F_c = 0.595$ ,  $\lambda_w = 0.12$ ; 2 -  $F_c = 0.595$ ,  $\lambda_w = 0.15$ ;  
 3 -  $F_c = 0.264$ ,  $\lambda_w = 0.12$ ; 3 -  $F_c = 0.264$ ,  $\lambda_w = 0.15$

а



$\alpha_1 \rightarrow$

1 -  $\lambda_w = 0.12$ ; 2 -  $\lambda_w = 0.15$ ;  $\lambda_w = 0.18$ ;

б

Рисунок 1.13 – Залежність максимального ізоентропного ККД вихрової турбіни від кута  $\alpha_1$

Наявність поздовжньо-вихрового, спіралеподібного руху газу в проточній частині вихрової турбіни із зовнішнім периферійним каналом у роботі

[14] підтверджено результатами візуалізації течії шляхом нанесення на поверхню робочого каналу корпусу крапельок розчиненої у воді масляної фарби і подальшого розмиття їх по поверхні каналу під час роботи машини. Крапельки виявилися розмитими по гвинтових лініях, причому на початку каналу ці лінії мають більш крутий підйом (більш "стиснуті"), ніж у кінці каналу, а на лопатках робочого колеса строго на одній стороні добре видно сліди фарби, викинутої з каналу корпусу.

На основі експериментальних досліджень отримані практичні рекомендації з проектування однопотоківих вихрових пневматичних турбін з зовнішнім периферійним каналом. Вони представлені у вигляді діапазонів зміни основних геометричних і газодинамічних параметрів в таблиці 1.2. Залежно від наявного перепаду тисків на ступінь рекомендуються певні співвідношення геометричних і газодинамічних параметрів, що забезпечують відносно високий рівень ККД машини (таблиця 1.2).

Таблиця 1.2 – Практичні рекомендації для проектування однопотоківих вихрових турбін з зовнішнім периферійним каналом за результатами роботи [14].

Ступінь зниження тиску	Наведена колова швидкість робочого колеса	Ізоентропний ККД	Кут входу потоку газу на лопатки робочого колеса	Відносна площа сопла	Відносна величина зміщення сопла по ширині колеса
$\pi_{ст}$	$\lambda_u$	$\eta_s$	$\alpha_1$	$\bar{F}_c$	$\bar{a}$
1,4 – 1,8	0,12	0,30 – 0,33	40 - 50	1,26 – 0,60	0,5 – 0,60
1,9 – 2,8	0,15	0,29 – 0,31	40 - 50	1,10 – 0,40	0,5 – 0,73
2,5 – 3,5	0,18	0,28 – 0,30	40 - 50	0,60 – 0,32	0,5 – 0,80
3,4 – 4,0	0,18	0,26 – 0,30	25 - 40	0,28 – 0,20	0,5 – 0,85

Таким чином, була показана доцільність застосування у вихровій турбіні з зовнішнім периферійним каналом сопла, певним чином орієнтованого щодо лопаток робочого колеса.

У результаті роботи [14] для однопотокової вихрової турбіни із зовнішнім периферійним каналом і сопловим апаратом розроблена методика розрахунку на основі аналізу робочого процесу і структури втрат у проточній частині з використанням інтегральних коефіцієнтів втрат і результатів експериментальних досліджень.

Продовженням роботи [14] є робота [44]. У ній досліджувалися вихрові пневмотурбіни із зовнішнім периферійним каналом і сопловим апаратом з зовнішнім діаметром робочого колеса 180 мм і 60 мм. Основною особливістю роботи є створення розрахункової схеми вихрової турбінної ступені, що враховує тривимірний характер течії. Розроблено алгоритм і програму розрахунку на алгоритмічній мові MS-FORTRAN v. 4.1 і MS-C v. 5.0, що дає змогу реалізувати цю розрахункову схему. На основі виконаних розрахунків і аналізу їх результатів показана можливість істотного підвищення ефективності турбіни за рахунок вдосконалення її проточної частини, визначені геометричні параметри машини, що забезпечують її ефективну роботу.

Розрахункова схема вихрової турбіни із зовнішнім периферійним каналом і сопловим апаратом, що реалізована в роботі [44], показана на рис. 1.14. В результаті розрахунків визначалася величина крутного моменту на роторі ( $M_{кр}$ ) при відомих геометричних параметрах машини, швидкості обертання колеса, тисках повітря на вході ( $p_n$ ) і виході ( $p_k$ ) з машини.

Були прийняті наступні допущення:

- газ – ідеальний;
- течія газу – стаціонарна, адіабатна;
- колесо містить нескінченну кількість нескінченно тонких плоских лопаток;
- відсутні всі види енергетичних втрат: механічні і гідравлічні (ударні і профільні втрати, втрати при раптовому стисненні-розширенні, втрати на тертя дисків, вихроутворення тощо);



– рівняння нерозривності

$$\operatorname{div}(\rho \cdot \vec{V}) = 0;$$

– рівняння непроникності лопаток (при описі течії в колесі)

$$(\vec{W} \cdot \vec{n}_n) = 0$$

де  $\vec{V}$  – вектор абсолютної швидкості газу;

$p$  – тиск;

$\rho$  – густина;

$F$  – результуюча об'ємних сил;

$\vec{W}$  – вектор відносної швидкості газу в колесі;

$\vec{n}_n$  – вектор нормалі до площини лопатки в заданій точці.

Система цих рівнянь була перетворена в систему рівнянь в частинних похідних:

$$\left( \frac{V_\varphi}{R_0} \cdot \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{V_\psi}{r} \cdot \frac{\partial V_\varphi}{\partial \psi} + V_r \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} \right) + A_1 = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{R_0} \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} + F \cdot n_{n\varphi},$$

$$\left( \frac{V_\psi}{R_0} \cdot \frac{\partial V_\psi}{\partial \varphi} + \frac{V_\psi}{r} \cdot \frac{\partial V_\psi}{\partial \psi} + V_r \frac{\partial V_\psi}{\partial r} \right) + A_2 = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \psi} + F \cdot n_{n\psi},$$

$$\left( \frac{V_\varphi}{R_0} \cdot \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} + \frac{V_\psi}{r} \cdot \frac{\partial V_r}{\partial \psi} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) + A_3 = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} + F \cdot n_{nr},$$

$$\frac{1}{R_0} \cdot \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial V_\psi}{\partial \psi} + \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{np} \left( \frac{V_\phi}{R_0} \cdot \frac{\partial p}{\partial \phi} + \frac{V_\phi}{r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \psi} + V_r \frac{\partial p}{\partial r} \right) = A_4,$$

$$\frac{1}{\rho} \left( \frac{n_{n\varphi}}{R_0} \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{n_{n\psi}}{r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \psi} + n_{nr} \frac{\partial p}{\partial r} \right) - F + A_5 = 0,$$

де

$$A_1 = V_\psi \frac{(V_r \cdot \sin \psi + V_\psi \cdot \cos \psi)}{r}.$$

$$A_2 = V_\psi \frac{V_r}{r} - \frac{V_\varphi^2 \cdot \cos \psi}{R_0}$$

$$A_3 = - \left( \frac{V_\psi^2}{r} + \frac{V_\varphi^2}{R_0} \sin \psi \right)$$

$$A_4 = \frac{V_\psi \cdot \cos \psi}{R_0} + \frac{V_r (R_0 + r \cdot \sin \psi)}{R_0 \cdot r}$$

$$A_5 = \left( 1 + \frac{\omega \cdot R_0}{V_\varphi} \right) A_1 \cdot n_{n\varphi} + A_2 \cdot n_{n\psi} + A_3 \cdot n_{nr} - \left[ (V_\varphi - \omega \cdot R_0) n_{n\varphi} + V_\psi \cdot n_{n\psi} + V_r \cdot n_{nr} \right]$$

Отримана система рівнянь використовувалася для розрахунку течії газу, як у колесі, так і в каналі корпусу, при цьому для течії в колесі використовуються всі рівняння, а для течії в каналі останнє рівняння перетворюється в тотожність.

При вході газу з каналу корпусу в колесо приймається стрибкоподібна зміна параметрів потоку, що описується рівняннями збереження витрати і імпульсу.

Рішення системи рівнянь виконувалося методом кінцевих різниць. Для цього весь об'єм тора представлявся у формі дискретного простору з рівномірним розподілом вузлів по кожній з координат.

Розрахунок здійснювався методом послідовних наближень. Спочатку необхідно задатися наближеним значенням тиску  $p_c$  на виході з сопла. Потім визначається за інтегральними співвідношеннями крутний момент  $M'_{кр}$ , діючий з боку потоку на корпус, а потім, використовуючи різницевий метод, визначається крутний момент, діючий на колесо:

$$M'_{кр} = M_P + M_V,$$

$$M''_{кр} = R \cdot \sum_{l=1}^{L_{\max}} \cdot \left( \sum_{K=1}^{K_{\max}} I_\varphi(\psi = \pi) \right) - \sum_{K=1}^{K_{\max}} I_\varphi(\psi = 0)$$

де  $M_P$  – крутний момент від перепаду тисків на відсікачі (розділювачі);

$M_V$  – момент від сили, що діє на сопло;

$l$  і  $K$  – порядкові номери вузлів у напрямку координат  $\varphi$  і  $r$ ;

$I_{\varphi}(\psi=0)$  і  $I_{\varphi}(\psi=\pi)$  – елементарні імпульси потоку, що входять в колесо і виходять з нього.

При неприпустимо великій розбіжності між моментами  $M'_{кр}$  і  $M''_{кр}$  коректувався тиск на виході з сопла  $p_c$  і цикл повторювався.

Для визначення  $M''_{кр}$  задавався довільний розподіл параметрів по шару  $\psi=\pi$  на вході в колесо. Визначалися різниці параметрів, що відповідали частинним похідним  $\partial/\partial\varphi$  і  $\partial/\partial r$  та, з рішення системи рівнянь, знаходили різниці, що відповідали  $\partial/\partial\psi$ . Таким чином здійснювався перехід від шару ( $\psi$ ) в шар ( $\psi+\Delta\psi$ ). Циклічне повторення цієї процедури для  $\psi$  від  $\pi$  до  $0$  і від  $0$  до  $\pi$  означало цикл "замітання" об'єму проточної частини і відповідало просуванню одного витка спіралі. Ця процедура повторювалася 6-10 разів до стабілізації значення  $M''_{кр}$ , яке визначалося кожен раз при виході потоку з колеса як різниця моментів імпульсу вхідного і вихідного потоків.

Були досліджені залежності крутного моменту на роторі машини від геометричних параметрів соплового апарату (діаметра сопла, кута нахилу його осі і величини зміщення відносно осі каналу, а також форми сопла).

У роботі [44] проведено також експериментальні дослідження. Для цього були виготовлені моделі ступенів вихрової турбіни з діаметром коліс 60 і 180 мм і експериментальний стенд. Було досліджено понад 60 типів проточних частин, що відрізняються різним поєднанням геометричних параметрів сопла і робочого каналу.

Результати теоретичних і експериментальних досліджень впливу геометрії проточної частини на характеристики ступеня якісно співпали (кількісно результати не співпадали із-за значних допущень математичної моделі). У роботі надані практичні рекомендації, що дозволяють забезпечити роботу ступеня в зоні максимальних значень ККД і пускових моментів для діапазону ступеня зниження тиску  $\pi=1,5..3,5$ :

– відношення площі вихідного перерізу сопла до площі меридіонального перерізу каналу корпусу ( $F_c/F_{кан}$ )=0,2...0,3 (за результатами експериментальних

досліджень); відношення вихідного діаметра сопла до діаметру меридіонального перерізу проточної частини  $d_c/d_k = 0,35...0,45$  (за результатами теоретичних досліджень);

– кут нахилу осі сопла до дотичної до зовнішнього діаметру колеса  $\alpha_c = 30...60$ ;

– зміщення осі сопла щодо осі каналу має бути максимально можливим у межах каналу;

– відношення площ каналу корпусу і колеса в меридіональному перерізі ( $F_{кан}/F_{кол}$ ) = 1,15.. 1,35 або відношення площ колеса і всієї проточної частини в меридіональному перерізі ( $F_{кол}/F_{заг}$ ) = 0,43...0,47 (за результатами експериментальних досліджень);

– розширення площі каналу від входу до виходу в коловому напрямку в 1,8...2,1 рази (за результатами експериментальних досліджень), 1,5...2,3 рази (за результатами теоретичних досліджень);

– кут установки лопаток  $\beta_y = 10^\circ$  (за результатами експериментальних досліджень);

– нерухома пластина, що перекриває увесь переріз каналу і встановлена безпосередньо за соплом під кутом  $\alpha_{пл} = (1...1,2) \cdot \alpha_c$  (за результатами експериментальних досліджень).

Слід зазначити, що застосування статорних направляючих пластин та профільованої статорної проточної частини (замість проточної частини з постійним поперечним перерізом круглої форми) значно ускладнюють конструкцію.

Для розвантаження ротора машини від радіальних зусиль, які виникають у однопоточних проточних частинах (внаслідок зменшення тиску по довжині проточної частини), і збільшення виробленої потужності доцільно виконання вихрової розширювальної машини за багатопотоковою та багатоканальною схемами (рис 1.1).

Відомі дослідження двопотокової двоканальної вихрової розширювальної машини з периферійно боковим каналом [49]. Було досліджено



вплив на ефективність машини кута входу потоку газу, що витікає з сопла на лопатки робочого колеса; відстані між соплом і робочим колесом. ККД даної вихрової машини становило до 30%.

#### 1.4 Висновки. Мета і задачі дослідження

Виконаний вище аналіз досліджень в області вихрових машин, показав, що:

1) Номінальна частота обертання ротора вихрових машин значно нижча, ніж для класичних (осьових і доцентрових) турбін, осьових і відцентрових насосів або компресорів, завдяки чому часто можливе виготовлення агрегату без передавального механізму, що різко спрощує, здешевлює машину і підвищує її надійність.

2) Вихрові розширювальні машини мають відносно велике відношення пускового моменту до номінального, поступаючи за цим показником лише поршнеvim машинам.

3) Переваги вихрових розширювальних машин дозволяють створювати пневмоагрегати на їх основі з терміном окупності 1-2 роки, відносно дешеві, прості конструктивно і технологічно, надійні і зручні в експлуатації в порівнянні з агрегатами на основі класичних лопатевих турбін. Наприклад, для турбогенератора потужністю 100 кВт при питомій вартості агрегату 400 дол/кВт (тобто 40000 дол за агрегат), річний прибуток від виробленої електроенергії складає (при вартості електроенергії 0,04 дол.):  $0,04 \cdot 100\text{кВт} \cdot 8000 = 32000$  дол. Таким чином, агрегат окупитися менше, ніж за 1,5 року. За розрахунками, якщо встановити турбогенератори на існуючих ГРС і ГРП, то можна мати близько 4032 млн. грн / рік (при тарифі на електроенергію 1 грн за кВт·год) і 6854 млн. грн / рік (при тарифі на електроенергію 1,7 грн за кВт·год). Встановлено, що застосування утилізуючих турбогенераторів для власних потреб ГРС в 3 рази економічніше, ніж використання газопоршневих генераторів.

Економічний ефект може бути ще більшим при впровадженні енергозберігаючих турбогенераторів на заводах машинобудівної, харчової,

хімічної та інших галузях промисловості, а також в житлово-комунальному господарстві.

Попередній аналіз енергоспоживання великих хімічних підприємств показує, що за рахунок утилізації потенційної енергії пара, яка в наш час безповоротно втрачається на редукторах і регуляторах тиску в технологічних процесах, може бути отримано (тобто зекономлено) 10-30 % електроенергії від величини, яка споживається цими підприємствами.

За рахунок розвітку малої розподіленої енергетики на основі вихрових розширювальних машин можна підвищити надійність енергопостачання і енергетичну безпеку країни, поліпшити екологічні показники з мінімальними капітальними витратами.

4) На інтенсивність вихрового руху, а отже, і на ефективність вихрової машини суттєвий вплив мають:

- тип проточної частини (визначається розташуванням кільцевого (робочого) каналу корпусу (з боковим, периферійно-боковим, периферійним внутрішнім або зовнішнім периферійним каналом);

- кількість каналів (одно- і багатоканальні), профіль меридіонального перерізу проточної частини (прямокутні, круглі, асиметричні тощо) (див. рис. 1.1));

- геометричні параметри, що характеризують як ступінь у цілому (відношення діаметра проточної частини до діаметра робочого колеса, відношення площі вхідного (вихідного) патрубку до площі меридіонального перерізу проточної частини тощо), так і окремі його елементи (кути установки, нахилу і число лопаток робочого колеса, кути нахилу вхідного і вихідного патрубків тощо).

5) Стисливість робочого тіла вносить ряд особливостей в картину течії газу в проточній частині вихрової машини і є джерелом додаткових втрат.

6) Проведений аналіз досліджень вихрових розширювальних машин показав, що:

- через особливості робочого процесу, нестачу теоретичних і експериментальних досліджень використання вихрових розширювальних турбомашин обмежується відносно низьким значенням ККД (25...35%);

- існує інтерес до вихрових ступеней із зовнішнім периферійним каналом (рис.1в), так як вони легко компонуються в багатопотокові (рис. 1 л), багатоканальні (рис. 1е) і багатоступінчаті машини, простіше у виготовленні і мають значно менші осьові габарити;

- зміна тиску по довжині проточної частини вихрового ступеня з зовнішнім периферійним каналом призводить до появи радіальної сили тиску, яка може бути значною і викликати зношення опор, неприпустимий прогин валу і перекіс колеса, що може привести до заїдання і поломки;

- системні дослідження багатопотокових схем вихрових розширювальних машин з зовнішнім периферійним каналом відсутні, а відомі значення ККД розширювальних машин в багатопотоковому виконанні не перевищують 30%.

З огляду на важливість і актуальність вирішення проблеми енергозбереження, розвитку малої розподіленої енергетики, перспективність застосування енергозберігаючих пневмоагрегатів на основі вихрових розширювальних машин з зовнішнім периферійним каналом **метою** роботи є підвищення енергоефективності і надійності вихрових розширювальних машин з зовнішнім периферійним каналом.

Отже, для досягнення поставленої мети сформульовані наступні **задачі дослідження**:

- обґрунтувати доцільність застосування агрегатів на основі вихрових розширювальних машин та визначити область їх раціонального використання;

- провести чисельні дослідження вихрової розширювальної турбомашини з зовнішнім периферійним каналом у програмному комплексі ANSYS CFX з метою відпрацювання методики розрахунку течії газу та порівняння з експериментальними даними;

- розробити параметричну модель вихрової розширювальної турбомашини з зовнішнім периферійним каналом, спланувати обчислювальний

експеримент з вибором значущих факторів та провести чисельні дослідження за допомогою програмно-обчислювального комплексу з метою досягнення максимального ККД за рахунок оптимізації геометричних розмірів проточної частини;

- розробити методику розрахунку параметрів одно та багатопотокової проточної частини вихрової розширювальної турбомашини з зовнішнім периферійним каналом;

- провести експериментальні дослідження вихрової розширювальної машини з метою отримання характеристик і підтвердження адекватності параметричної і математичної моделі за результатами теоретичних досліджень та розробленої методики розрахунку ВРМ;

- розробити за результатами теоретичних та експериментальних досліджень рекомендації, спрямовані на забезпечення роботи агрегатів на основі вихрових розширювальних машин в зоні максимальної ефективності, а також впровадити отримані результати в навчальний процес і на промисловому підприємстві.

## РОЗДІЛ 2

ЧИСЕЛЬНІ ОПТИМІЗАЦІЙНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН  
ВИХРОВИХ РОЗШИРЮВАЛЬНИХ МАШИН

## 2.1 Існуючі методи досліджень проточних частин вихрових розширювальних машин

Проведений аналіз досліджень вихрових розширювальних машин показав, що існуючі методики розрахунку параметрів проточної частини базуються на імперичних даних, а розроблені математичні моделі описують течію зі значними допущеннями. Основні допущення існуючих математичних моделей:

- газ – ідеальний;
- течія газу – стаціонарна, адіабатна;
- колесо містить нескінченну кількість нескінченно тонких плоских лопаток;
- відсутні всі види енергетичних втрат: механічні і гідравлічні (ударні і профільні втрати, втрати при раптовому стисненні-розширенні, втрати на тертя дисків, вихроутворення тощо);

не дозволяють кількісно з достатньою точністю визначати параметри проточних частин вихрових розширювальних машин.

Також у попередніх дослідженнях відзначається, що у вихровій ступені, яка працює в турбінному режимі, на ефективність значно впливає організація вихрового потоку газу, що забезпечує інтенсивну передачу енергії в проточній частині.

Аналітичні методи розрахунку вихрових машин в наш час не забезпечують потрібної точності через труднощі обліку всіх факторів, що впливають на роботу вихрового ступеня, але все більшу популярність почали

набувати чисельні дослідження течії рідин і газів у проточних частинах турбомашин за допомогою сучасних програмних комплексів.

Зарекомендували себе також метод моделювання і метод розрахунку з інтегральною оцінкою втрат у проточній частині за допомогою експериментальних коефіцієнтів. Але проведення фізичних експериментів пов'язано з великими матеріальними та часовими затратами, бо варіювання геометричними параметрами в широкому діапазоні веде до необхідності виготовлення великої кількості проточних частин. Також обмежена візуалізація потоку, що для вихрових машин має велике значення.

Тому в даній роботі було вирішено перед фізичним експериментом проводити чисельні експерименти з застосуванням теорії планування експерименту для знаходження оптимальних параметрів. Чисельне дослідження проводилося в програмному комплексі ANSYS CFX. Комплекс добре зарекомендував себе при вирішенні задач газової та гідродинаміки та дозволяє у повній мірі розрахувати і візуалізувати течію газу в проточній частині вихрової розширювальної машини, що необхідно для визначення основних газодинамічних і геометричних параметрів і співвідношень параметрів проточної частини вихрової розширювальної машини та дослідження впливу поздовжньо-вихрового руху робочого тіла в проточній частині на ККД машини.

Такий підхід дозволяє значно зменшити витрати часу і коштів на підготовку і проведення дослідів, обробку та аналіз результатів, і дає можливість відпрацювати методику і програму проведення випробування на натурних стендах.

## 2.2 Методика чисельного дослідження течії в проточній частині вихрових розширювальних машин

Чисельне дослідження проводилося в програмному комплексі ANSYS CFX. Основу даного програмного продукту становить метод чисельного рішення рівнянь Нав'є-Стокса усереднених по Рейнольдсу, рівняння нерозривності і енергії, для замикання яких використовуються різні моделі турбулентності. Ці

рівняння описують фундаментальні закони газової динаміки. Цю систему математичних співвідношень, яка описує течію з перетворенням енергії в проточній частині досліджуваної машини, називають математичною моделлю течії [50].

Система рівнянь, що включає осереднені по Рейнольдсу рівняння Нав'є-Стокса, рівняння нерозривності і рівняння енергії має вигляд:

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U} \cdot \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla(\boldsymbol{\tau} - \rho \overline{\mathbf{U}' \cdot \mathbf{U}'} ) + \mathbf{F} ,$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U}) = 0 ,$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h^*)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h^*) &= \\ &= \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{U} \cdot \mathbf{F}, \end{aligned}$$

де  $\mathbf{U}$  - осереднене за часом поле швидкостей,  $\rho$  - густина середовища,  $p$  - статичний тиск,  $\boldsymbol{\tau}$  - тензор в'язких напружень,  $(\rho \mathbf{U}' \cdot \mathbf{U}')$  - тензор рейнольдсових напружень,  $\mathbf{F}$  – вектор об'ємних сил;  $h^*$  - повна ентальпія;  $\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності газу;  $T$  - статична температура газу.

У даній роботі використана SST модель турбулентності Ментера [51]. Рівняння цієї моделі мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \\ &+ P_k - \beta' \rho k \omega; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ &+ (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \cdot \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2, \end{aligned}$$

де  $\mu$  - динамічна (молекулярна) в'язкість,  $\sigma_k$ ,  $\beta'$ ,  $\sigma_\omega$ ,  $\sigma_{\omega 2}$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  - константи моделі турбулентності,  $P_k$  - член генерації турбулентної енергії,  $F_1$  - вагова емпірична функція, яка забезпечує плавний перехід від  $k$ - $\omega$  моделі в пристінковій області до  $k$ - $\epsilon$  моделі далеко від стінок.

Процес чисельного дослідження складається з п'яти основних етапів:

1. **Створення геометричної моделі (CAD-моделі).** Моделювання розширювальної машини виконується в тривимірній постановці в ANSYS Design Modeler.

2. **Створення сіточної моделі** на базі геометричної моделі. Розбиття твердотільної 3D-моделі на комірки відбувається в сіткогенераторі ANSYS Meshing. Застосовувалася тетраїдна сітка, що складалася з 3 мільйонів комірок. Частина розрахункової сітки представлена на рис. 2.1.

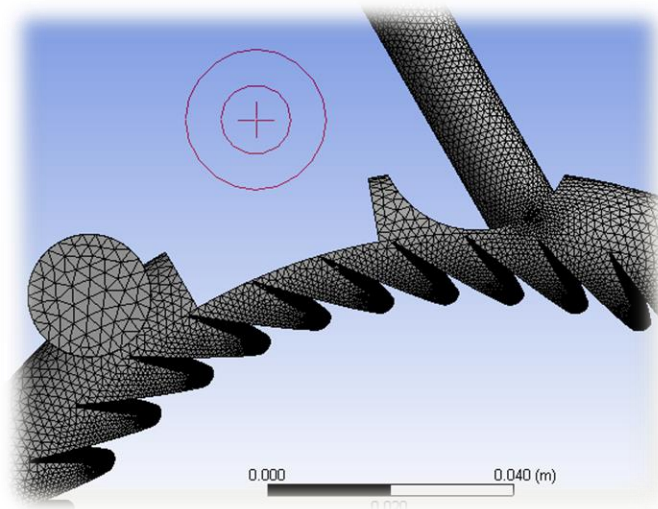


Рисунок 2.1 - Розрахункова сітка

3. **Створення розрахункової моделі шляхом накладення граничних умов.** В якості граничних умов для розрахунків були прийняті: повний тиск на вході, повна температура на вході і статичний тиск на виході з розрахункової області. Робоче тіло - в'язке стискає повітря. Частота обертання задається домену  $RK$ . Шорсткість стінок проточної частини задавалася рівної 3 мкм. У моделі враховується вплив течії в радіальному зазорі під відсікачем. Допущення: течія в торцевих зазорах між корпусом і робочим колесом на даному етапі не



моделюється; відсутній теплообмін з навколишнім середовищем; параметри потоку вважаються рівномірно розподіленими по вхідному перерізу.

**4. Пошук рішення.** На даному етапі проводиться знаходження таких значень параметрів в кожній розрахунковій комірці, щоб вся розрахункова зона мала максимально вірні рівняння потоків. Як критерій збіжності приймається умова досягнення максимальними неув'язками параметрів течії значень нижче  $10^{-4}$ , або відсутність великих осциляцій в значеннях вихідних параметрів (крутного моменту, масової витрати, кінцевої температури).

**5. Аналізу результатів розрахунку.** Організовано розрахунок і виведення на екран необхідних параметрів (ККД, крутного моменту, витрати, потужності, температури, тиску). Також отримуємо візуалізацію течії і розподіл параметрів в проточній частині за допомогою точок обчислення.

На першому етапі дослідження була проведена верифікація одержаних обчислювальним експериментом даних для підтвердження коректної роботи підбраної математичної моделі та використаної методики. Для цього як прототип віртуального стенду був обраний експериментальний стенд описаний у роботі [14], оскільки на цьому стенді були виконані великі цикли досліджень. Зокрема, на цьому стенді випробовувалася експериментальна модель вихрової пневматичної розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом (рис. 1.12). Для даного стенду є технічна документація, що дозволяє побудувати відповідну повну геометричну модель проточної частини, а також докладні протоколи аеродинамічних випробувань [14].

На рис. 2.2 показані залежності адіабатного (ізоентропного) ККД від відношення тиску на вході в розширювальну машину до тиску на виході з неї: залежність, отримана в результаті чисельних досліджень (за методикою представленою вище), і залежність, отримана на експериментальному стенді (детальна інформація про методику отримання експериментальної залежності рис. 2.2 представлена в роботі [14]). З рисунку 2.2 видно досить гарний збіг залежностей.

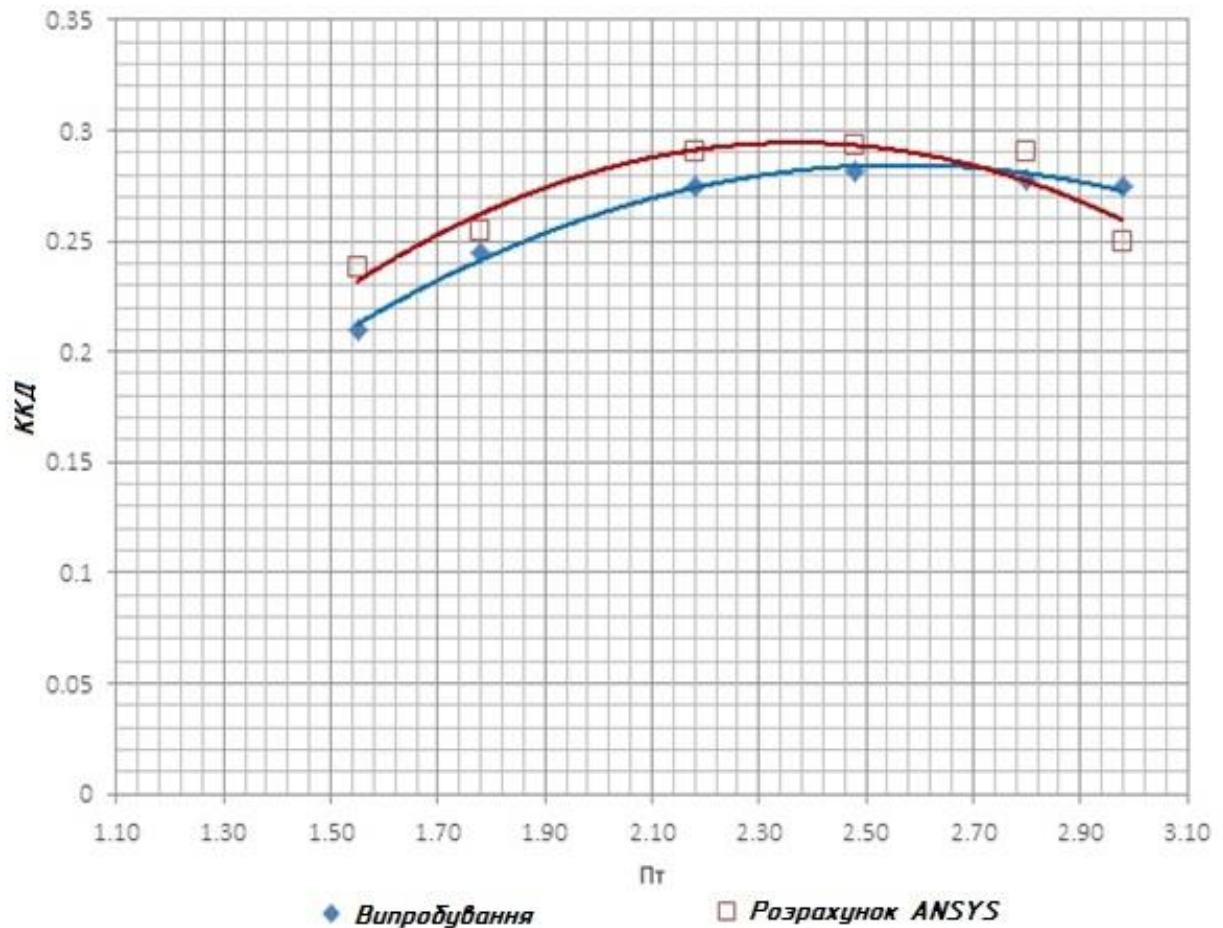


Рисунок. 2.2 - Залежність ККД від ступеня зниження тиску в вихровій розширювальній машині  $\Pi_T$  (відношення вхідного і вихідного тисків).

Адіабатний ККД проточної частини при проведенні обчислювального і фізичного експерименту визначається за формулою:

$$\eta = \frac{M_Z \cdot \omega}{h_s \cdot m} \approx \frac{(c_p)_{cp} \cdot (T_{вх}^* - T_{вих}^*)}{h_s}; \quad (2.1)$$

де  $M_Z$  – крутний момент на валу розширювальної машини, Н·м;

$\omega$  – кутова швидкість обертання ротора, рад/с;

$m$  – витрата газу, кг/с;

$T_{вх}^*$  – температура гальмування потоку газу (повна температура) на вході в машину, К;

$T_{вих}^*$  – повна температура на виході з машини, К;

$(c_p)_{cp}$  – середня ізобарна масова теплоємність повітря для діапазону температур  $T_{вх}^* \div T_{вих}^*$ .

$h_s$ - питомий ізоентропний перепад ентальпій (питома наявна робота розширювальної машини), Дж/кг.

Були проаналізовані дані візуалізації потоку і розподілу газодинамічних параметрів по довжині проточної частини вихрової розширювальної машини. На рис. 2.3, 2.4, 2.5 показано розподіл статичного тиску і повної температури по довжині робочого каналу в окружному напрямку для відношень тисків  $\Pi_T$ , відповідних точкам на рис 2.2.

По довжині проточної частини вихрового ступеня в окружному напрямку є значний градієнт тиску (див. рис. 2.3), що призводить до появи радіальної сили тиску, яка може бути значною і викликати зношування опор і неприпустимий прогин валу і перекіс колеса, що може привести до заїдання і поломки.

З рис. 2.5 видно, що на вихідній ділянці робочого каналу проточної частини повна температура практично не змінюється, тобто на цій ділянці енергія потоку не перетворюється в механічну роботу на валу розширювальної машини. Також видно, що кутова протяжність ділянки з постійною повною температурою при великих значеннях ККД для  $\Pi_T=2,18$ ,  $\Pi_T=2,48$ ,  $\Pi_T=2,8$  (див. рис. 2.2) менше, ніж на крайових режимах отриманої на віртуальному стенді залежності  $ККД = f(\Pi_T)$ , тобто при більших або менших значеннях  $\Pi_T$ .

Для усунення радіальних навантажень на підшипники і більш ефективного використання довжини проточної частини було прийнято рішення про необхідність переходу на багатопотокову схему. На рис. 2.5 для порівняння штриховою лінією показано розподіл повної температури по довжині двопотокової проточної частини, що було отримано в результаті оптимізаційних чисельних досліджень (див. підрозділ 2.4).

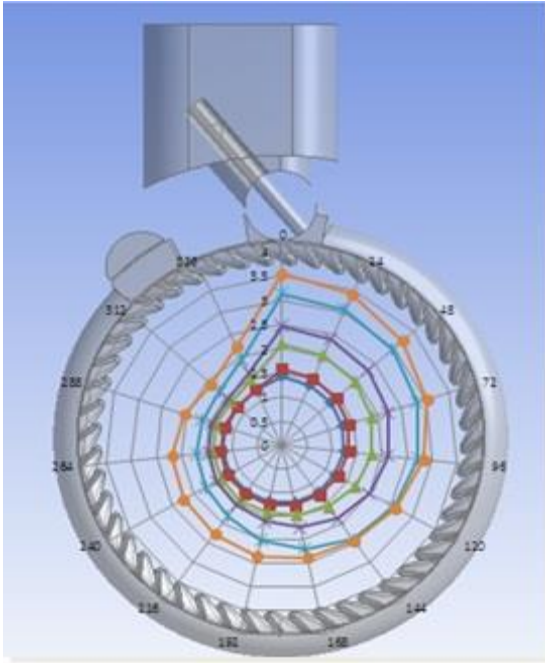


Рисунок 2.3 - Розподіл статичного тиску по довжині робочого каналу проточної частини.

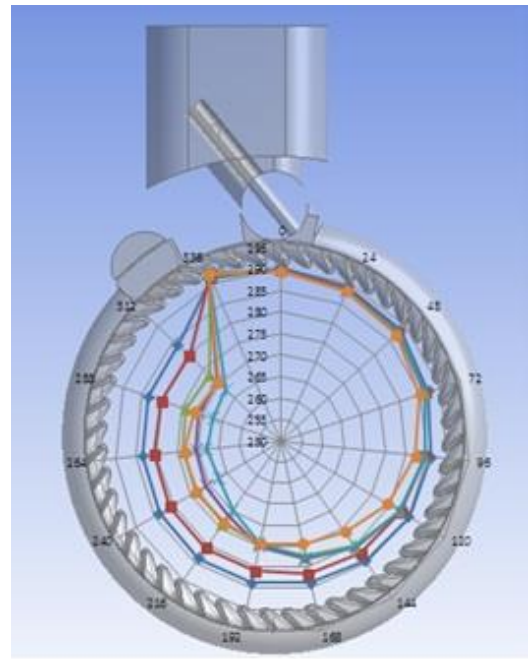


Рисунок 2.4 - Розподіл повної температури по довжині робочого каналу проточної частини.

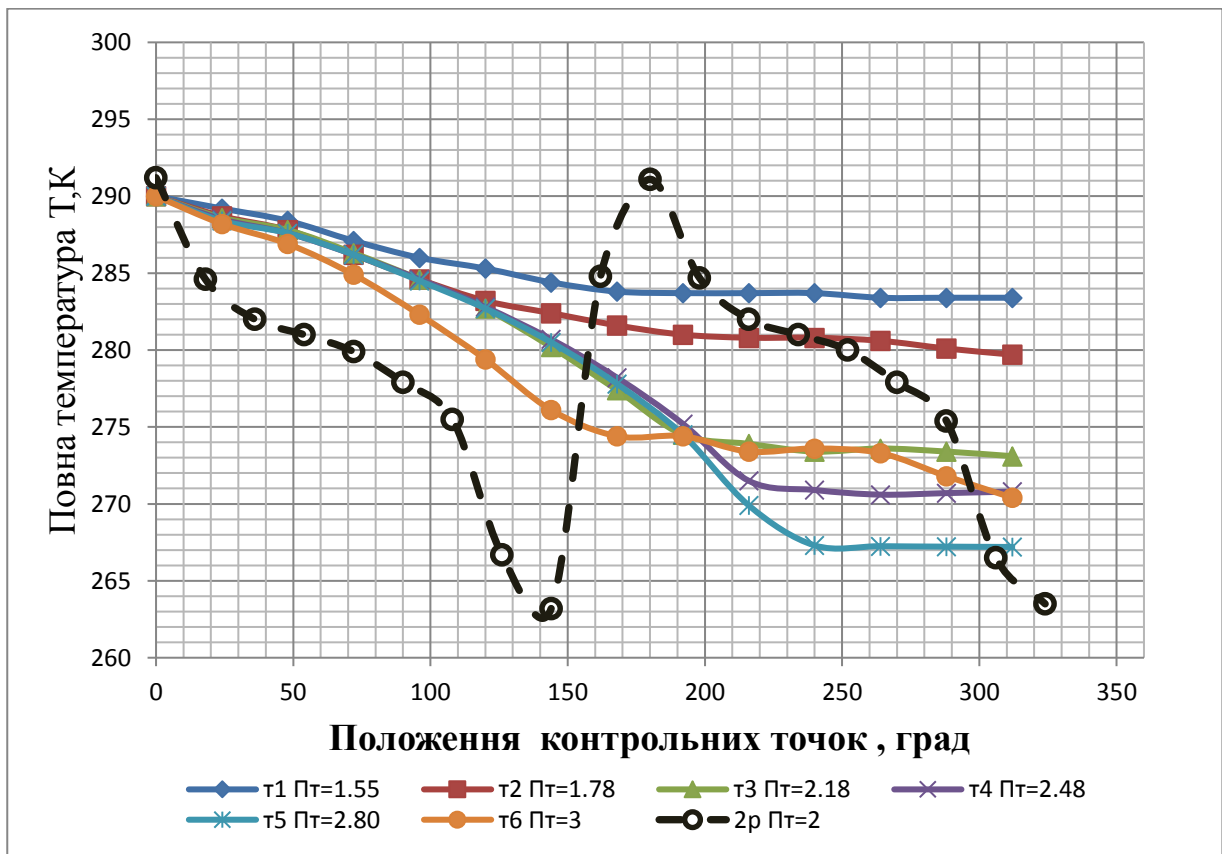


Рисунок 2.5 - Графік розподілу повної температури по довжині робочого каналу однопотокової проточної частини.

### 2.3 Розробка параметричної моделі вихрової машини

Під параметричною моделлю розуміється математична модель об'єкту, тобто математичні співвідношення, що дозволяють встановити кількісний зв'язок між параметрами. Метою створення параметричної моделі проточної частини вихрової розширювальної машини рис.2.6 є отримання формальних математичних моделей об'єкту у вигляді квадратичних поліномів для вивчення впливу основних параметрів елементів на характеристики розширювальної машини.

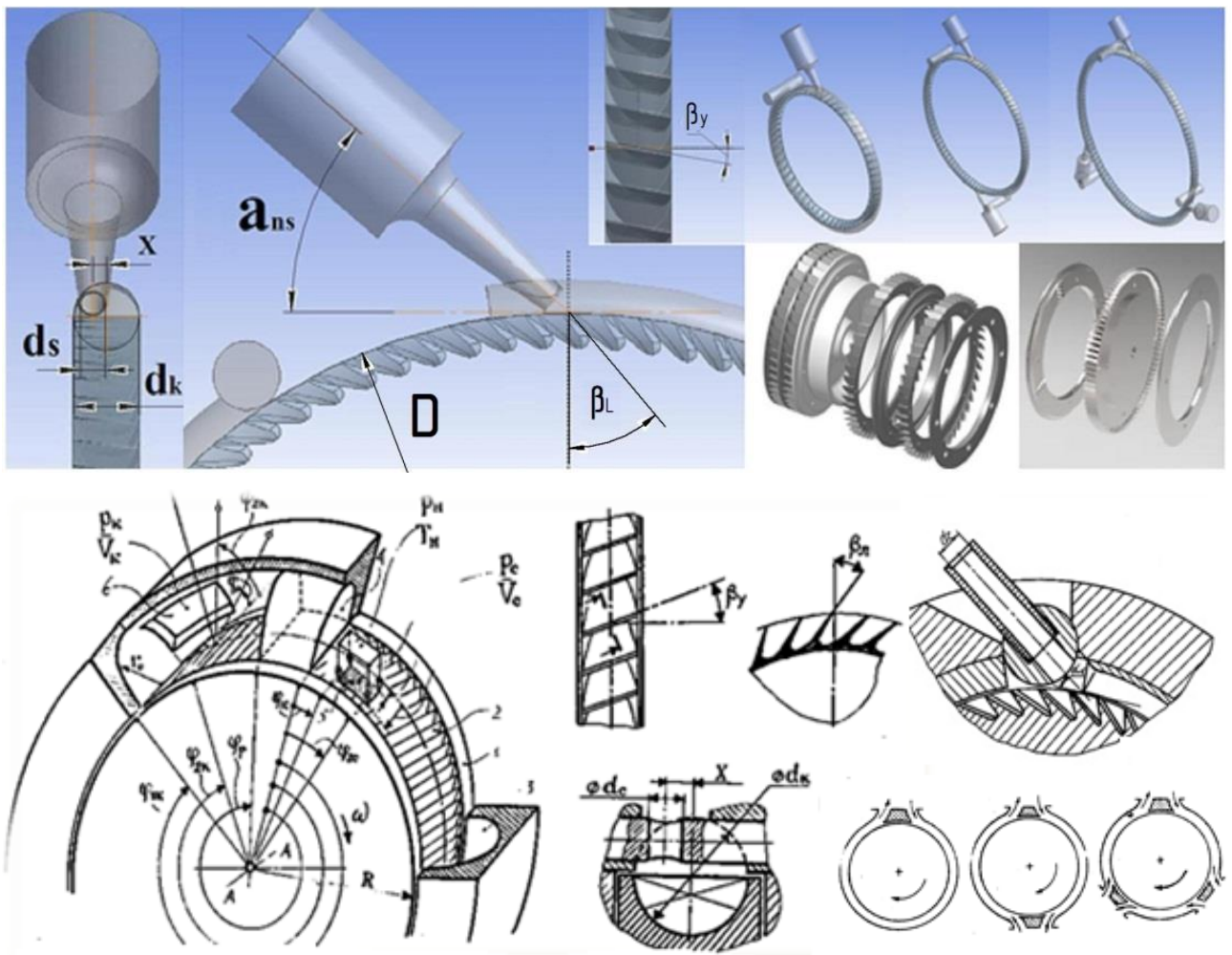


Рисунок 2.6 – Параметрична модель вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом

До параметричної моделі пред'являються вимоги сумісності параметрів моделі. Сумісність означає, що всі їх комбінації здійсненні і безпечні. Ця вимога досягається застосуванням незалежних (визначаючих) і залежних від визначаємих параметрів. Залежність задається за допомогою рівнянь зв'язку. Незалежні параметри в теорії планування експерименту називають факторами експерименту. Кожен фактор може приймати одне з декількох значень. Такі значення називають рівнями. Кількість досліджень при повному факторному експерименту залежить від кількості рівнів та кількості факторів і може визначитися за формулою:

$$N=p^k \quad (2.2)$$

де  $k$  - число факторів;

$p$  - число рівнів.

Друга важлива вимога - це незалежність визначаючих параметрів, тобто можливість встановлення параметра (фактора експерименту) на будь-якому рівні (в установленому діапазоні) незалежно від рівня інших параметрів (факторів) [52].

Для зменшення числа дослідів було необхідно визначити найбільш впливаючі параметри і зменшити кількість варійованих параметрів за допомогою аналізу даних попередніх досліджень вихрових машин. Параметри параметричної моделі проточної частини вихрової розширювальної машини (рис. 2.6) представлені в таблиці 2.1.

Зменшити кількість впливаючих параметрів можна також переходом від декількох окремих параметрів до безрозмірних комплексів (газодинамічних  $\bar{U}$ ,  $P_t$  і геометричних  $\bar{d}_{ph}$ ,  $\bar{d}_s$ ), які з них формуються.

Одним з основних безрозмірних комплексів, що характеризує роботу турбомашин і використовується при аналізі результатів їх досліджень, є приведена колова швидкість робочого колеса  $\bar{U}$ . Цей комплекс характеризує оборотність і навантаженість розширювальної турбомашини:

Таблиця 2.1 – Основні параметри параметричної моделі проточної частини вихрової розширювальної машини

№ п.п.	Параметр	Од. вим.	Позначення
Геометричні параметри			
1	Зовнішній діаметр робочого колеса	м	D
2	Діаметр меридіонального перерізу проточної частини	м	$d_{ph}$
3	Діаметр сопла у вихідному перерізі	м	$d_s$
4	Кут нахилу сопла	град	$\alpha_{ns}$
5	Кут установки лопаток	град	$\beta_y$
6	Кут нахилу лопатки	град	$\beta_L$
7	Окружний кут розділювача	град	$\varphi_p$
8	Зміщення сопла	м	X
9	Число лопаток		z
10	Кількість потоків		i
11	Кількість каналів		j
Режимні параметри			
12	Тиск на вході в проточну частину	Па	$P_{вх}$
13	Тиск на виході з проточної частини	Па	$P_{вих}$
14	Температура гальмування потоку газу (повна температура) на вході в проточну частину.	К	$T_{вх}^*$
15	Температура гальмування потоку газу (повна температура) на виході з проточної частини.	К	$T_{вих}^*$
16	Масова витрата робочого тіла	кг/с	m
17	Частота обертання робочого колеса	об/хв	n
18	Показник ізоентропи робочого тіла		k
19	Питома газова стала	Дж/(кг*К)	R
20	Крутний момент на валу розширювальної машини	Н·м	$M_z$

$$\bar{U} = \frac{U}{C_s} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot C_s};$$

де D - зовнішній діаметр робочого колеса, м;

n - частота обертання робочого колеса, об/хв;

$C_s$  - ізоентропна швидкість витікання газу, характеризує наявну питому роботу розширювальної машини, м/с

$$C_s = \sqrt{2h_s} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} T_{\text{вх}}^* R \left[ 1 - \left( \frac{1}{\text{Пт}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]};$$

де  $h_s$ - питомий ізентропний перепад ентальпій (питома наявна робота розширювальної машини), Дж/кг;

$k$  - показник ізентропи робочого тіла;

$R$  - питома газова стала, Дж/(кг·К);

$T_{\text{вх}}^*$  - температура гальмування потоку газу (повна температура) на вході в машину, К;

Пт – ступінь зниження тиску в розширювальній машині.

Таким чином, параметр  $\bar{U}$  пов'язує частоту обертання ротора турбомашини, її габарити і наявну роботу розширення газу в машині.

Діапазон зміни параметра Пт для розглянутих умов становить від 1,3 до 6 (дозвукове сопло). При проведенні оптимізаційних досліджень ступінь зниження тиску приймався постійним і рівним Пт = 4.

Основними безрозмірними геометричними комплексами для вихрової розширювальної машини є відносний діаметр сопла і відносний діаметр проточної частини.

Відносний діаметр сопла  $\bar{d}_s = d_c/d_k$  - це відношення діаметра сопла у вихідному перерізі до діаметру меридіонального перерізу проточної частини (рисунок 2.6). Діапазон зміни параметра  $\bar{d}_s$  приймався з конструктивних міркувань так, щоб не порушити вимоги сумісності геометричних параметрів.

Відносний діаметр проточної частини  $\bar{d}_{ph} = d_k/D$  - це відношення діаметра меридіонального перерізу проточної частини до зовнішнього діаметру робочого колеса (рисунок 2.6). У однопотокових вихрових машинах для проточних частин, які досліджувались, значення параметра  $\bar{d}_{ph} = 0.11...0.13$ . В роботі [14] зроблено припущення (яке не було досліджено), що для переходу на многопотокову схему необхідно зберігати відносну робочу довжину проточної частини. У зв'язку з цим в даному дослідженні діапазон зміни параметра  $\bar{d}_{ph}$  прийнятий 0.12...0.06.



Важливим геометричним параметром є кут нахилу сопла  $\alpha_{ns}$ , який визначає кут атаки при витіканні газу з сопла на лопатки робочого колеса (рис. 2.7). Діапазон його зміни обраний на підставі досліджень, представлених в роботах [14, 44].

В результаті аналізу були виділені наступні найбільш впливові фактори:

- наведена колова швидкість  $\bar{U}$ ,
- відносний діаметр проточної частини  $\bar{d}_{ph} = d_k/D$  (рис. 2.6),
- відносний діаметр сопла  $\bar{d}_s = d_c/d_k$  (рис. 2.6),
- кут нахилу сопла  $\alpha_{ns}$  (рис. 2.6, 2.7)

і визначено діапазон їх зміни:

- $\bar{U} = 0.1 \dots 0.2$
- $\bar{d}_{ph} = 0.06 \dots 0.12$
- $\bar{d}_s = 0.3 \dots 0.45$
- $\alpha_{ns} = 30 \dots 50$  град.

Впливаючі параметри задавалися в визначеному для кожного параметра діапазоні, в якому передбачалося отримати оптимум цільової функції ККД.

Адіабатний ККД при проведенні обчислювального експерименту визначається за формулою (2.1). При проведенні обчислювальних експериментів значення  $h_s$  і  $\omega$  визначаються за вхідними даними, а значення  $M_z$  и  $t$  визначаються в результаті обчислювальних експериментів.

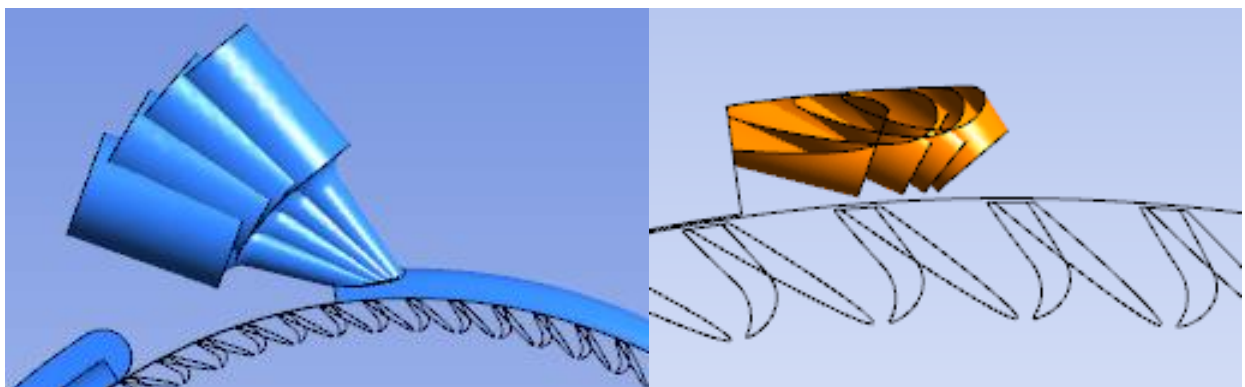


Рисунок 2.7 - Кут нахилу сопла

Значення інших незалежних геометричних параметрів (рис. 2.8-2.10) були визначені як менш значущі і оптимальні їх значення взяті з досліджень [14, 44] або встановлена їх математична залежність від інших параметрів. Кут установки лопаток був прийнятий рівним  $-10$  град (рис. 2.6, 2.8, 2.10). Кут нахилу лопатки був прийнятий рівним  $35$  град (рис. 2.6, 2.9, 2.10) .

Відносний крок лопаток вихрової машини визначається за формулою:

$$\bar{t} = \frac{2\pi D}{z \cdot d} = \frac{2\pi}{z \cdot \bar{d}_{ph}};$$

де  $z$  - число лопаток.

У роботі [33] Сергеевим В. М. було визначено оптимальний відносний крок лопаток  $\bar{t} = 0,9-1,1$  для вихрової розширювальної машини з внутрішнім периферійним каналом.

У роботі [14] Вансєв С.М. досліджував однопотокову вихрову розширювальну машину з зовнішнім периферійним каналом з постійним відносним кроком  $\bar{t} = 1,07$  при  $\bar{d}_{ph} = 0,122$ ,  $z = 48$ .

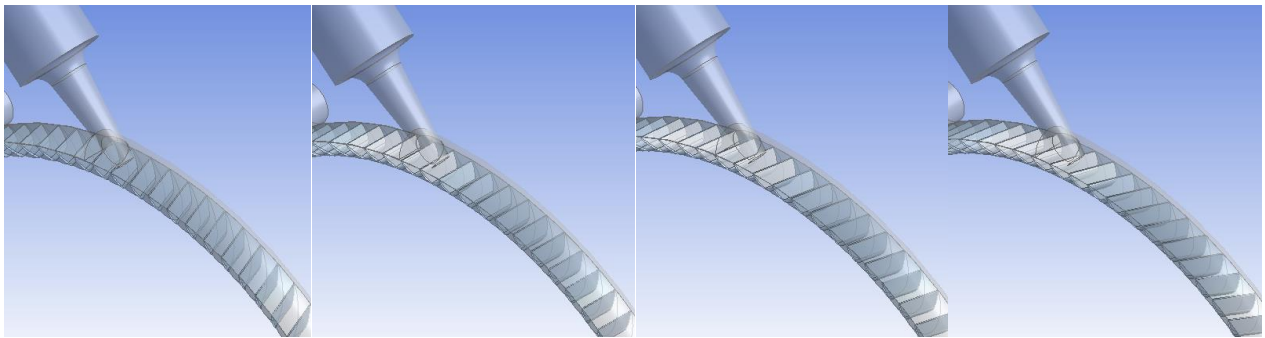


Рисунок 2.8 - Кут установки лопаток  $+20$   $0$   $-10$   $-20$ .

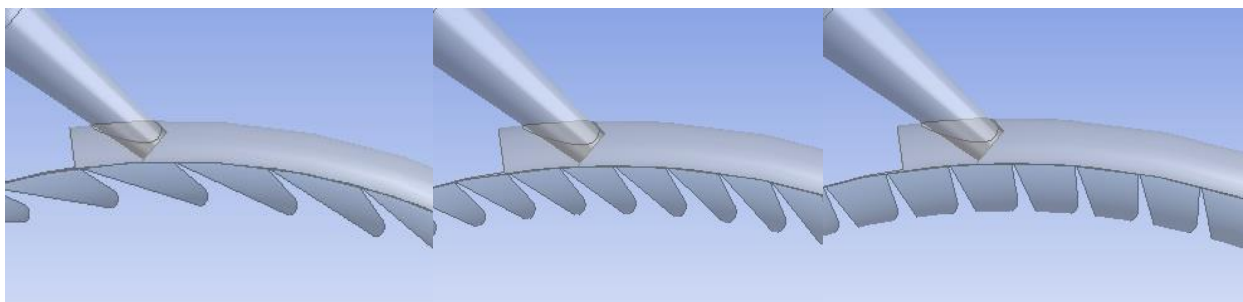


Рисунок 2.9 - Кут нахилу лопатки  $50$ ,  $35$  град,  $10$ ,

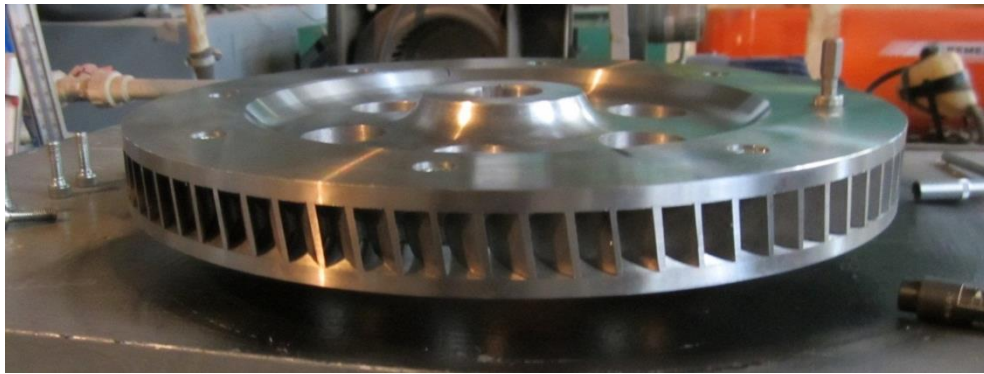


Рисунок 2.10 - Робоче колесо експериментальної моделі вихрової розширювальної машини.

Чисельні дослідження впливу числа лопаток  $z$  на ККД в програмному комплексі ANSYS CFX для двопотокової проточної частини з постійними іншими параметрами представлені на рис. 2.11. На рис. 2.12 представлені дослідні геометричні моделі з числом лопаток 62, що відповідає відносному кроку  $\bar{t} = 1,7$ , та з числом лопаток 92, що відповідає  $\bar{t} = 1,1$ .

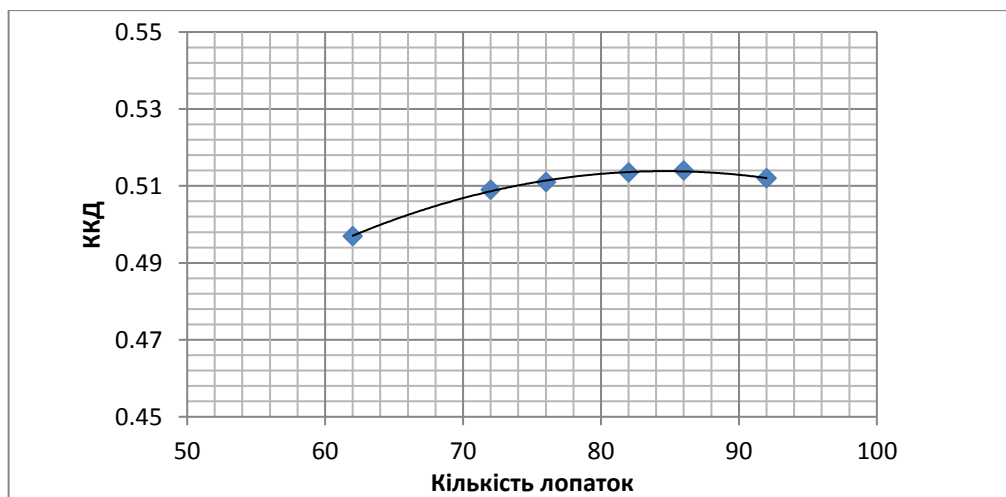


Рисунок 2.11– Залежність ККД від числа лопаток

З рис. 2.11 видно, що максимальним значенням ККД відповідає число лопаток 80-90, що дорівнює відносному кроку лопаток  $\bar{t} = 1.1 \dots 1.3$ .

Збільшення числа лопаток до 100 та більше (що відповідає  $t = 1$  та менше) для двопоточної схеми та вибраної конструкції лопатки приводить до

нетехнологічної з точки зору виготовлення конструкції колеса. В подальших дослідженнях відносний крок був прийнятий рівним  $\bar{t} = 1.1 \dots 1.2$ .

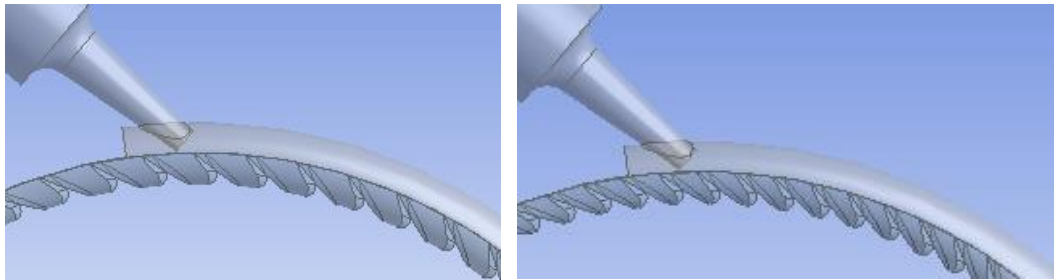


Рисунок 2.12 - Робоче колесо параметричної моделі вихрової розширювальної машини з різною кількістю лопаток.

Програмна платформа ANSYS Workbench дозволяє в єдиному інформаційному просторі інтегрувати параметричне моделювання, проведення експерименту та оптимізацію в автоматичному або ручному режимі (рис.2.13, 2.14). Тим самим ліквідуються витрати як на передачу даних з однієї програми до іншої на рівні текстових файлів, так і на інтерпретацію файлів результатів при переході з однієї системи в іншу. Загальна схема проекту представлена на рис. 2.13. Використовуючі параметричну модель можливо дуже швидко з найменшими матеріальними затратами оптимізувати проточну частину та отримати рівняння регресії для створення методики розрахунку багатопотокових вихрових розширювальних машин.

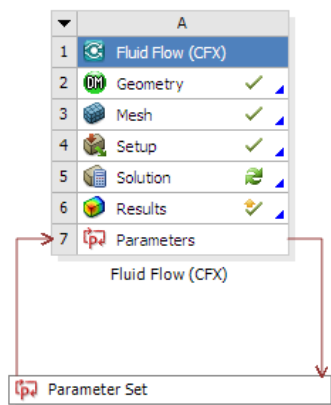


Рисунок 2.13 – Система параметричного газодинамічного аналізу Fluid Flow (CFX)

3	Fluid Flow (CFX) (A1)			
4	P1	R2	0.224	m
5	P2	Rphi	0.013	m
6	P3	beta_y	-10	degree
7	P9	f_s	0	degree
8	P10	alfa_ns	50	degree
9	P11	alfa_s	6	degree
10	P12	rs2	0.004	m
11	P20	fot_n	8	degree
12	P21	fot_L	25	degree
13	P24	r_out	0.01	m
14	P29	delta_L	15	degree
15	P30	delta_betaL	15	degree
16	P31	beta_L1	35	degree
*	New input parameter	New name	New expression	
18	Output Parameters			
19	Fluid Flow (CFX) (A1)			
20	P28	eff	0.37549	
*	New output parameter		New expression	

Рисунок 2.14 – Інтерфейс панелі Outline of All Parameters, яка дозволяє працювати з вхідними та вихідними параметрами.

## 2.4 Планування експерименту і методика оптимізаційних досліджень

Планування експерименту [52] (Design of Experiments) - методика, що застосовується для визначення розташування точок експерименту. Метою планування експерименту є задання точок найбільш ефективним чином, що дозволить отримати необхідну інформацію при меншій кількості обчислень, а також підвищити точність матмоделі (рівняння регресії). При використанні модуля ANSYS Design Exploration, крім можливості задання точок проектування «вручну», доступні наступні плани проведення експерименту:

- Central Composite Design (CCD);
- Box-Behnken Design;
- Latin Hypercube Sampling Design (LHS);
- Optimal Space-Filling Design (OSF).

### **Central Composite Design (CCD)**

Центральний композиційний план [53], також відомий як план Бокса-Уїлсона, є п'ятирівневим дробовим факторним планом, найбільш ефективний, якщо матмодель є поверхнею другого порядку. Існують три найбільш часто використовувані модифікації даного методу: описаний (circumscribed), вписаний (inscribed), а також центральний композиційний план з центрами на гранях (face-centered). Значення, які кодується п'ятьма рівнями для кожного фактора, представляються у вигляді  $[-\alpha, -1, 0, +1, +\alpha]$ , де рівні  $[-1, +1]$  відповідають верхній і нижній межі області допустимих значень, а рівні  $[-\alpha, +\alpha]$  встановлюють нові межі для керованих параметрів. Значення змінних  $\alpha$  залежать від типу досліджуваної моделі, а також числа факторів.

Є декілька версій центрального композиційного плану CCD.

**Circumscribed CCD.** Цей план проведення експерименту є початковою версією центрального композиційного плану. План використовується для генерації даних, необхідних при побудові високоточної матмоделі. Значення змінної  $\alpha$  завжди приймається більшим одиниці, таким чином деякі значення керованих параметрів виходять з області допустимих значень. Необхідно

переконалися в можливості проведення експерименту для кожного вхідного параметра на рівнях  $[-\alpha, +\alpha]$ . Геометричне представлення плану для трьох керованих параметрів дано на рисунку 2.15.

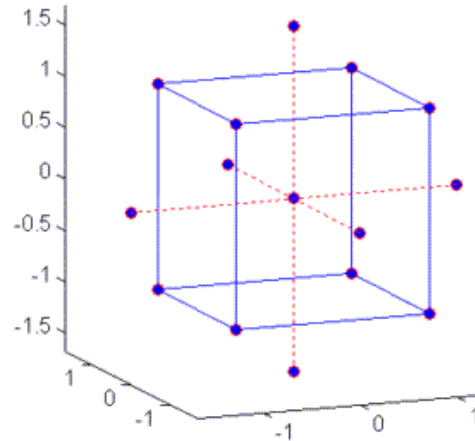


Рисунок 2.15 - План Circumscribed CCD

**Inscribed CCD.** На відміну від первинної версії плану, рівні  $[-1, +1]$  використовуються як мінімальні і максимальні значення керованих параметрів. Така зміна впливає на якість створюваної матмоделі поблизу кордонів області допустимих значень. Таким чином, використання даного плану забезпечує високу точність моделі тільки для центральної області допустимих значень вхідних параметрів. Геометричне представлення плану для трьох вхідних параметрів дано на рисунку 2.16

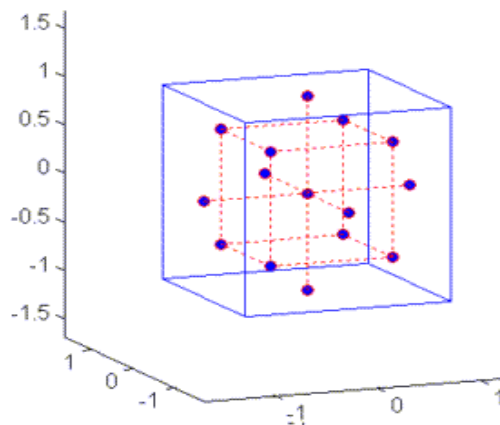


Рисунок 2.16 - План Inscribed CCD

**Face-centered CCD.** Даний план є окремим випадком центрального композиційного плану, для якого значення змінної  $\alpha$  завжди дорівнює одиниці. Таким чином, точки проектування задаються в центрі граней, що формуються будь-якими двома факторами. Для даного плану проведення експерименту не потрібно завдання точок проектування поза областю допустимих значень керованих параметрів. Центральний композиційний план з центрами на гранях, в порівнянні з Inscribed CCD, забезпечує порівняно високу якість матмоделі для всієї області допустимих значень факторів. Основним недоліком є висока похибка при обчисленні коефіцієнтів квадратного рівняння. Графічне представлення плану для трьох факторів дано на рисунку 2.17.

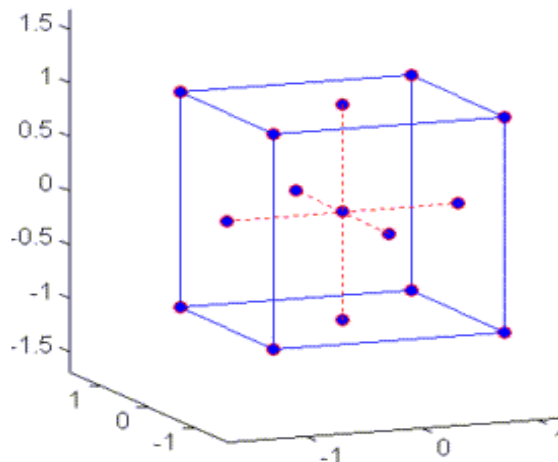


Рисунок 2.17 - План Face-centered CCD

### **Box-Behnken Design**

На відміну від центрального композиційного плану, план Бокса-Бенкена не містить в собі вкладеного факторного або дрібного факторного плану [53]. План є трирівневим, це означає, що кожен фактор представлений трьома рівнями  $[-1, 0, +1]$ . Рівні  $[-1, +1]$  використовуються як мінімальні і максимальні значення керованих параметрів. Точки проектування задаються таким чином, щоб вони розташовувалися в центрі ребер, які формуються будь-якими двома факторами. При рівній точності матмоделі, план Бокса-Бенкена найбільш ефективний, порівняно з центральним композиційним планом, в тих випадках, коли використовується не більше трьох-чотирьох чинників. В такому випадку безліч

точок проектування задається меншим числом комбінацій рівнів керованих параметрів. Відсутність вкладеного факторного плану дозволяє уникнути втрати даних, якщо для досліджуваної моделі існують фізичні обмеження, що не дозволяють проводити експерименти для точок проектування, отриманих комбінацією максимального і мінімального значення кожного керованого параметра. Графічне представлення плану для трьох факторів дано на рисунку 2.18.

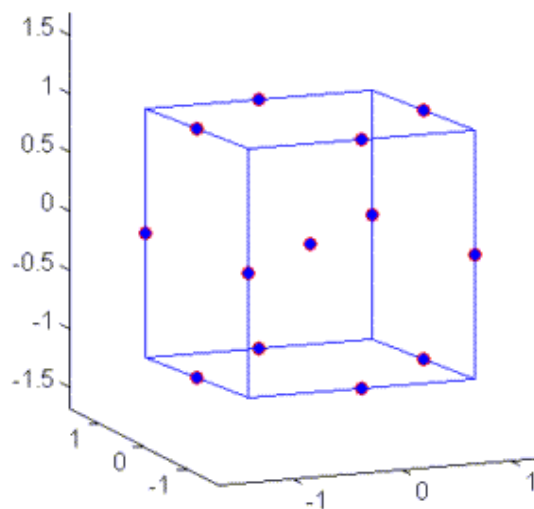


Рисунок 2.18- План Box-Behnken

### **Latin Hypercube Sampling Design (LHS)**

Latin Hypercube Sampling Design - це план проведення експерименту, при якому точки проектування створюються за допомогою LHS алгоритму, який є вдосконаленою версією алгоритму Монте-Карло, що виключає утворення скупчень точок. Даний план передбачає створення точок проектування випадковим чином на квадратній сітці, розташованій в області допустимих значень. Число рядів і стовпців сітки відповідає числу керованих параметрів. Дві точки проектування не можуть мати однакових значень (виключається створення декількох точок в одному ряду або стовпці). Основним недоліком даного плану є те, що він не гарантує створення точок на кордонах області допустимих значень, таким чином, завдання малого числа точок проектування здатне відбитися на якості матмоделі.



### **Optimal Space-Filling Design (OSF)**

Даний план передбачає створення максимально віддалених одна від одної точок, таким чином досягається однорідний розподіл точок проектування у всій області допустимих значень. План OSF є розширеною версією плану LHS. Цей план ініціалізується як LHS, після перевірки на відсутність кількох точок в одному ряду або стовпці сітки, проводиться максимізація відстані між точками з метою отримання найбільш рівномірного розподілу. Для компенсації похибки вимірювань, пов'язаних з фізичними експериментами, класичні плани проведення експерименту, наприклад центральний композиційний план, спрямовані на завдання точок проектування поблизу кордону області допустимих значень. Так як в комп'ютерному моделюванні не існує подібної проблеми, план OSF використовується для створення точок проектування у всій області допустимих значень. Даний план дозволяє отримати максимум інформації для побудови матмоделі. Optimal Space-Filling Design найбільш ефективний при застосуванні складних методів регресійного аналізу, що використовують порівняно велике число точок проектування, наприклад метод Kriging, нейронні мережі або метод непараметричної регресії. План OSF також має недоліки плану LHS. Не існує гарантій того, що точки проектування будуть створені на кордонах області допустимих значень.

Для проведення експерименту було обрано некомпозиційний план другого порядку (Box-Behnken Design, тобто план Бокса-Бенкена) [54,55], тому що порівняння розглянутих вище планів показує, що при рівній точності матмоделі, план Бокса-Бенкена найбільш ефективний, в тих випадках, коли використовується не більше трьох-чотирьох факторів. В такому випадку безліч точок проектування задається меншим числом комбінацій рівнів керованих параметрів. Некомпозиційний план другого порядку (план Бокса-Бенкена) при проведенні експерименту з чотирма факторами дозволяє скоротити кількість дослідів до 27. План Бокса-Бенкена є частиною повного трирівневого плану другого порядку, який за статистичними характеристиками перевершує відомі центрально-композиційні ортогональні і ротатабельні плани.

Завдання оптимізації полягає в знаходженні такого допустимого, тобто задовольняючого обмеженням, поєднання факторів, яке давало б екстремальне значення цільової функції. Для отримання рівнянь регресії для створеної параметричної моделі використовувався апарат регресійного аналізу та теорії планування експерименту [52-55].

Регресійний аналіз - статистичний метод дослідження впливу однієї або декількох незалежних змінних на залежну змінну. В даному випадку для проведення подібного аналізу необхідна наявність певної кількості точок проектування з області допустимих значень керованих параметрів, для яких відомі значення критеріїв оптимальності. Таким чином, регресійний аналіз служить для визначення взаємозв'язку між вхідними та вихідними параметрами на основі безлічі точок проектування. Після визначення взаємозв'язку, отримане наближення представляється у вигляді функції, що в теорії планування експерименту називають матмоделлю.

Для функціонального зв'язку між геометричними параметрами проточної частини і вихідними даними був обраний поліном другого порядку виду:

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j<i}^n a_{ij} x_i x_j .$$

Для побудови квадратичної моделі функції відгуку необхідно варіювання незалежних факторів як мінімум на трьох рівнях. Для дослідження впливу чотирьох факторів на трьох рівнях потрібно 81 дослід. В даній роботі для скорочення кількості дослідів було застосовано плани Бокса-Бенкена, тому що, як було показано вище, вони для чотирьох факторів дозволяють отримати значення коефіцієнтів квадратичного полінома, використовуючи тільки 27 дослідів (таблиця 2.2).

У точках плану здійснювалося чисельне моделювання течії газу із застосуванням програмного комплексу ANSYS CFX за приведеною в підрозділі 2.2 методикою. В якості вихідних даних для розрахунків були прийняті: повний тиск і повна температура на вході і статичний тиск на виході з розрахункової області. Робоче тіло - в'язке повітря, що стискається. Як критерій

збіжності приймається умова досягнення максимальними невязками параметрів течії значень нижче  $10^{-5}$ , або відсутність великих осциляцій в значеннях вихідних параметрів.

Таблиця 2.2 – Матриця планування експерименту

№	alfa_ns	UI	dphi	dsl
1	30	0.10	0.09	0.38
2	50	0.10	0.09	0.38
3	30	0.20	0.09	0.38
4	50	0.20	0.09	0.38
5	40	0.15	0.06	0.300
6	40	0.15	0.12	0.300
7	40	0.15	0.06	0.450
8	40	0.15	0.12	0.450
9	40	0.15	0.09	0.375
10	30	0.15	0.09	0.300
11	50	0.15	0.09	0.300
12	30	0.15	0.09	0.450
13	50	0.15	0.09	0.450
14	40	0.10	0.06	0.375
15	40	0.20	0.06	0.375
16	40	0.10	0.12	0.375
17	40	0.20	0.12	0.375
18	40	0.15	0.09	0.375
19	30	0.15	0.06	0.375
20	50	0.15	0.06	0.375
21	30	0.15	0.12	0.375
22	50	0.15	0.12	0.375
23	40	0.10	0.09	0.3
24	40	0.20	0.09	0.3
25	40	0.10	0.09	0.45
26	40	0.20	0.09	0.45
27	40	0.15	0.09	0.375

Адекватність отриманих математичних моделей перевірялася за допомогою розрахункового F-критерію Фішера, який порівнювався з табличним значенням при прийнятому рівні значущості (в техніці найчастіше приймають рівень значущості  $q = 5\%$ ).

## 2.5 Результати оптимізаційних досліджень двопотокової проточної частини

В ході оптимізаційних досліджень розглядався вплив на ККД двопоточної проточної частини наведеної окружної швидкості робочого колеса  $\bar{U}$ , зовнішнього діаметра робочого колеса  $D$ , діаметра проточної частини  $d_{ph}$ , діаметра сопла  $d_s$  і кута нахилу сопла  $\alpha_{ns}$  при постійних: частоті обертання ротора  $n = 3000$  об/хв, відношенні тисків  $\Pi_T = 4$  і повної температурі на вході  $T_{вх}^* = 293$  К. Було проведено 27 досліджень при різних співвідношеннях вище перелічених досліджуваних параметрів, відповідно до методики планування експерименту, згідно таблиці 2.2.

За результатами статистичної обробки отриманих даних (таблиця 2.3) визначені коефіцієнти рівнянь регресії, проведена їх оцінка, а також оцінка головних ефектів і ефектів взаємодії. Результати статистичної обробки даних і візуальне представлення найбільш значущих ефектів впливу на функції відгуку продемонстровані за допомогою діаграм Парето і представлені на рис. 2.19, 2.20.

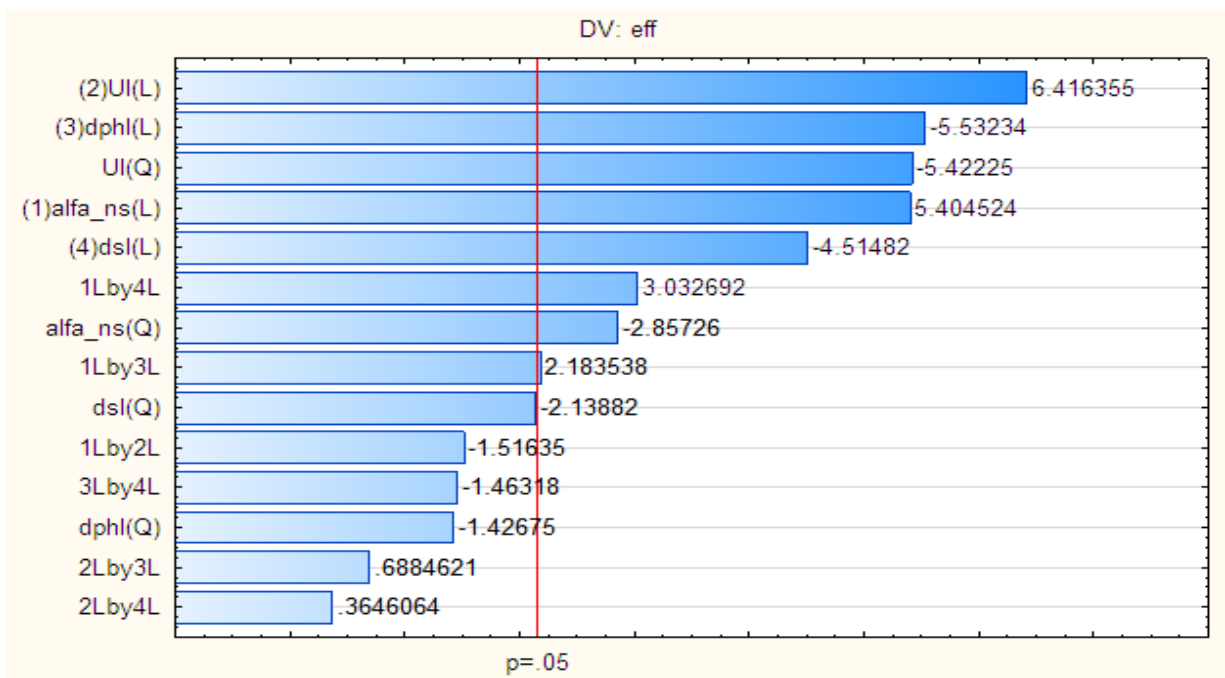


Рисунок 2.19- Діаграма значущості (чутливості) впливу на цільову функцію  $eff$  – Адіабатний ККД

Таблиця 2.3 - Геометричні і газодинамічні параметри проточних частин вихрових розширювальних машин за результатами оптимізаційних досліджень

Номер проточної частини	Приведена колова швидкість	Зовнішній діаметр робочого колеса	Діаметр проточної частини	Діаметр сопла	Кут нахилу сопла	Адіабатний ККД	Крутний момент	Потужність на робочому колесі
	UI	D, м	dph, м	ds, м	alfa_ns, град	КПД	Mz, Н·м	Nv, кВт
1	0.1	0.279	0.025	0.009	30	0.23	10.6	3.3
2	0.1	0.279	0.025	0.009	50	0.32	13	4.08
3	0.2	0.559	0.050	0.019	30	0.395	60.5	19
4	0.2	0.559	0.050	0.019	50	0.41	60.9	19.1
<b>5</b>	<b>0.15</b>	<b>0.419</b>	<b>0.025</b>	<b>0.008</b>	<b>40</b>	<b>0.452</b>	<b>13.6</b>	<b>4.27</b>
6	0.15	0.419	0.050	0.015	40	0.42	49	15.4
<b>7</b>	<b>0.15</b>	<b>0.419</b>	<b>0.025</b>	<b>0.011</b>	<b>40</b>	<b>0.39</b>	<b>21.4</b>	<b>6.7</b>
8	0.15	0.419	0.050	0.023	40	0.3	62	19.5
9	0.15	0.419	0.038	0.014	40	0.43	38	12
10	0.15	0.419	0.038	0.011	30	0.4	27	8.5
11	0.15	0.419	0.038	0.011	50	0.42	28.2	8.9
<b>12</b>	<b>0.15</b>	<b>0.419</b>	<b>0.038</b>	<b>0.017</b>	<b>30</b>	<b>0.24</b>	<b>28</b>	<b>8.9</b>
13	0.15	0.419	0.038	0.017	50	0.41	43	13.6
14	0.1	0.279	0.017	0.006	40	0.36	5.4	1.7
15	0.2	0.559	0.034	0.013	40	0.435	29	9.1
16	0.1	0.279	0.033	0.013	40	0.25	17	5.3
17	0.2	0.559	0.067	0.025	40	0.35	107	33.6
18	0.15	0.419	0.038	0.014	40	0.43	38	12
19	0.15	0.419	0.025	0.009	30	0.41	18.2	5.7
20	0.15	0.419	0.025	0.009	50	0.44	19	6
21	0.15	0.419	0.050	0.019	30	0.27	41.5	13
22	0.15	0.419	0.050	0.019	50	0.408	58.6	18.4
<b>23</b>	<b>0.1</b>	<b>0.279</b>	<b>0.025</b>	<b>0.008</b>	<b>40</b>	<b>0.33</b>	<b>9.8</b>	<b>3.1</b>
24	0.2	0.559	0.050	0.015	40	0.39	47	14.8
25	0.1	0.279	0.025	0.011	40	0.3	15.5	4.9
26	0.2	0.559	0.050	0.023	40	0.37	78	24.5
27	0.15	0.419	0.038	0.014	40	0.43	38	12

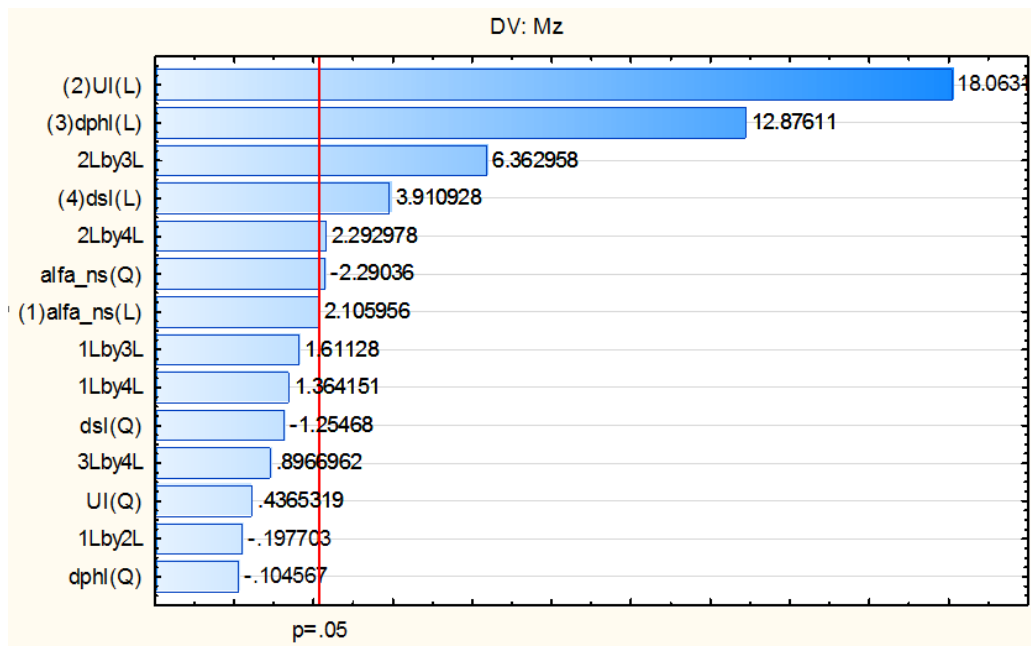


Рисунок 2.20 - Діаграма значущості (чутливості) впливу на цільову функцію  $M_z$  – крутний момент.

На діаграмах приведена оцінка ефектів, стовпці ефектів розташовані по абсолютній величині значень: від найбільших до найменших. Величина кожного ефекту представлена стовпчиком, стовпчики пересічені червоною лінією, яка вказує, яка повинна бути величина ефекту, щоб бути статистично значущим.

Як видно з діаграм (рисунок 2.19, 2.20), на величину адіабатного ККД та крутний момент на валу  $M_z$  найбільше впливають газодинамічний параметр  $\bar{U}$  та геометричний параметр  $\bar{d}_{ph}$ , параметри  $\bar{d}_s$ ,  $\alpha_{ns}$  також мають великий вплив і необхідно знати їх оптимальні значення для досягнення максимальних значень ККД.

На підставі отриманих математичних моделей були побудовані діаграми поверхонь відгуку (3D діаграми) для вихідного параметра  $eff$  - адіабатний ККД від попарного поєднання параметрів (факторів) (рис 2.21). Дані графіки відображають рівняння прогнозу, яке дає відповідну поверхню відгуку. На діаграмах незалежні змінні (фактори варіювання) представлені попарно, кожна область отриманої поверхні відгуку являє собою різні комбінації рівнів двох факторів варіювання.

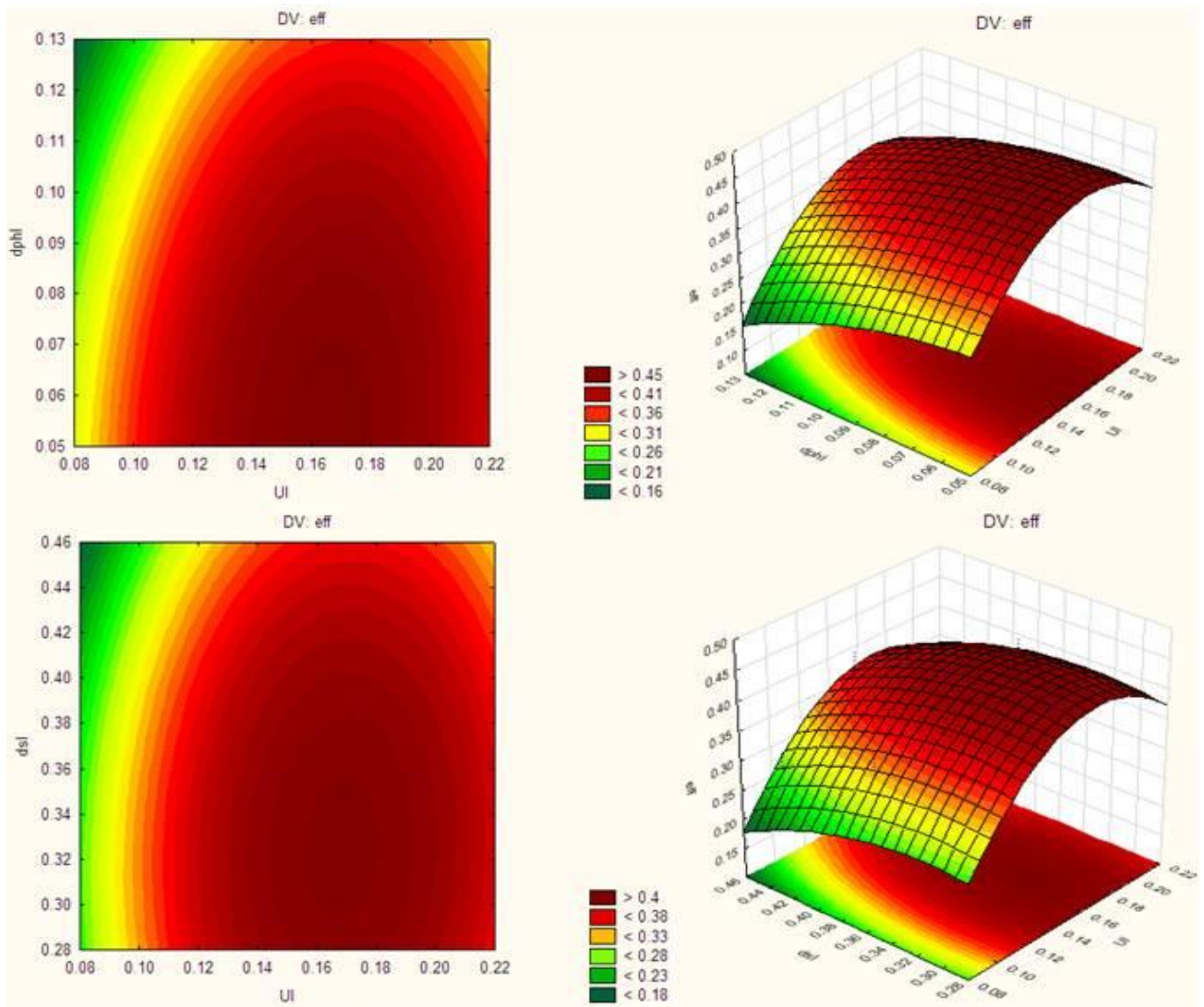


Рисунок 2.21 - Поверхні відгуку: карти ліній рівня та графік поверхонь відгуку для вихідного параметра eff - Адіабатний ККД.

Результати обчислювального експерименту показують, що регулюванням параметрами  $\bar{d}_{ph}$  та  $\bar{d}_s$  близько діапазону їх оптимуму можна домогтися необхідних параметрів моменту і потужності без значного зниження ККД не збільшуючи радіальних розмірів проточної частини. Наприклад, при постійних зовнішньому діаметрі робочого колеса і частоті обертання можна збільшити потужність розширювальної машини в 5 разів при зниженні ККД всього на 5%, збільшивши значення діаметра каналу проточної частини  $d_k$  і діаметра сопла  $d_c$ .

Аналіз отриманих результатів (рисунки 2.19-2.21) показує, що впливаючі параметри і діапазони їх зміни були обрані правильно, отриманий оптимум для цільової функції (ККД).

Для визначення оптимуму ККД та збільшення кількості точок (для уточнення рівняння регресії) було окремо досліджено для двопотокової проточної частини вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом вплив на ККД проточної частини кута нахилу сопла  $\alpha_{ns}$  (кута входу потоку газу, витікаючого з сопла на лопатки робочого колеса) в залежності від відносного діаметра сопла  $\bar{d}_s$  і приведеної колової швидкості  $\bar{U}$  при оптимальному значенні відносного діаметра проточної частини  $\bar{d}_{ph} = 0.06$ .

Основні результати досліджень представлені на рис. 2.22, 2.23.

З рис. 2.22 видно, що:

- максимальне значення ККД при  $\alpha_{ns} = 20$  град,  $\bar{d}_s = 0.35$ ,  $\bar{U} = 0.2$  дорівнює 54% (рис. 2.22 б);

- в дослідженому діапазоні кутів  $\alpha_{ns} = 10 \dots 60^\circ$  вплив кута  $\alpha_{ns}$  на ККД більшою мірою проявляється при великих значеннях приведеної колової швидкості  $\bar{U}$ ;

- при малих значеннях відносного діаметра сопла  $\bar{d}_s$  (рис. 2.22а) зміна кута нахилу сопла  $\alpha_{ns}$  мало впливає на ККД проточної частини; при цьому оптимальні значення кута нахилу сопла  $\alpha_{ns}$  становить  $20 \dots 30^\circ$ ;

- при збільшенні відносного діаметра сопла  $\bar{d}_s$  (рис. 2.22в) оптимальні значення кута нахилу сопла  $\alpha_{ns}$  збільшуються до  $30 \dots 50^\circ$ .

Значення кутів атаки при вході в проточну частину, що відповідають значенням максимального ізоентропного ККД, змінюються в досить широкому діапазоні ( $-5 \dots 20^\circ$ ), залежать, в першу чергу, від відносного діаметра сопла  $\bar{d}_s$  та зменшуються зі збільшенням  $\bar{d}_s$  (рис. 2.23). Ширина діапазону пояснюється специфічною для вихрових машин властивістю зміни кута атаки по довжині проточної частини внаслідок зміни колової складової швидкості.



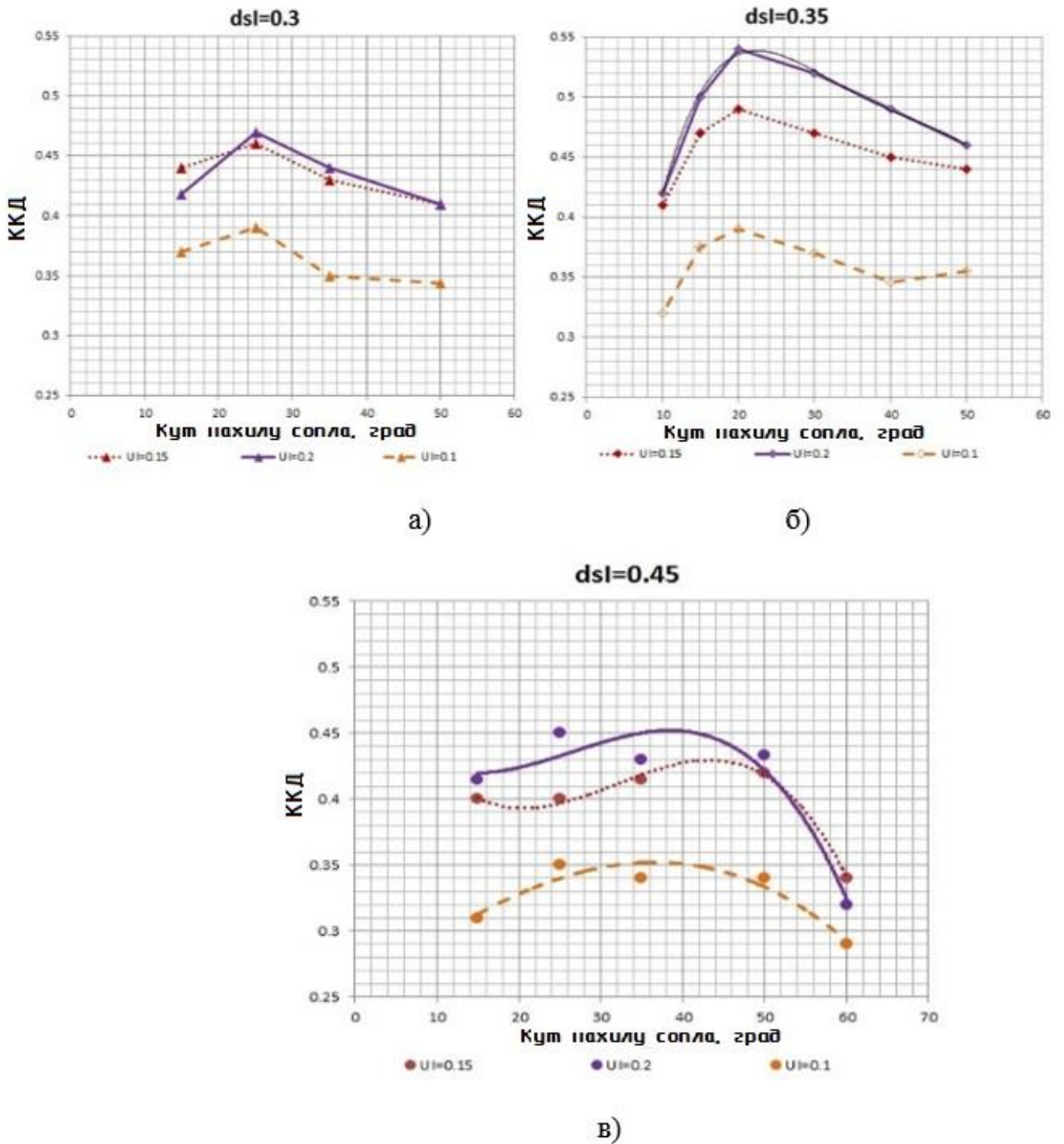


Рисунок 2.22 – Вплив кута нахилу сопла на ККД вихрової розширювальної машини.

Приведена колова швидкість  $\bar{U}$  практично не впливає при певному постійному значенні  $\bar{d}_s$  на оптимальне значення кута атаки (рис.2.23).

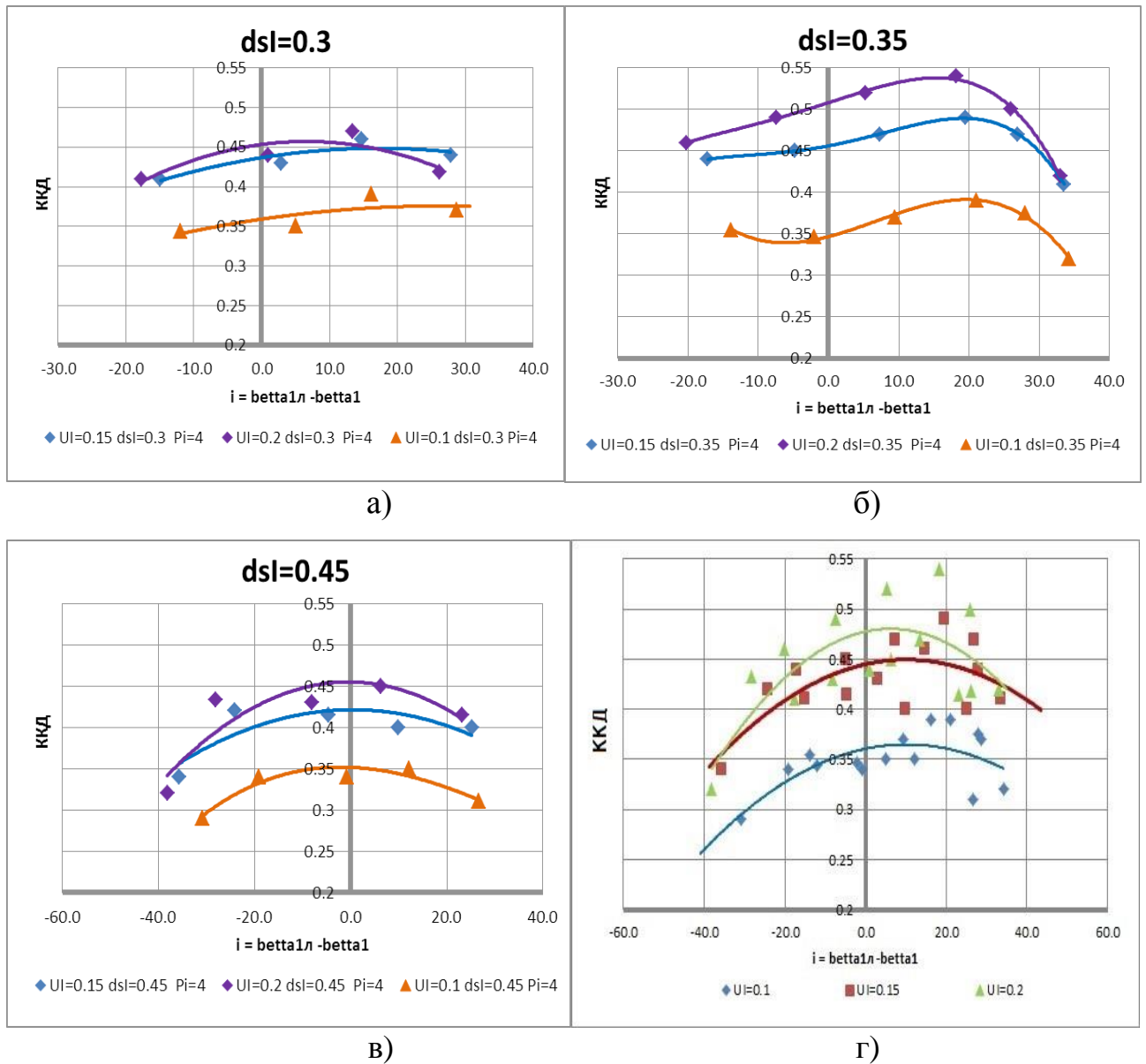


Рисунок 2.23– Вплив кута атаки на ККД вихрової розширювальної машини.

На рисунках 2.24-2.30 наведені деякі результати досліджень для чотирьох співвідношень досліджуваних параметрів. Ці співвідношення в таблиці 2.3 відповідають номерам протчних частин 5, 7, 12, 23. На рисунках 2.24-2.26 показано зміна тиску (рис. 2.24) і повної температури (рис. 2.25, 2.26) по довжині робочого каналу в окружному напрямку. На рисунках 2.27-2.30 представлені результати візуалізації течії газу в протчній частині машини для цих протчних частин.

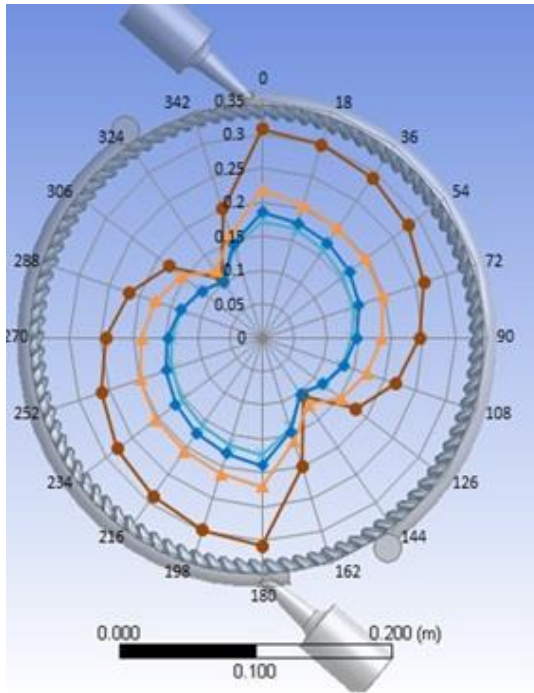


Рис.2.24 – Розподіл статичного тиску по довжині робочого каналу проточної частини.

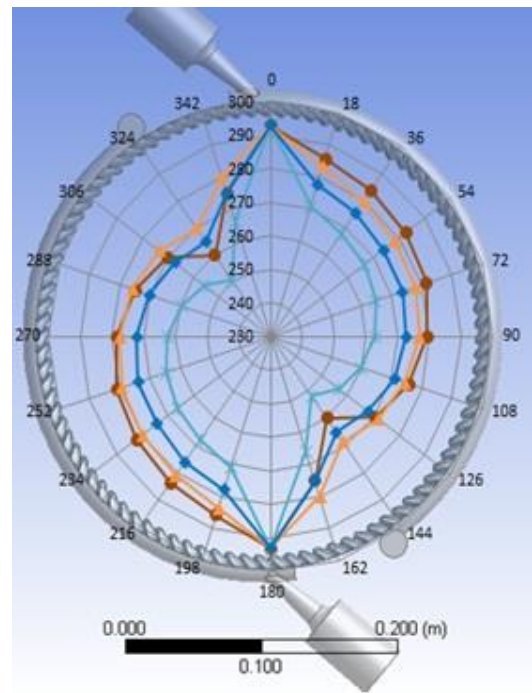


Рис.2.25 – Розподіл повної температури по довжині робочого каналу проточної частини.

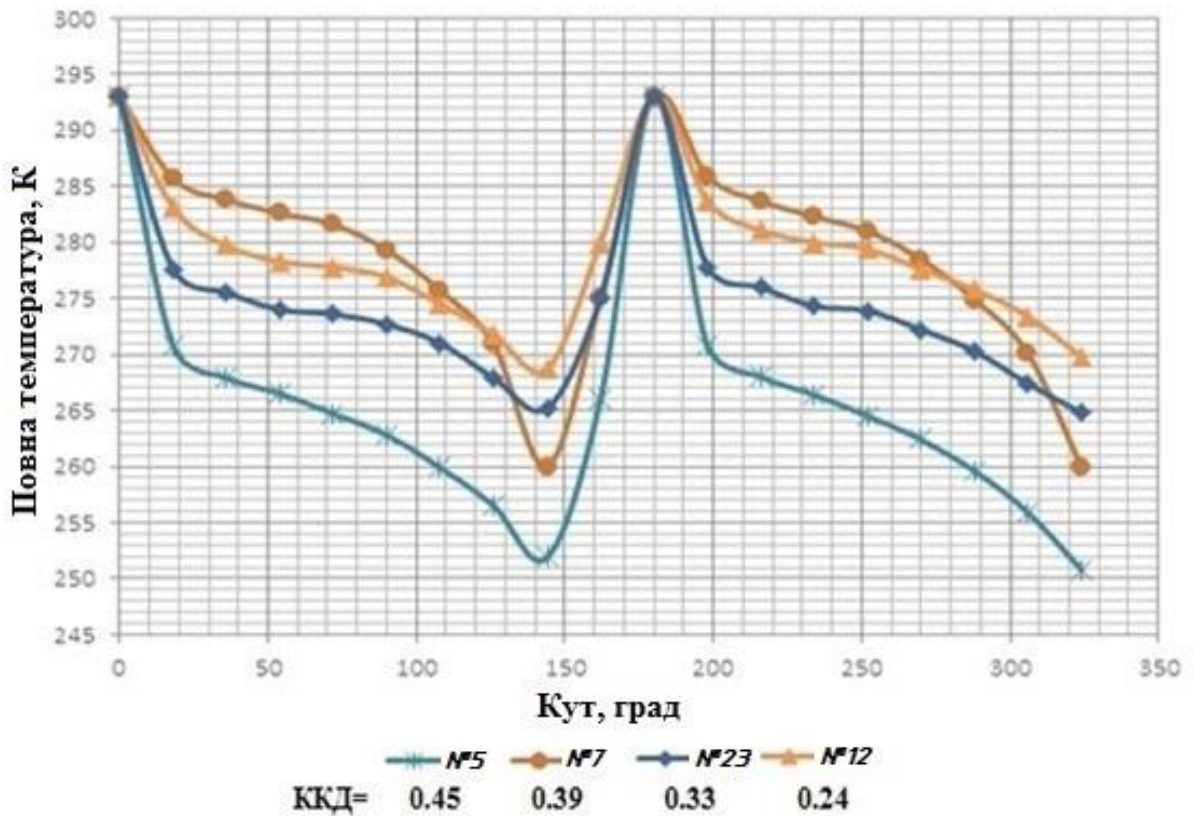


Рис.2.26– Графіки розподілу повної температури по довжині робочого каналу двупоточної проточної частини.

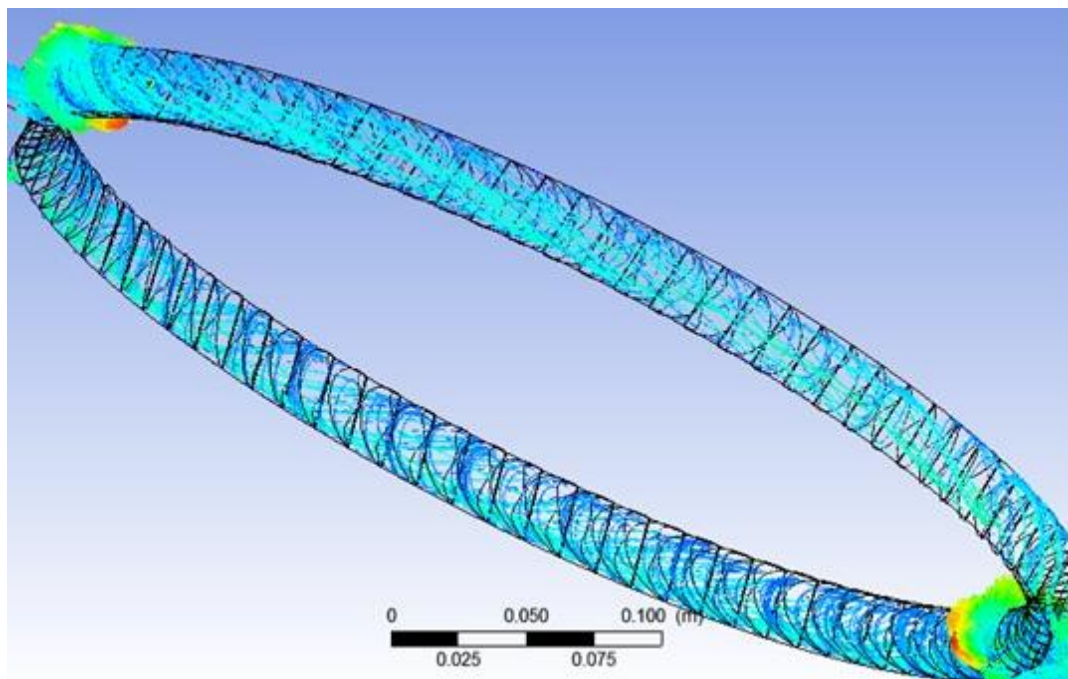


Рис.2.27 - Візуалізація течії в проточній частині №5 вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом, ККД = 45%.

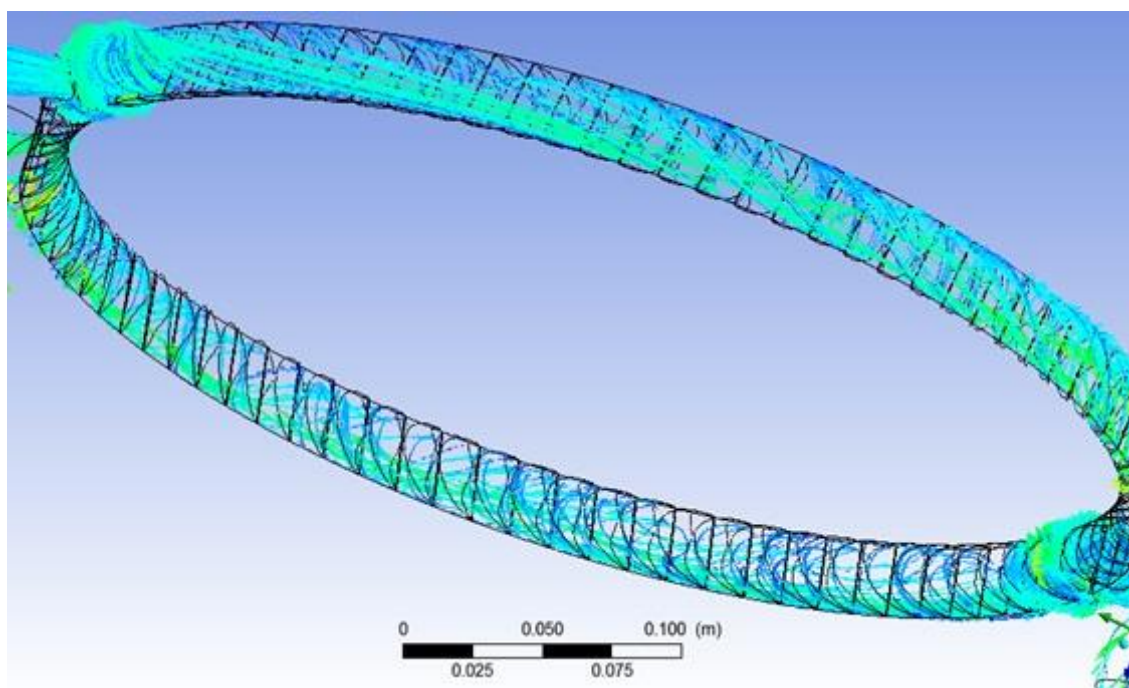


Рис.2.28 - Візуалізація течії в проточній частині №7 вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом, ККД = 39%.

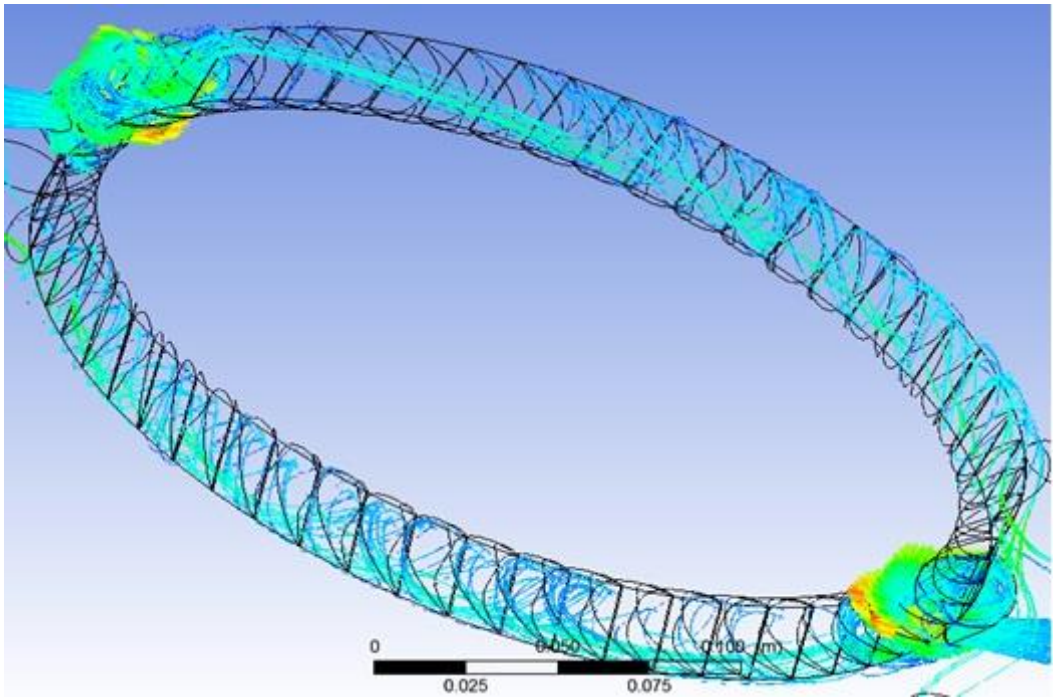


Рис.2.29 - Візуалізація течії в проточній частині №23 вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом, ККД = 33%.

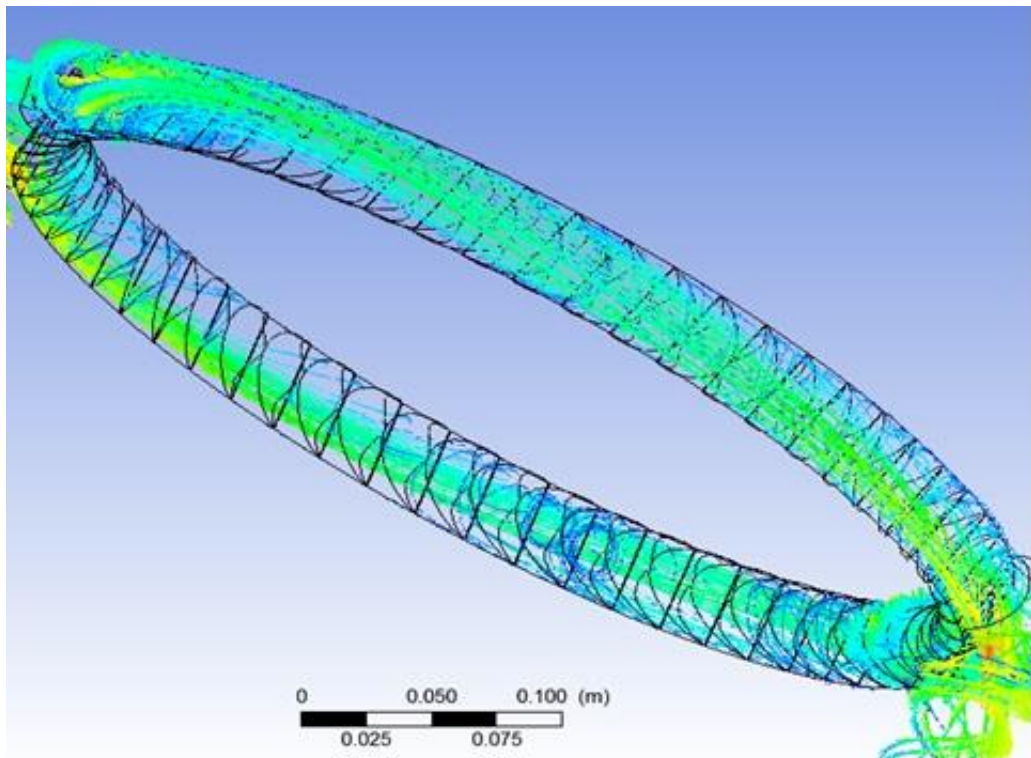


Рис.2.30 - Візуалізація течії в проточній частині №12 вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом, ККД = 24%.

За візуалізацією течії видно, що на ділянках проточної частини, де добре організовано поздовжньо вихрова течія відбувається ефективна передача енергії від потоку газу до лопаток робочого колеса, тобто перетворення енергії потоку в роботу на валу (на графіках рисунку 2.26 - це ділянки, на яких повна температура стрімко зменшується). На частинах графіків з більш пологими ділянками потік взаємодіє з великими втратами через зміну умов натікання на лопатки.

Так, на рис. 2.26 (проточна частина №7) видно, що на початковій ділянці відбувається стрімке зменшення повної температури, що відповідає добре вираженому вихровому руху на цій ділянці (див. рис. 2.28). Після 30 град вихор розкручується і графік зміни повної температури на ділянці 30-90 град менш пологий. На вихідній ділянці 90-140 град вихрова взаємодія знову поліпшується. Подібна картина течії спостерігається і для проточних частин №23 (рис. 2.29) і №12 (рис. 2.30), але змінюється довжина початкової і вихідної ділянок і структура вихрового руху газу. Так, для проточної частини №12, з найменшим значенням ККД (найменше зниження повної температури від входу до виходу на рис. 2.26), після декількох витків вихор розкручується і практично відсутній до короткої вихідної ділянки (рис.2.30). Поздовжньо-вихрова течія в проточній частині №5 зберігається від входу до виходу на протязі всього робочого каналу (рис. 2.27), і для цього режиму маємо найбільше зниження повної температури (рис. 2.26) і високий ККД (табл. 2.3).

Використовуючи результати аналізу проведених досліджень (за допомогою віртуального стенду) проточних частин була спроектована проточна частина вихрової розширювальної машини потужністю 10 кВт для АГРС на робоче середовище - природний газ. Для цієї вдосконаленої проточної частини були отримані розмірні і безрозмірні характеристики, основні геометричні та режимні параметри для номінального режиму, представлені в таблиці 2.4. ККД цієї проточної частини склав 48% (на робочому режимі), що на 18% більше в порівнянні з відомими аналогами. Візуалізація течії в удосконаленій проточній частині (рис. 2.31) показує дуже якісно сформовану поздовжньо-вихрову течію по всій довжині проточної частини. На базі цієї проточної частини

запропоновано конструкцію турбогенератору в герметичному виконанні з розташуванням робочого колеса безпосередньо на валу генератора (рис. 2.32).

Таблиця 2.4 - Геометричні і газодинамічні параметри для вдосконаленої проточної частини вихрової розширювальної машини (рис. 2 31).

Приведена колова швидкість	Зовнішній діаметр робочого колеса	Діаметр меридіального перерізу проточної частини	Діаметр сопла	Кут нахилу сопла	ККД	Потужність на валу	Частота обертання ротору	Відношення тисків
UI	D, м	dph, м	ds, м	alfa_ns, град	ККД	N, кВт	n, об/хв	Пт
0.16	0.360	0.022	0.008	35	0.48	10	3000	2

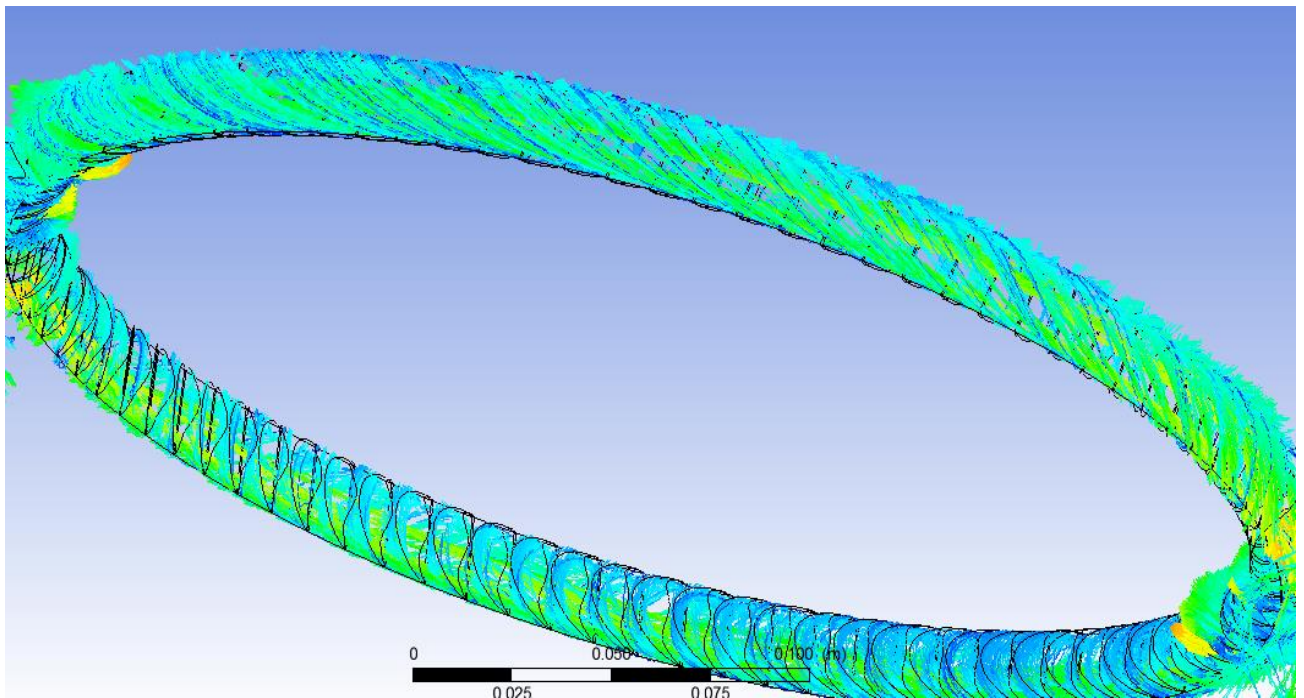


Рисунок 2.31 - Візуалізація течії в удосконаленій проточній частині вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом, ККД = 48%.



Рисунок 2.32 - – Конструкція турбогенератора на базі вихрової розширювальної турбомашини.



## 2.6 Порівняльний аналіз результатів оптимізаційних досліджень проточних частин з різною кількістю потоків

За методикою, описаною вище, були проведені оптимізаційні дослідження з точки зору ККД геометричних і газодинамічних співвідношень також для одно- і трьохпотокової проточної частини вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом.

В результаті проведених досліджень отримані оптимальні значення впливових факторів у досліджених діапазонах і рівняння регресії для одно-, дво- і трьохпотокової проточної частини вихрової розширювальної машини (рис. 2.33).

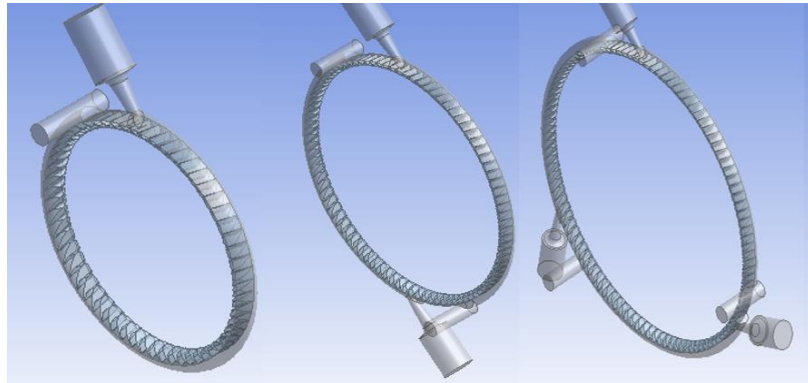


Рисунок 2.33 – Моделі одно, дво- і трьохпотокової проточної частини ВРМ з зовнішнім периферійним каналом.

На рисунках 2.34-2.36 для порівняння представлені карти ліній рівня (поверхонь відгуку) для вихідного параметра (адіабатного ККД) одно-, дво- і трьохпотокової проточної частини відповідно.

На основі отриманих результатів можуть бути рекомендовані певні співвідношення геометричних і газодинамічних параметрів, що забезпечують відносно високий рівень ККД вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом в діапазоні зміни  $\Pi\tau = 1.2-6$  для:

- однопотокової схеми:  $\bar{U} = 0.12 \dots 0.18$ ,  $\bar{d}_{ph} = 0.08 \dots 0.10$ ,  $\bar{d}_s = 0.28 \dots 0.38$ ,  $\alpha_{ns} = 25 \dots 50$  град;

- двопотокової схеми:  $\bar{U} = 0.15 \dots 0.19$ ,  $\bar{d}_{ph} = 0.05 \dots 0.07$ ,  $\bar{d}_s = 0.28 \dots 0.38$ ,  $\alpha_{ns} = 25 \dots 50$  град;

- трьохпотокової схеми:  $\bar{U} = 0.18 \dots 0.22$ ,  $\bar{d}_{ph} = 0.02 \dots 0.04$ ,  $\bar{d}_s = 0.28 \dots 0.38$ ,  $\alpha_{ns} = 25 \dots 50$  град.

На основі отриманих результатів визначено узагальнені для трьох схем проточних частин співвідношення геометричних і газодинамічних параметрів, що забезпечують відносно високий рівень ККД вихривий машини із зовнішнім периферійним каналом в діапазоні відношення тисків  $P_t = 2-6$ :  $\bar{U} = 0.12 \dots 0.2$ ,  $\bar{d}_s = 0.28 \dots 0.38$ ,  $\alpha_{ns} = 25 \dots 50$  град.

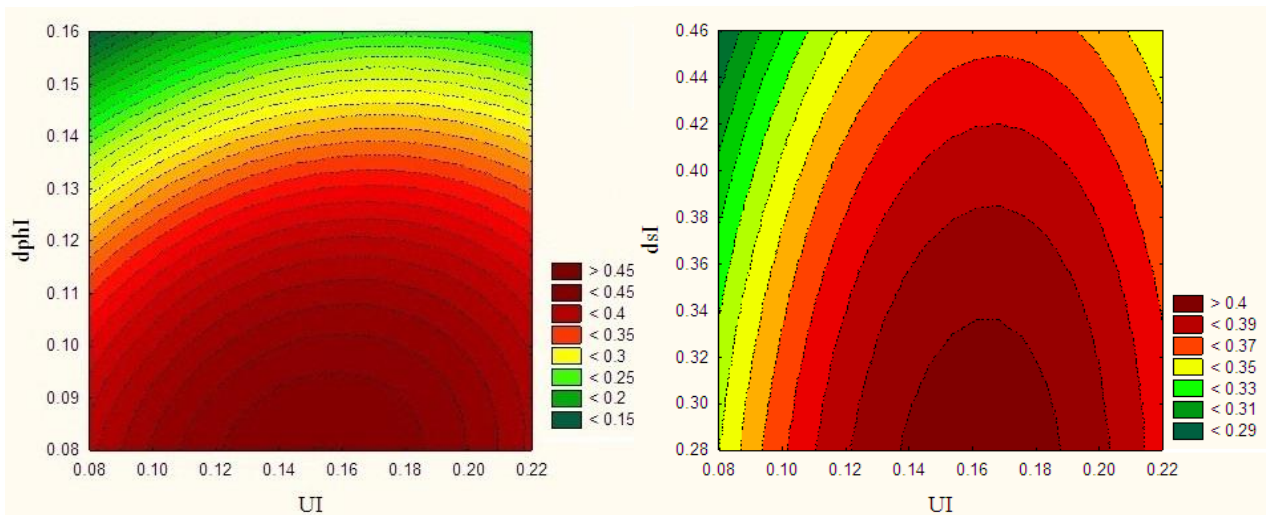


Рисунок 2.34 - Карти ліній рівня (поверхонь відгуку) для вихідного параметра eff - Адіабатний ККД для однопотокової проточної частини.

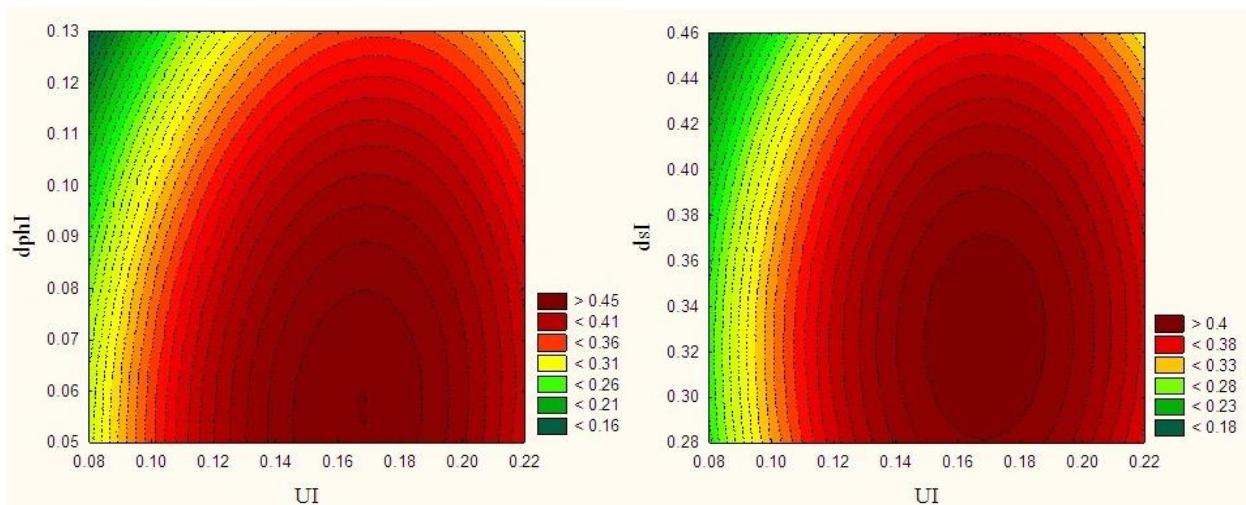


Рисунок 2.35 - Карти ліній рівня (поверхонь відгуку) для вихідного параметра eff - Адіабатний ККД для двопотокової проточної частини.

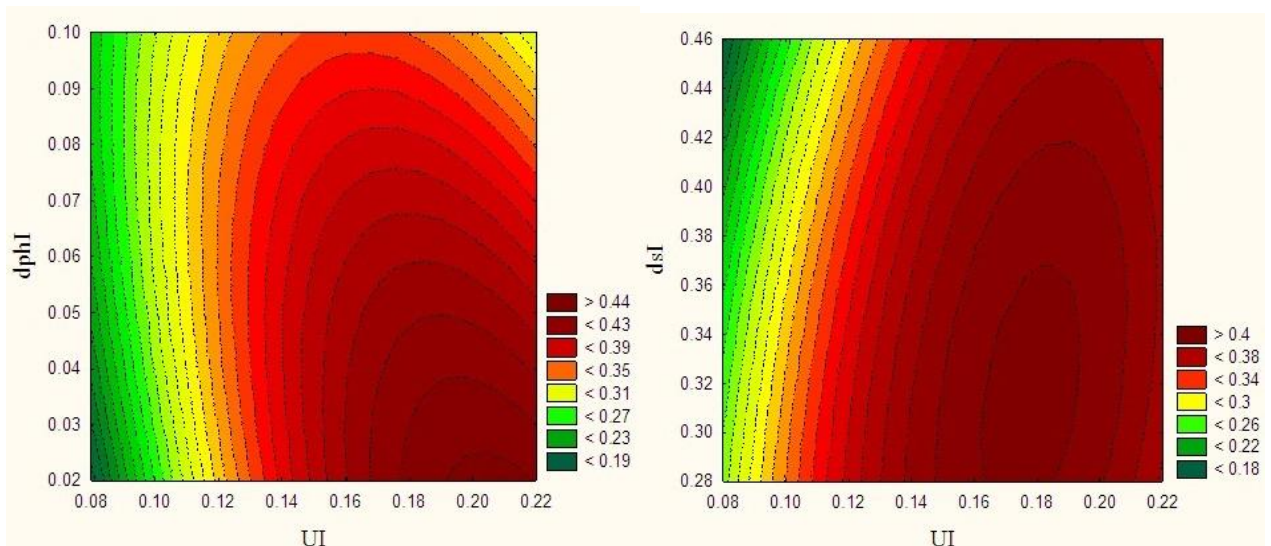


Рисунок 2.36 - Карти ліній рівня (поверхонь відгуку) для вихідного параметра  $\text{eff}$  - Адіабатний ККД для трьохпотокової проточної частини.

За параметром  $\overline{d_{ph}}$  оптимальні значення для однопотокової схеми знаходяться біля значення  $\overline{d_{ph}} = 0.09$ , для двопотокової схеми -  $\overline{d_{ph}} = 0.06$ , для трьохпотокової схеми -  $\overline{d_{ph}} = 0.03$ . Параметр  $\overline{d_{ph}}$  для однопотокової схеми - це відношення довжини кола меридіонального перерізу проточної частини до її довжині в окружному напрямку:

$$\overline{d_{ph}} = \frac{\pi \cdot d_k}{\pi \cdot D} = \frac{d_k}{D};$$

Для багатопотокових схем доцільно вести параметр, що характеризує відносну довжину проточної частини в окружному напрямку для одного потоку  $\overline{L_p}$ , який визначається за формулою:

$$\overline{L_p} = \frac{L_p}{l_{ph}} = \frac{\pi \cdot D}{i \cdot \pi \cdot d_k} = \frac{D}{i \cdot d_k} = \frac{1}{i \cdot \overline{d_{ph}}};$$

де  $L_p$  – довжина проточної частини в окружному напрямку для одного потоку, м;  $l_{ph}$  – довжина кола меридіонального перерізу проточної частини, м;  $i$  – кількість потоків.

Оптимальні значення параметра  $\overline{L_p}$  для трьох схем проточних частин вихрової машини із зовнішнім периферійним каналом знаходяться біля значення  $\overline{L_p} = 10$  ( $\overline{L_p} = 8 \dots 11$ ).

Як видно з рисунків 2.34-2.36 вихрові ступені мають відносно широкий по діапазону параметрів район оптимуму. Це дозволяє регулюванням параметрами  $\overline{d_{ph}}$  і  $\overline{d_s}$  близько діапазону їх оптимуму домогтися необхідної потужності без значного зниження ККД, не збільшуючи радіальних розмірів проточної частини. Для досягнення необхідної потужності пневмоагрегату при оптимальних параметрах  $\overline{d_{ph}}$  і  $\overline{d_s}$  можна, використовуючи наведені вище одноканальні багатопотокові схеми, отримати багатоканальну проточну частину рис 1.1. Так можна створити параметричний ряд вихрових пневмоагрегатів для діапазону потужностей до 500 кВт.

## Висновки до розділу 2

Для підвищення рівня ККД та для отримання методики розрахунку багатопотокової вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом, були проведені оптимізаційні дослідження, за результатами яких можна зробити наступні висновки:

1) Розроблено параметричну модель і методику чисельного дослідження багатопотокової вихрової розширювальної машини в програмному комплексі ANSYS, що дозволяє досліджувати вплив геометричних і газодинамічних параметрів на її ефективність і характеристики.

Виділено найбільш впливові фактори та визначено діапазони їх зміни.

Сплановані (з застосуванням теорії планування експерименту) і проведені обчислювальні експерименти, за результатами яких виконана багатокритеріальна оптимізація, яка дозволила знайти геометричні параметри проточних частин і їх співвідношення, що забезпечують максимальний адиабатний (ізоентропний) ККД. В результаті обробки даних оптимізаційних досліджень отримані рівняння регресії.

2) Показано, що поздовжньо-вихрова течія є базовою при передачі енергії від робочого тіла лопаткам робочого колеса і чим краще організована ця течія, тим вище ККД машини.

3) Спроектowana двопоточна проточна частина вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом з розрахунковим ККД 48% і отримані її безрозмірні і розмірні характеристики. Оптимальні значення ККД вихрової двухпотокової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом вдалося підвищити більш ніж на 15% (з рівня менше 30% до рівня більш 45%). Збільшення ККД отримано без ускладнення конструкції (без застосування статорних напрямних лопаток, без зміни площі робочого каналу від входу до виходу тощо), але за рахунок організації поздовжньо-вихрового руху на всій довжині робочого каналу проточної частини шляхом оптимального вибору геометричних параметрів проточної частини.

4) Для характеристики багатопотокових схем додатково введено безрозмірний параметр  $\bar{L}_p$ , який пов'язує довжину проточної частини в окружному напрямку для одного потоку з довжиною кола меридіонального перерізу. Отримано узагальнені оптимальні значення параметрів для одно-, дво- і трьохпотокової схеми вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом в діапазоні відношення тисків  $\Pi_T = 1.2-6$ :  $\bar{U} = 0.12 \dots 0.2$ ,  $\bar{d}_s = 0.28 \dots 0.38$ ,  $\alpha_{ns} = 25 \dots 50$  град,  $\bar{L}_p = 8 \dots 11$

5) У порівнянні з трьохпотоковою двопотокова схема має більш просту конструкцію і менші оптимальні значення наведеної окружної швидкості.

Для утилізаційних пневмоагрегатів (детандерних установок) малої потужності застосування двопотокової схеми найбільш доцільно, так як при такій схемі вдається врівноважити радіальні сили більш простою і компактною конструкцією.

## РОЗДІЛ 3

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИХРОВИХ РОЗШИРЮВАЛЬНИХ МАШИН ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИВ, СТВОРЮВАНИХ НА ЇХ ОСНОВІ

#### 3.1 Завдання випробувань

Основні завдання випробувань:

- отримання достовірних характеристик вихрової розширювальної машини;
- визначення впливу режимних і геометричних параметрів на економічність і характеристики вихрової розширювальної машини на номінальному і змінних режимах;
- отримання коефіцієнтів для уточнення методик розрахунку вихрової розширювальної машини.

#### 3.2 Опис стенду

На кафедрі технічної теплофізики Сумського державного університету створений стенд, який дозволяє проводити випробування експериментальних і дослідних зразків турбогенераторів на основі різних розширювальних машин та різних типів електрогенераторів потужністю до 15 кВт.

Принципова схема стенду показана на рис. 3.1, складальне креслення стенду – на рис. 3.2, фото стенду - на рис. 3.3.

Основними складовими стенду є:

- джерело стиснутого повітря (компресор);
- турбогенератор (поз. 1, рис. 3.2), який складається з вихрової розширювальної машини і електрогенератора;







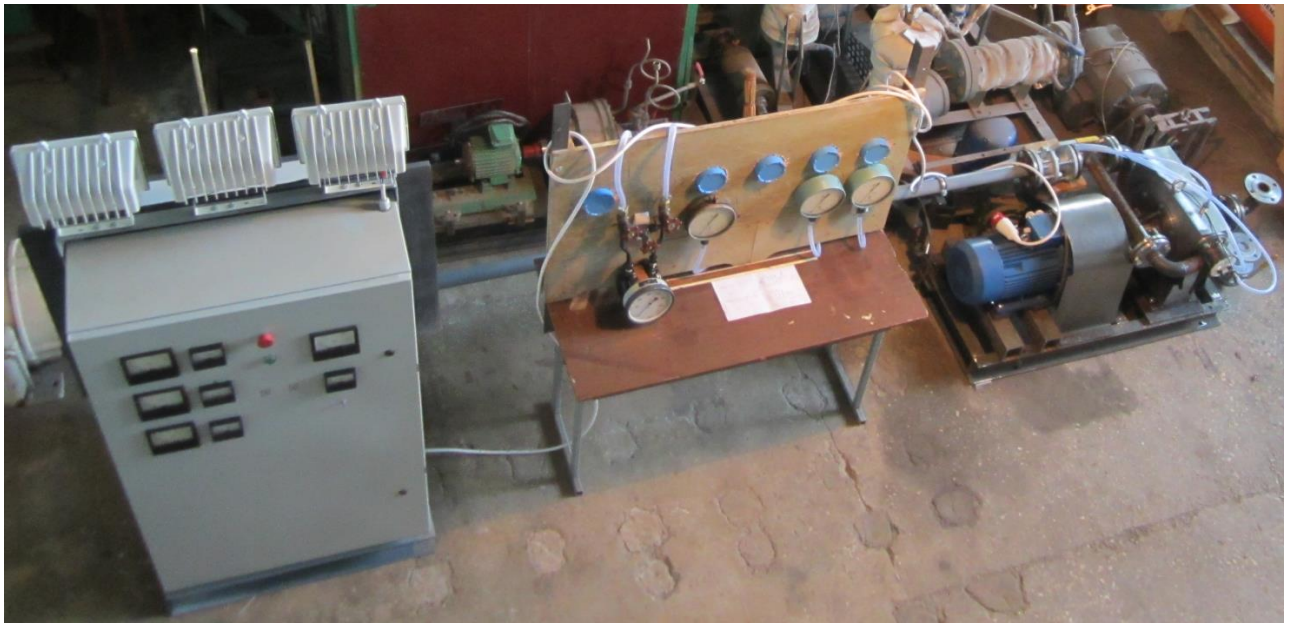


Рисунок 3.3 – Фото стану

– система силового підключення, контролю та регулювання електроенергії, що виробляється (поз. 2, рис. 3.2),

– система вимірювання витрати робочого тіла (поз. 23, рис. 3.2), частоти обертання ротора, крутного моменту на валу, тисків і температур на вході і виході розширювальної машини (поз. 13, рис. 3.2);

– трубопровідна обв'язка стану (поз. 4-9, рис. 3.2), а також арматура запирання і регулювання тиску газу (поз. 24, рис. 3.2);

– інформаційно-вимірювальна система (ІВС) для вимірювання витрати робочого тіла, крутного моменту на валу, частоти обертання ротора, тисків і температур на вході і виході розширювальної машини (див. підрозділ 3.3, рис. 3.9-3.10).

На основі результатів обчислювального експерименту (див. розділ 2) для проведення фізичного експерименту було спроектовано та виготовлено вихрову розширювальну машину з двухпотоковою проточною частиною із зовнішнім периферійним каналом з розрахунковим ККД 48% (рис 3.4) та турбогенератор на її основі потужністю 10 кВт (рис 3.5).

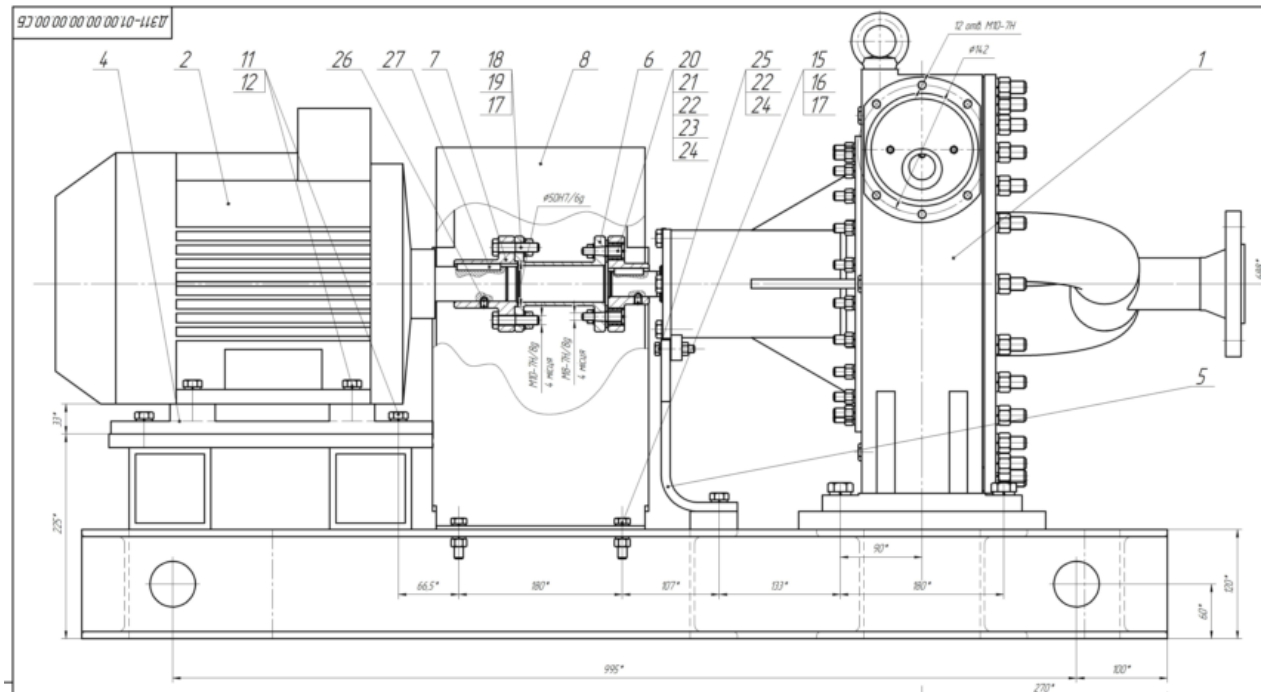
Вихрова розширювальна машина призначена для отримання механічної енергії на валу шляхом перетворення енергії надлишкового тиску повітря при його розширенні в проточній частині машини. Турбогенератор на базі вихрової розширювальної машини призначений для вироблення електроенергії шляхом перетворення механічної енергії на валу в електроенергію.

У даній роботі конструкція вихрової розширювальної машини виконана в окремому корпусі (рис. 3.4, 3.5). Робоче колесо розташоване консольно на валу розширювальної машини для зручності зміни геометричних параметрів та імітації роботи при установці безпосередньо на вал генератора. Вал генератора і розширювальної машини з'єднуються муфтою. Така конструкція стенду і турбогенератора дозволяє легко приєднувати до розширювальної машини різні моделі та типи електрогенераторів, як синхронного так і асинхронного принципу дії, для відпрацювання та дослідження турбогенераторів та, при необхідності, вимірювати момент і потужність безпосередньо на валу розширювальної машини.

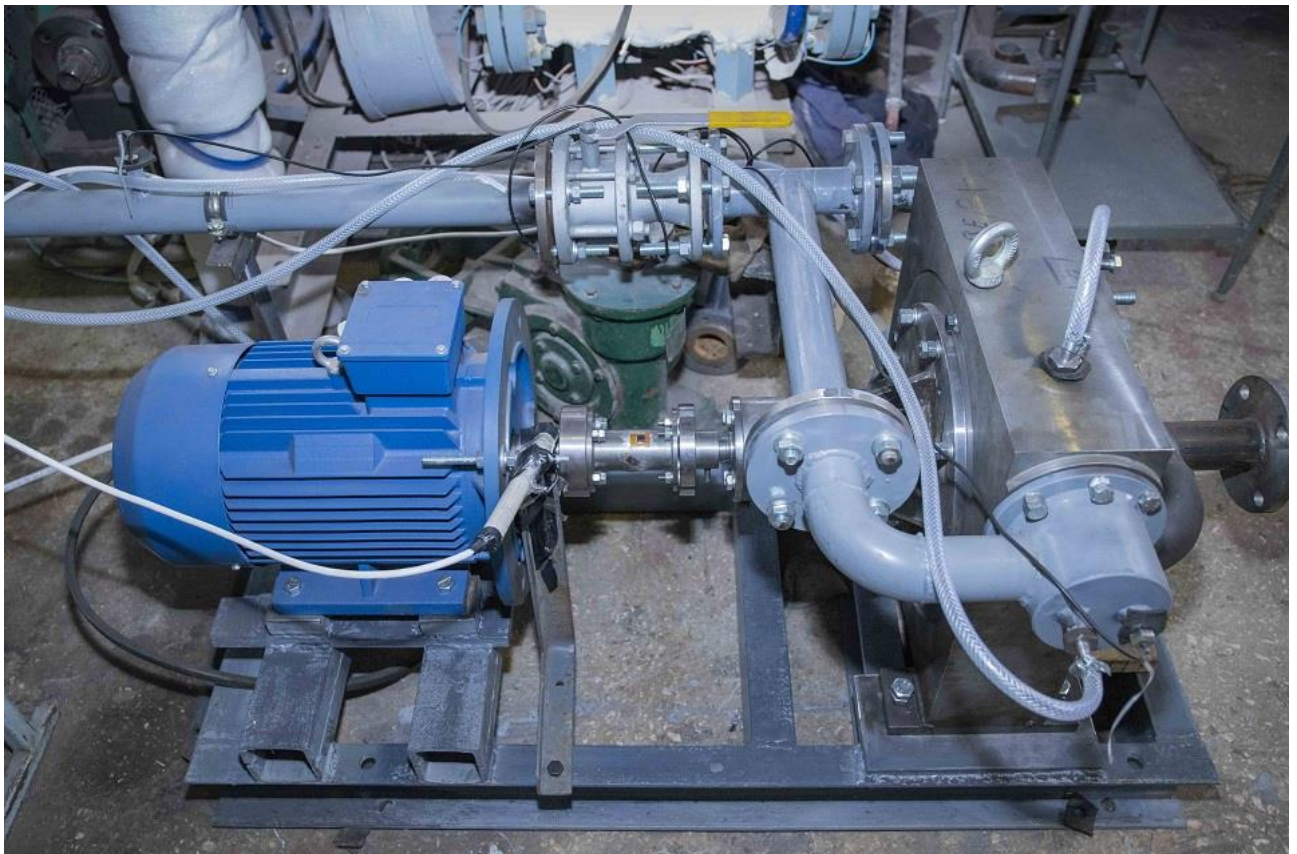
Конструкція вихрової розширювальної машини дозволяє регулювання (рис. 3.4):

а) кута входу потоку газу, що витікає з сопла, на лопатки робочого колеса (кута між віссю сопла і дотичній до зовнішнього діаметру робочого колеса);





а)



б)

Рисунок 3.5 – Турбогенератор на основі вихрової розширювальної машини (а - складальне креслення, б) – фото).

б) діаметра сопла, що дозволяє змінювати витрату і швидкості на виході з сопла, а також - відношення площі сопла до площі меридіонального перерізу проточної частини, за рахунок чого можливе підкручення потоку на вхідній ділянці проточної частини (рис. 3.4, 3.5);

в) діаметра і типу меридіонального перерізу проточної частини, що дозволяє змінювати і досліджувати вплив відношення діаметра меридіонального перерізу проточної частини до зовнішнього діаметра робочого колеса, а також типу меридіонального перерізу проточної частини на ефективність машини.

Конструкція стенду дозволяє регулювання тиску газу на вході та виході ВРМ, а також частоти обертання та моменту на валу розширювальної машини для визначення оптимальних, з точки зору гідравлічного ККД, значень наведеної колової швидкості та інших параметрів і характеристик ВРМ.

Елементи системи силового підключення, контролю та регулювання електроенергії, що виробляється, змонтовані в шафі та на рамі окремим модулем стенду (рис. 3.6).



Рисунок 3.6 – Система силового підключення, контролю та регулювання електроенергії, що виробляється.

В цьому модулі стенду реалізовані дві схеми електричного навантаження (рис.3.7, 3.8) та можливість перемикання з однієї схеми на іншу. Функціональна схема електричного навантаження турбогенератора з синхронним генератором показана на рис. 3.7, а з асинхронним генератором на рис. 3.8.

У вихровій розширювальній турбомашині енергія надлишкового тиску стиснутого газу перетворюється в механічну енергію на валу машини. В синхронному генераторі механічна енергія перетворюється в електричну енергію постійного струму. За допомогою блока керування і системи контролю вихідної напруги синхронного генератора, а також системи керування вихідними параметрами турбогенератора маємо на виході генератора струм необхідних параметрів. Автономний інвертор напруги перетворює постійну напругу в змінну напругу необхідного значення і форми. В системі передбачені навантаження постійного струму і навантаження змінного струму.

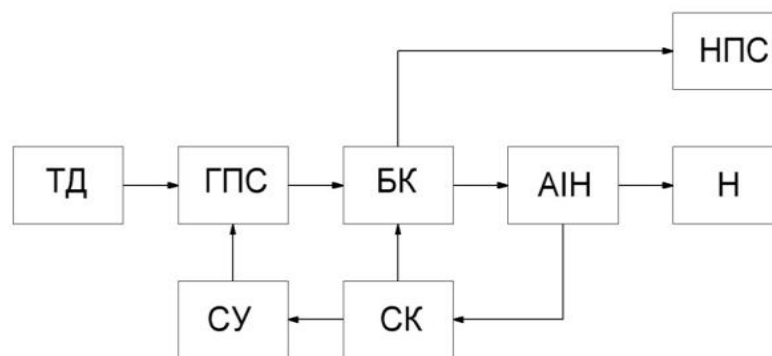


Рисунок 3.7 – Функціональна схема електричного навантаження турбогенератора з синхронним електрогенератором: ТД – турбодетандер (вихрова розширювальна машина); ГПС – генератор постійного струму (синхронний генератор); БК – блок керування ГПС; СК – система керування вихідними параметрами турбогенератора; СУ – система контролю вихідної напруги ГПС; АІН – автономний інвертор напруги; НПС – навантаження постійного струму; Н – навантаження змінного струму.

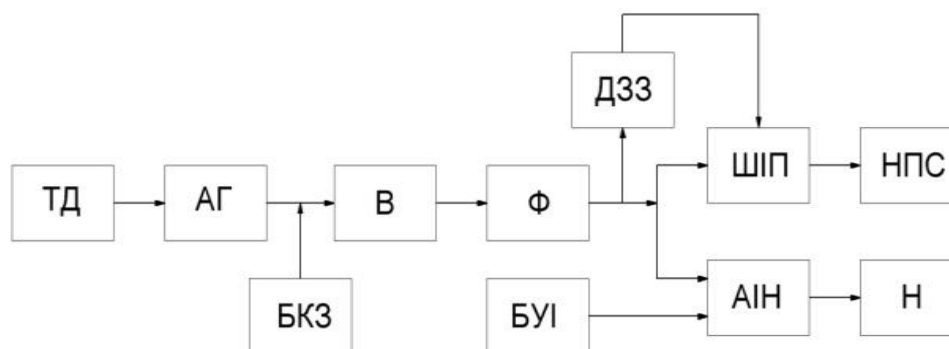


Рисунок 3.8 – Функціональна схема електричного навантаження турбогенератора з асинхронним електрогенератором: ТД – турбодетандер (вихрова розширювальна турбомашина); АГ – асинхронний електрогенератор; БКЗ – блок самозбудження; В – випрямляч; Ф – ємнісний фільтр; ШПІ – широтно-імпульсний перетворювач; ДЗЗ – датчик зворотного зв'язку по напрузі; БУІ – блок управління інвертором; АІН – автономний інвертор напруги; НПС – навантаження постійного струму; Н – навантаження змінного струму.

У порівнянні з попередньою схемою (рис. 3.7), при наявності в системі асинхронної електричної машини (рис. 3.8) для роботи її в генераторному режимі, необхідно мати блок самозбудження, що забезпечує самозбудження АГ при відсутності додаткових джерел електроживлення, а також стійкий режим роботи АГ (на основі блока конденсаторів). В систему входить також блок випрямлячів, що перетворює трифазну змінну напругу в постійну і ємнісний фільтр, що згладжує пульсації випрямленої напруги. Широтно-імпульсний перетворювач автоматично регулює навантаження АГ, підтримуючи стабільність випрямленої напруги за допомогою датчика зворотного зв'язку по напрузі.

Для живлення мікроконтролерів та датчиків системи силового підключення, контролю та регулювання електроенергії використовується акумулятор з зарядним пристроєм та трансформатор напруги. Для реєстрації та контролю напруги та сили струму, що протікає, в різних частинах схем застосовуються амперметри та вольтметри змінного або постійного струму

(рис. 3.6). В якості навантаження використовуються галогенові прожектори потужністю до 1 кВт кожен (рис. 3.6) та повітряні ТЕНи потужністю до 2 кВт.

Розроблена система силового підключення, контролю та регулювання електроенергії, що виробляється, дозволяє підтримувати задану (необхідну) вихідну напругу та потужність при фіксованій частоті змінного струму різних типів та моделей електрогенераторів.

### 3.3 Інформаційно-вимірювальна система стенду

Для отримання вимірювальної інформації про параметри вихрової розширювальної турбомашини, її перетворення і обробки у складі стенду створена інформаційно-вимірювальна система (ІВС) (рис. 3.9), яка дозволяє:

- забезпечувати контроль стану обладнання (для візуального контролю стану обладнання в складі ІВС є мнемосхема (рис. 3.10), яка в реальному масштабі часу реєструє та відображає поточні параметри елементів стенду в процесі випробувань);
- здійснювати реєстрацію інформації і обробку даних вимірювань, що надходять від датчиків в процесі випробувань і роботи ІВС, за допомогою спеціального програмного забезпечення;
- забезпечувати надійне зберігання отриманої інформації;
- представляти результати вимірювань в табличному і графічному вигляді;
- реєструвати швидкозмінні процеси, що виникають при знятті характеристик.

Для забезпечення вказаних вище можливостей стенд оснащений датчиками для виміру статичних тисків, температур, частоти обертання і крутного моменту. ІВС має 5 каналів тиску, оснащених датчиками типу “Сапфир-22” для перетворення тиску в електричний сигнал 4-20 мА, що подається в перетворювач аналогових сигналів в цифровий, який обробляється комп'ютером (рис. 3.9).





Рисунок 3.9 – Зовнішній вигляд елементів ІВС.

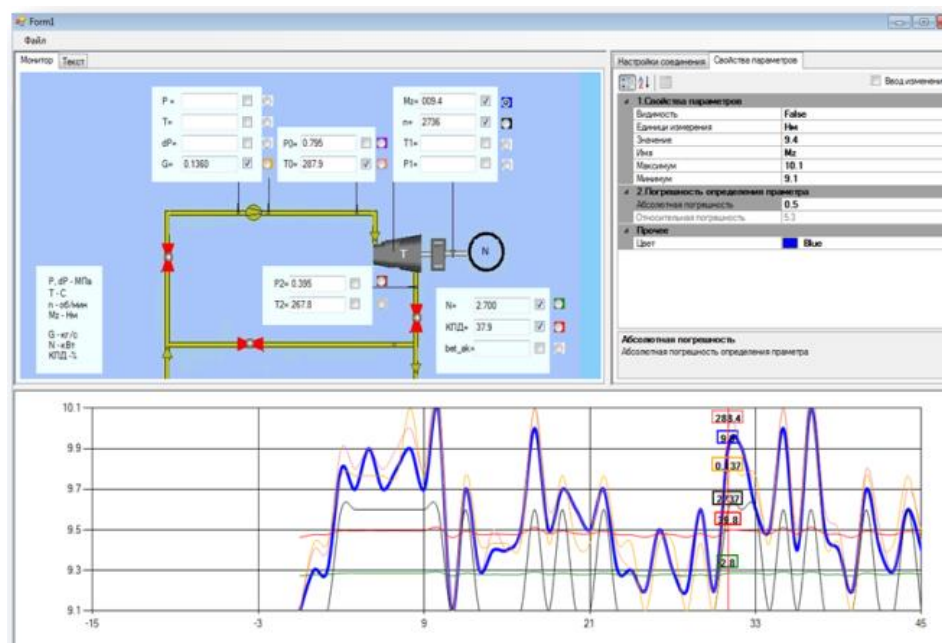


Рисунок.3.10 – Інтерфейс програмного забезпечення.

Є також до 10 температурних каналів для реєстрації температури повітря уздовж повітряного тракту стенду та температури корпусних деталей. Максимальний розмір чутливого елемента датчика температури DS18B20 не перевищує 5 мм.

У створеній ІВС передбачений канал вимірювання частоти обертання ротора, і канал вимірювання крутного моменту. Для визначення і реєстрації

значення крутного моменту створений прилад, який складається з торсіона і розміщених в ньому тензорезисторів, мікропроцесорів, wi-fi передавача і акумулятора. Прилад дозволяє передавати показання бездротовим методом.

Обробка інформації може здійснюватися комп'ютером, який встановлюється як в операторній стенду, так і в щиті управління стендом. Робота ІВС здійснюється в реальному масштабі часу і після встановлення нового режиму роботи система дозволяє дуже швидко отримувати і обробляти інформацію про випробування (час обробки інформації, що знімається з одного каналу, менше 1 сек.).

### 3.3.1 Вимірювані параметри

В процесі випробувань вимірюються наступні параметри:

$p_{вх}$ ,  $p_c$ ,  $p_{вих}$  – тиск на вході до підводного сопла, тиск на виході із сопла, тиск на виході із розширювальної машини, відповідно, вимірюються за допомогою зразкових манометрів типу МО (клас точності 0,4) з верхньою межею шкали вимірювання  $10 \text{ кгс/см}^2$  (ГОСТ 6521-72) і датчиків тиску (рис. 3.9);

$t_{вх}$ ,  $t_{вих}$  – температура на вході в розширювальну машину і температура у вихідному патрубку, відповідно, вимірюються цифровим датчиком температури DS18B20 (див. нижче рис. 3.12). Параметри точності такого вимірювання достатньо високі – похибка вихідної напруги мікросхеми, откаліброваної при температурі  $+25^\circ\text{C}$ , в межі всього робочого діапазона температур  $45\dots+125^\circ\text{C}$  складає менше  $0,5^\circ\text{C}$ ;

$n$  – частота обертання ротора ВРМ, вимірюється частотоміром, який здатний визначити частоту обертання ротора з точністю до  $1 \text{ об/хв}$ ;

$M_{кр}$  – крутний момент на валу ВРМ вимірюється за допомогою спеціально розробленого пристрою (тензометричної муфти);

$m$  – масова витрата повітря на вході в ВРМ, визначається за допомогою стандартної камерної діафрагми і диференціального манометра (рис. 3.1, 3.2, 3.3);

Нижче, у таблиці 3.1, надані характеристики засобів вимірювання.

Таблиця 3.1 – Перелік вимірюваних параметрів, контрольно-вимірювальних пристроїв і апаратури

Найменування параметрів, розмірність і діапазон вимірювання	Позначення	Найменування датчиків і приладів	Тип, ГОСТ	Клас точності, похибка	Кількість
1 Тиск газу перед звужувальним пристроєм, кгс/см <sup>2</sup>	р <sub>д.вх</sub>	Манометр зразковий МО, 0-10 кгс/см <sup>2</sup>	ГОСТ 6521-72	Кл.0,4	1
		Датчик тиску «Сапфир 22-ДИ»	ТУ 25-2472.0049-89	±0,5%	1
2 Перепад тиску на звужувальному пристрої, кПа	Δр <sub>д</sub>	Манометр диференціальний, 0-63 кПа	ТУ 25-7310.0063-87	Кл.1,5	1
4 Температура газу перед звужувальним пристроєм, °С	Т <sub>д</sub>	Цифровий датчик від – 55 до +125 °С	Тип DS18B20	±0,2°С	1
5 Тиск газу на вході ВТГ, кгс/см <sup>2</sup>	р <sub>вх</sub>	Манометр зразковий МО, 0-10 кгс/см <sup>2</sup>	ГОСТ 6521-72	Кл.0,4	1
		Датчик тиску «Сапфир 22-ДИ»	ТУ 25-2472.0049-89	±0,5%	1
6 Температура газу на вході ВРМ, °С	Т <sub>вх</sub>	Цифровий датчик від – 55 до +125 °С	Тип DS18B20	±0,2°С	1
7 Тиск газу на виході із сопла, кгс/см <sup>2</sup>	р <sub>с</sub>	Манометр зразковий МО, 0-10 кгс/см <sup>2</sup>	ГОСТ 6521-72	Кл.0,4	1
		Датчик тиску «Сапфир 22-ДИ»	ТУ 25-2472.0049-89	±0,5%	1
8 Тиск газу на виході ВРМ, кгс/см <sup>2</sup>	р <sub>вих</sub>	Манометр зразковий МО, 0-10 кгс/см <sup>2</sup>	ГОСТ 6521-72	Кл.0,4	1
		Датчик тиску «Сапфир 22-ДИ»	ТУ 25-2472.0049-89	±0,5%	1
9 Температура газу на виході ВРМ, °С	Т <sub>вих</sub>	Цифровий давач від – 55 до +125 °С	Тип DS18B20	±0,2°С	1
10 Число обертів ротора ВРМ, об/хв	n	Частотомір	-	±0,5%	1
11 Крутний момент	M <sub>кр</sub>	ТМ100	-	±0,25Нм	1

### 3.3.2 Цифровий прилад для вимірювання тиску

Перетворювачі типу “Сапфир-22” використовуються для безперервного перетворювання вимірюваного розрядження, надлишкового, абсолютного, гідростатичного тиску, а також різниці тисків нейтральних і агресивних середовищ в уніфіковані пропорційні електричні сигнали 4-20 мА.

Перетворювач тиску Сапфир 22-ДИ складається з вимірювального блоку і електронного приладу. Перетворювачі різних параметрів мають уніфікований електронний пристрій і відмінні тільки в конструкції вимірювального блоку. Робоче тіло (в даному випадку повітря) подається в камеру вимірювального блоку і лінійно перетворюється в деформацію чутливого елемента і зміну електричного опору тензорезисторів тензоперетворювача, який розміщується в вимірювальному блоці. Електронний пристрій перетворювача перетворює цю зміну опору в вихідний сигнал 4-20 мА. Чутливим елементом тензоперетворювача є пластина із монокристалічного сапфіра з кремнієвими плівковими тензорезисторами міцно з'єднана з металевою мембраною тензоперетворювача. Зовнішній вид і розміри перетворювача тиску, який використовується при дослідах, наведений на рис. 3.11.

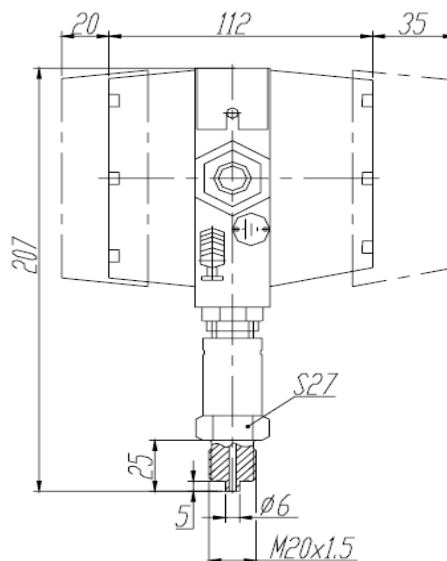


Рисунок 3. 11 – Перетворювач тиску Сапфир 22-ДИ.

### 3.3.3 Цифровий прилад для вимірювання температури

Для вимірювання температур використовуються зонди з чутливим елементом DS18B20, схема конструкції яких представлена на рисунку 3.12, а зовнішній вигляд – на рис. 3.13.

Давач DS18B20 (рис. 3.12, 3.13) виготовляється компанією DALLAS Semiconductor. Максимальний розмір чутливого елемента не перевищує 5 мм. Він представляє собою мікросхему з мікропроцесором. Цей прилад має велику точність вимірювання завдяки тому, що сигнал, який виникає у чутливому елементі, одразу ж перетворюється у цифровий код та вже потім передається на вторинний прилад без зайвих втрат. Діапазон вимірюваних температур  $-55$ – $+125$  °C, ціна поділки  $0,1$  °C.

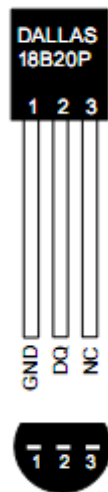


Рисунок 3.12. - Принципова  
схема зонду

Принцип дії цифрових датчиків температури фірми DALLAS заснований на підрахунку кількості імпульсів, що виробляються генератором з низьким температурним коефіцієнтом у часовому інтервалі, який формується генератором з великим температурним коефіцієнтом. Лічильник ініціюється значенням, яке відповідає  $-55$ °C (мінімальній вимірюваній температурі). Якщо лічильник досягає нуля перед тим, як закінчується часовий інтервал (значить, що температура більша за  $-55$ °C), тоді регістр температури, який також ініціалізований значенням  $-55$ °C, інкрементується. Одночасно лічильник перевстановлюється новим значенням, яке задається схемою формування нахилу характеристики. Ця схема потрібна для компенсації параболічної залежності частот генераторів від температури.. Схема формування нахилу завантажує лічильник значеннями, які відповідають кількості імпульсів генератора на один градус Цельсія для кожного конкретного

значення температури. По закінченню процесу перетворення регістр температури буде вміщати значення температури. Для DS18B20 температура представлена у вигляді 12-бітного значення у додатковому коді. Можливо зменшити кодування сигналу до 9 біт, що вплине на збільшення кількості приєднаних датчиків з одночасним збільшенням коефіцієнта дискретності сигналу температури з  $0,0125^{\circ}\text{C}$  до  $0,5^{\circ}\text{C}$ . Це призведе до зменшення чутливості вимірювання температури та до збільшення похибки її вимірювання. Зчитувані значення вимірюваної температури, а також передача команди початку перетворення та інших команд виконується за допомогою 1-провідного інтерфейсу (1-Wire™).



Рисунок 3.13. - Зовнішній вигляд зондів для вимірювання температур

#### 3.3.4 Цифровий прилад для вимірювання частоти обертання ротора вихрової розширювальної машини

Для вимірювання частоти обертання ротора ВРМ використовувався індуктивний датчик. Індукційні датчики виконують з постійним магнітом або електромагнітом пропустійного струму. Ці датчики на відміну від індуктивних, трансформаторних і магнітопружних датчиків відносять до розряду генераторних, тому що при впливі вхідної величини вони генерують електричну

енергію. В індуктивних датчиках використовується явище електромагнітної індукції - наведення електро рушійної сили в електричному контурі, в якому змінюється магнітний потік.

Конструктивна схема індукційного датчика представлена на рис. 3.14. Датчик складається з постійного магніту 1, магнітопроводу 2, серцевини 3, індукційної котушки 4 і корпусу. Датчик є безконтактним, бо датчик віддалений від вала 5, який обертається, на відстань монтажного зазору.

Конструктивні схеми пристрою для вимірювання числа обертів валу на основі індукційного датчика представлені на рис. 3.14, 3.15.

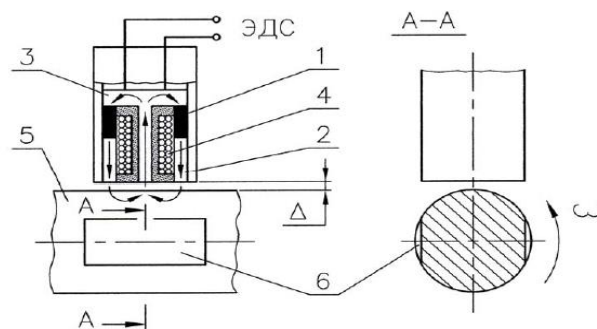


Рисунок 3.14. - Конструктивна схема індукційного датчика і пристрою для вимірювання частоти обертання валу

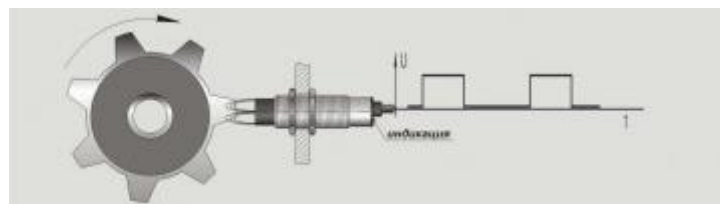


Рисунок 3. 15. - Схема роботи індукційного датчика для вимірювання частоти обертання валу

Магнітний потік передається від магнітопроводу через вал на серцевину магнітної системи датчика. На на поверхні валу є спеціальні лиски 6. Під час обертання валу лиски проходять через зону датчика і тим самим змінюють зазор між валом і магнітопроводом. Зміна зазору призводить до зміни магнітної провідності системи і, відповідно, до зміни магнітного потоку, який проходить

через серцевину датчика. На обмотках котушки в цей момент генерується електро рушійна сила у вигляді почергових імпульсів.

### 3.3.5 Цифровий прилад для вимірювання крутного моменту

Необхідність вимірювання потужності, переданої обертовим валом, привела до необхідності застосувань пристроїв для вимірювання крутного моменту на валу. Підвищення точності вимірювання ефективної потужності на валу дозволяє більш точно визначати ККД установок, покращує якість експерименту і тим самим дозволяє виявляти вплив малопомітних факторів на економічність силових установок. Особливого значення набуває вимірювання потужності на високошвидкісних установках, де в ряді випадків звичайні системи вимірювання або непридатні, або мають невисоку точність.

Пристрої, призначені для вимірювання крутного моменту, за принципом роботи можна розділити на чотири класи: балансірні динамометри, торсіонні прилади, трансмісійні динамометри і перетворювачі для вимірювання по вторинним параметрам [56]. Торсіонні динамометри є зазвичай безінерційними приладами і виконують тільки вимірювальну функцію, дозволяючи реєструвати як середні в часі, так і значення крутного моменту, які безперервно змінюються при роботі на будь-яких режимах [56].

На сьогоднішній день наявні на ринку електронні засоби вимірювання крутного моменту мають ряд суттєвих недоліків (рис. 3.16, 3.17):

- необхідність ускладнення конструкції випробувальних стендів або неможливість їх використання для наявних конструкцій установок;
- конструкції датчиків містять статорні елементи (рис. 3.16, 3.17);
- великі габарити системи вимірювання (рис. 3.16, 3.17);
- незручність візуального контролю та подання інформації;
- висока вартість.





Рисунок 3. 16 - Датчик крутного моменту TRC-10K

Торсіонні динамометри підрозділяються на тензометричні [57,59,60,61,64,65,66] і крутильні [14,58,62,63,67-72].

Робочий процес торсіонного крутильного динамометра, на відміну від торсіонного тензометричного динамометра, заснований на прямому чи непрямому вимірі кута скручування торсіонного вала. Цей кут, відповідно до закону Гука, пропорційний переданому крутному моменту [56].

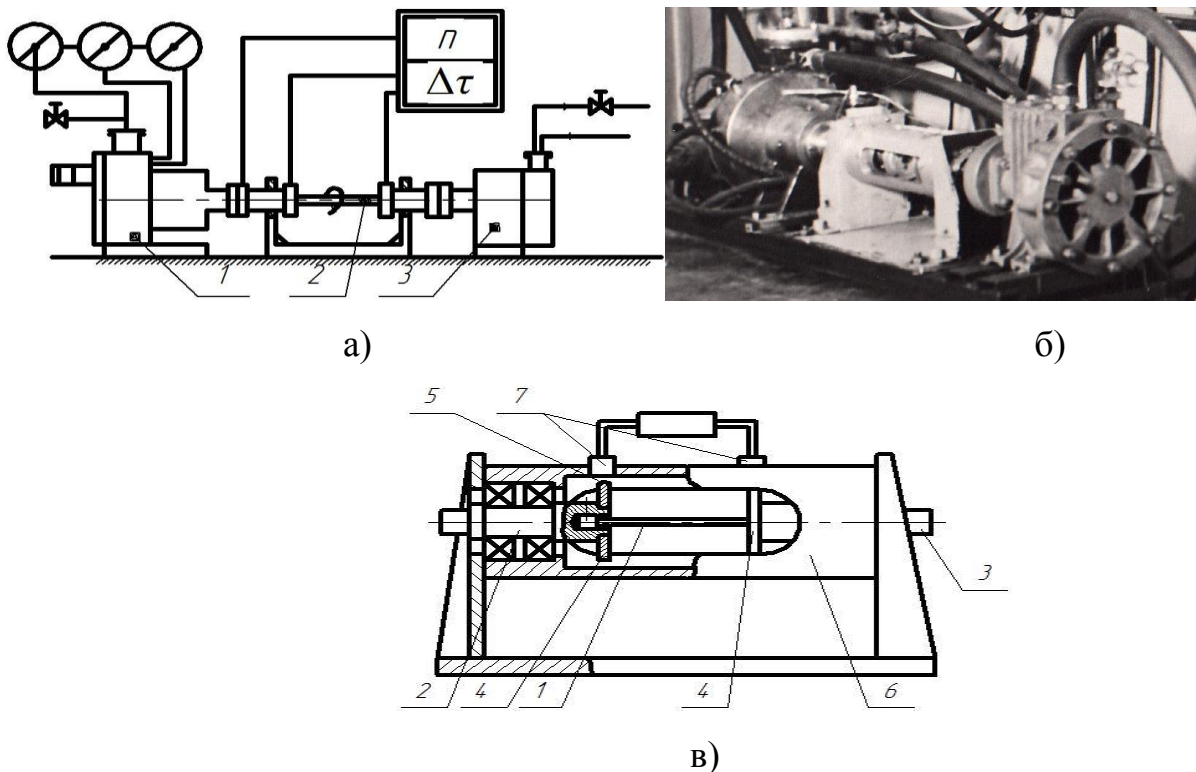


Рисунок 3. 17- Стенд для досліджень вихрових турбомашин з пристроєм вимірювання крутного моменту на валу (безконтактним торсійним крутильним динамометром) (а - схема стенду (1- ВРМ, 2- прилад вимірювання крутного моменту, 3 – вихровий компресор), б - фото стенду, в - пристрій вимірювання моменту)

Торсіонні крутильні динамометри були винайдені значно раніше тензометричних. Вони істотно поступаються тензометричним у розмірах і точності, однак мають просту конструкцію. Крутильні торсіонні динамометри поділяються на дві групи: контактні і безконтактні [56]. Останні мають меншу чутливість до вібрацій і велику стабільність показань, а також менш вимогливі до обслуговування. За принципом вимірювання величини кута скручування безконтактні торсіонні динамометри підрозділяються на тимчасові, фазові, нониусні, різницеві і фотоелектричні. В роботі [14] на стенді (рис. 3.17 а, б) крутний момент на валу вихрової розширювальної машини 1 вимірювався за допомогою безконтактного торсіонного крутильного динамометра 2, що працює за тимчасовим принципом. Навантаження на вал створювалася повітряним гальмом 3 (вихровим компресором).

Крутильний динамометр (рис 3.17 в) являє собою торсіонний вал 1 круглого перерізу, який одним кінцем закріплений в приводному валу 2 і вихідному валу 3. На валах 2 і 3 закріплені диски 4 на яких виконані мітки 5. Вали 2 і 3 встановлені на підшипниках в корпусі 6, в якому безпосередньо над дисками встановлені індуктивні датчики 7. Інтервал часу між сигналами з індуктивних датчиків вимірювався частотоміром ЧЗ-33. Цей інтервал часу пропорційний куту скручування торсіонного валу  $\psi$  і, відповідно, моменту на валу.

Крутний момент на валу визначався як функція кута скручування торсіонного валу, Н·м:

$$M = K_M \cdot (\psi - \psi');$$

де  $K_M$  - безрозмірний калібрувальний параметр динамометра;

$\psi$  - центральний кут між мітками на дисках торсіометра під навантаженням, град:

$$\psi = \omega \cdot \tau \cdot 10^{-3} = 6 \cdot n \cdot \tau \cdot 10^{-3},$$

де  $\omega = 6 \cdot n$  - кутова швидкість обертання, град/с;

$n$  - частота обертання, об/ хв;

$\tau$  - інтервал часу між сигналами датчиків при роботі під навантаженням, мсек;

$\psi'$  - центральний кут між мітками на дисках торсіометра на холостому ході (без навантаження моментом), град:

$$\psi' = \omega \cdot \tau' \cdot 10^{-3} = 6 \cdot n \cdot \tau' \cdot 10^{-3},$$

де  $\tau'$  – інтервал часу між сигналами датчиків при роботі на холостому ході, мсек.

При передачі крутного моменту торсіонний вал відчуває пружну деформацію і кут  $\psi$  змінює своє значення. Розглянута конструкція дозволяє вимірювати умовно-миттєві (за один оборот валу) значення крутного моменту.

Але у даній конструкції є недоліки такі як:

- конструкції датчиків містять статорні елементи, що призводить до ускладнення конструкції стенду (рис 3.17);
- великі габарити і складна конструкція системи вимірювання (рис 3.17);
- необхідно враховувати втрати потужності на тертя в підшипниках.

В даний час інтенсивно розвиваються тензометричні прилади, принцип дії яких ґрунтується на залежності між розтягненням провідника і його електричним опором. Завдяки тому, що постійно зменшується розмірами і поліпшується стабільність електроніки, можливо конструювати датчики зі збільшеною точністю і кращими динамічними характеристиками. Сучасні тензометричні прилади компактні, володіють найбільш високою точністю щодо інших типів динамометрів, призначених для вимірювання крутного моменту, а також можуть бути розміщені безпосередньо на обертовому валу, не вимагаючи установки допоміжних пристроїв між двигуном і навантаженням.

Вимірювання за допомогою тензорезисторів засноване на зміні його опору під зовнішніми впливами. В області механіки опір тензорезисторів змінюється за рахунок його деформації, яка виникає під впливом сили.

Відомо, що при крученні окремі елементи вала відчувають деформацію

чистого зсуву і напруга діє по ділянці, нахиленою під кутом  $45^\circ$  до осі вала. Тому тензорезистори розташовуються по гвинтовій лінії, що утворює з віссю вала кут  $45^\circ$ .

Для визначення і реєстрації значення крутного моменту розроблений прилад (тензометрична муфта), який складається з торсіона і розміщених в ньому тензорезисторів, підсилювача,  $w_i$  передавача і акумулятора.

Для реєстрації швидкозмінних процесів, обробки даних вимірювань, забезпечення надійного зберігання отриманої інформації, представлення результатів вимірювань в табличному і графічному вигляді було створено програмне забезпечення на мові програмування C# для операційної системи Windows (рис. 3.18). Використання власного програмного забезпечення дозволяє налаштовувати візуалізацію і зберігання даних в зручному для дослідника вигляді і дає можливість легко інтегрувати цю муфту в ІВС станду.

На основі перерахованих вище технічних засобів створена вимірювальна система для вимірювання крутного моменту на валу вихрової розширювальної машини, структурна схема якої показана на рис. 3.19.

Тензометрична муфта для вимірювання крутного моменту показана на рис. 3.20.

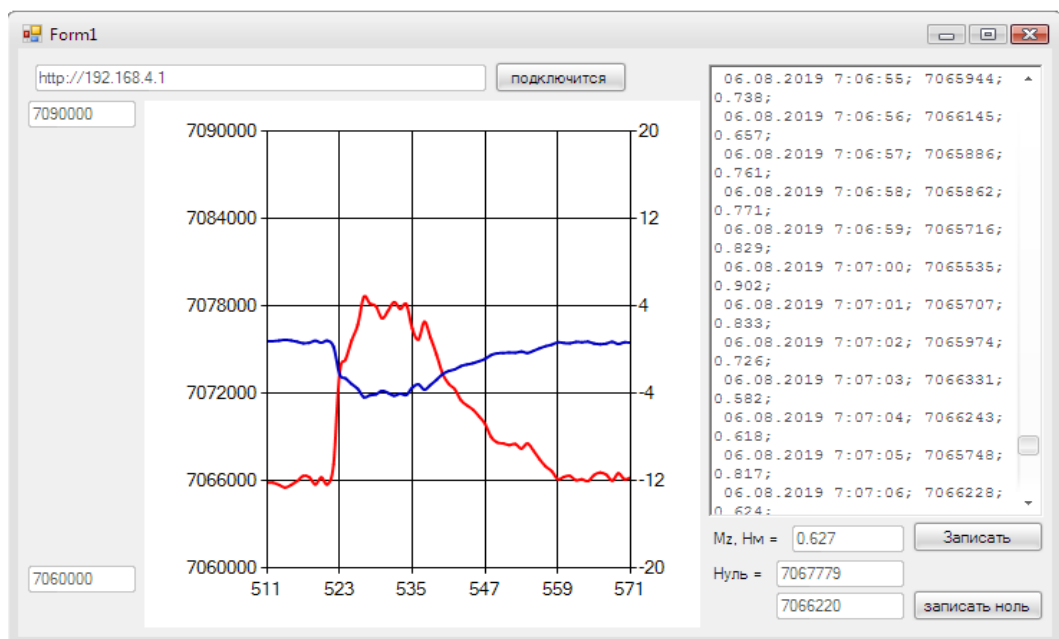


Рисунок 3. 18 - Інтерфейс програмного забезпечення



Рисунок 3.19 - Структурна схема вимірювальної системи для вимірювання крутного моменту



Рисунок 3.20 - тензометричні муфти для вимірювання крутного моменту

Відомо, що при вимірюванні крутного моменту вихідний сигнал (напруга) від тензорезисторів, підключених по повній мостовій схемі, є аналоговим з низьким значенням (в межах кількох мВ). Тому для реєстрації даного сигналу електронними приладами потрібно підсилювач (рис. 3.19), що збільшує напругу. Для посилення сигналу і перетворення аналогового сигналу в цифровий застосовується тензопідсилювач АЦП НХ711. В якості бездротової передачі сигналу від моста тензорезисторів використовується wi-fi модуль ESP8266 ESP-01.

Цифровий сигнал від АЦП НХ711 передається до передавача, після чого передається в навколишній простір до приймача (телефон або персональний комп'ютер ПК). Отриманий сигнал обробляється, реєструється і візуалізується створеним програмним забезпеченням. Живлення електричної схеми забезпечується літійовим акумулятором 18650 Li-Ion.

Дана схема в порівнянні з часто вживаними [57–60,64] дає ряд переваг:

зручність та простота в застосуванні; доступність ціни при хорошій якості передачі; немає необхідності виготовлення приймача, так як сучасні ПК дозволяють приймати wi-fi сигнал.

Встановлення електронних компонентів на осі обертання всередині муфти дозволяє уникнути виникнення значних відцентрових навантажень на елементи схеми при роботі при високих частотах обертання ротора турбомашини.

Масогабаритні характеристики муфти практично не відрізняються від характеристик стандартних муфт для передачі крутного моменту. Торсійний вал муфти має робочу довжину 100 мм, внутрішній діаметр 32 мм або 40 мм (рис. 3.20). Товщина стінки вибирається з урахуванням діапазону зміни крутного моменту і становить від 0.5 мм до 5 мм (і більше). Діапазон вимірювань моменту динамометра ТМ100 становить:  $M = -100 \dots 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $n = 100 \dots 10000 \text{ об/хв}$ ; гранично допустиме навантаження  $200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Було виконане калібрування (тарування) створеної тензометричної муфти ТМ100. Калібрування дозволяє не тільки встановити зв'язок між показами які реєструє система і значенням вимірюваної величини, але і перевірити роботу системи в діапазоні зміни вхідної величини.

Калібрування виконувалось у такий спосіб: на вхід вимірювальної системи подають заздалегідь відомі значення вимірюваної величини (крутний момент на валу), а на виході фіксують показники системи на ці дії. Крутний момент на валу створюється шляхом прикладання навантаження відомою вагою на мірній балці довжиною 1 м, жорстко з'єднаної з валом (рис. 3.21). Похибка вимірювання  $\pm 0,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

В результаті отримана залежність між крутним моментом і показами приладу (крива калібрування), а також рівняння цієї залежності. На рис. 3.22 представлено зміна крутного моменту, який реєстрував прилад, від часу у процесі калібрування, а на рис. 3.23 - крива калібрування.

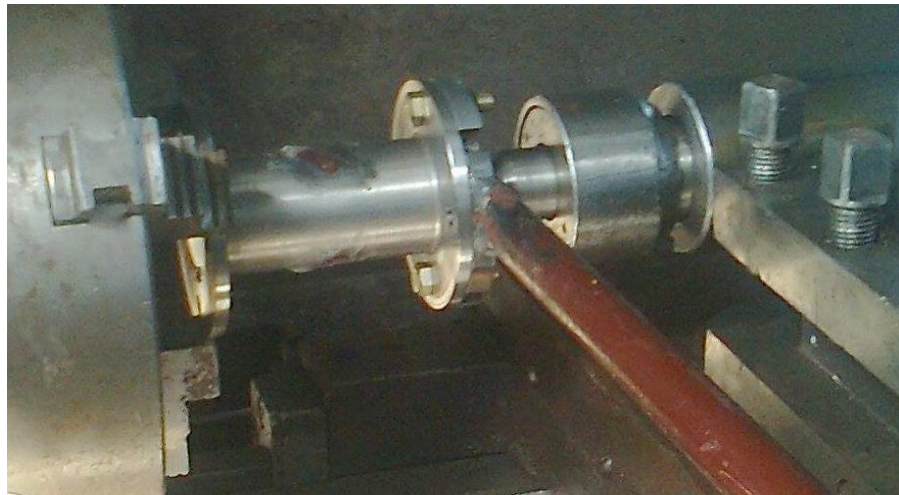


Рисунок 3.21– Калібрування приладу ТМ100 для вимірювання крутного моменту

Залежність показів приладу від крутного моменту визначається таким рівнянням:

$$M = a \cdot p + b$$

де  $p$  – покази приладу;

$a, b$  – коефіцієнти, які визначаються при калібруванні для кожної конструкції муфти (рис. 3.20).

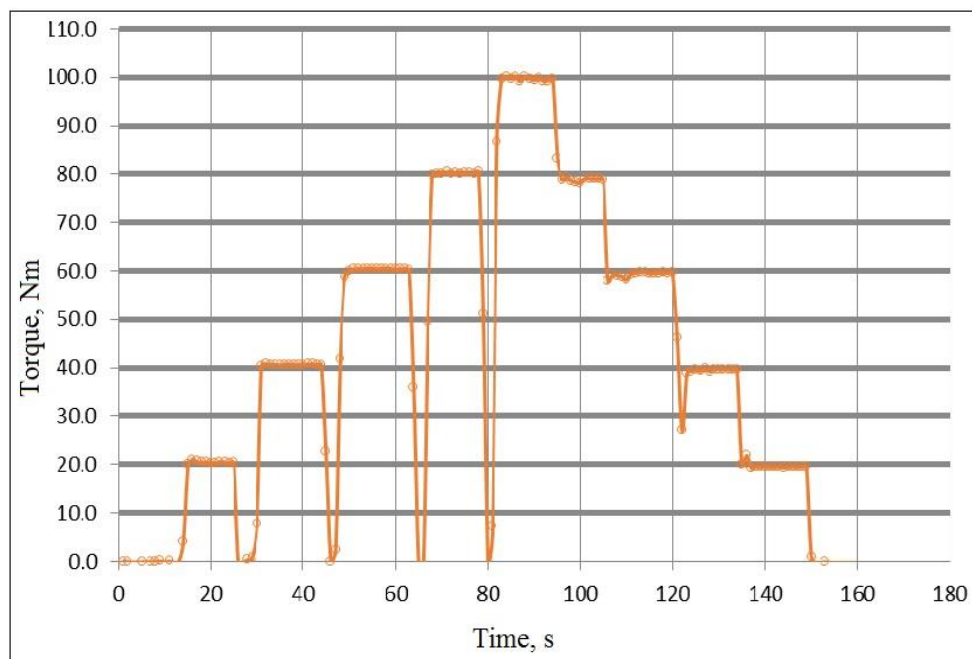


Рисунок 3.22 – Зміна крутного моменту від часу у процесі тарування

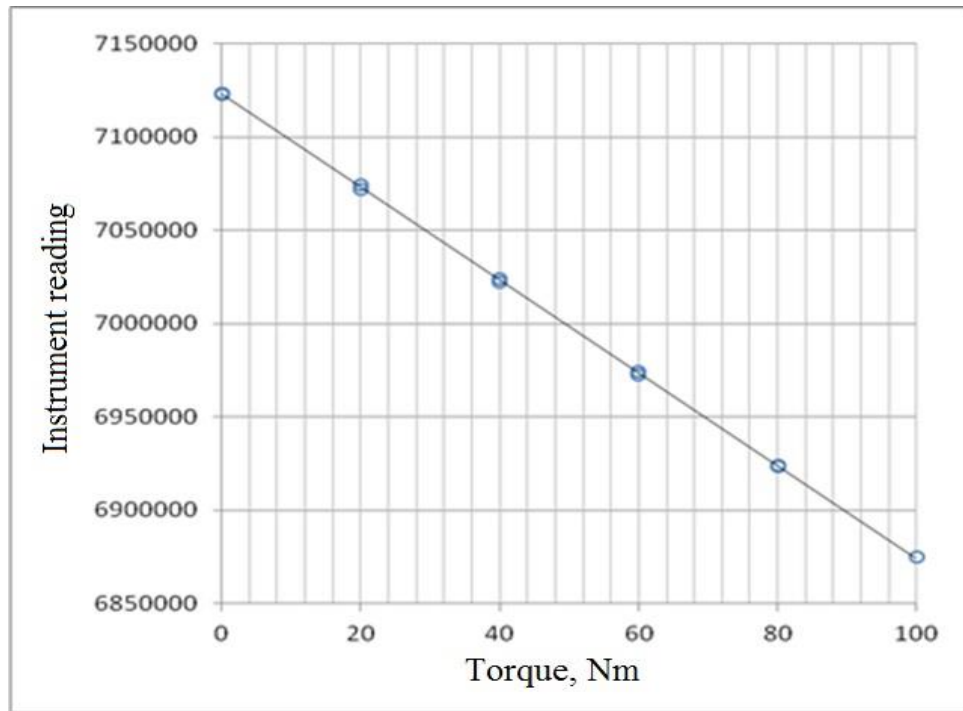


Рис. 3.23 –Крива калібрування

У таблиці 3.2 наведені основні технічні характеристики розробленої тензометричної муфти ТМ100 (рис. 3.20-3.22) і муфти TRC-10К (рис 3.16).

Таблиця 3.2 - Основні технічні характеристики пристроїв для вимірювання крутного моменту

№	Технічна характеристика	ТМ100	TRC-10К
1	Діапазон зміни крутного моменту, Н·м	-100...100	-100...100
2	Похибка вимірювання (включаючи нелінійності), Н·м	±0,25	-
3	Напруга живлення, В	3,5	-
4	Передача вихідного сигналу	wi-fi	Кабель
5	Допустима максимальна частота обертання валу, об/хв	10000	10000
6	Габарити (L, D), мм	100×90	240×115
7	Вага, кг	1	8

Прилад був випробуваний в динаміці на стенді дослідження турбомашин малої потужності кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету в складі турбогенератора на основі струминно-реактивної розширювальної машини (рис. 3.24) і вихрової розширювальної машини (рис.



3.5). Під час динамічних випробувань прилад вимірював крутний момент при змінній частоті обертання ротора від 500 до 10000 об/хв.



Рисунок. 3.24- Динамічні випробування приладу для вимірювання крутного моменту

На рис. 3.25, 3.26 представлено зміну крутного моменту, який реєстрував прилад під час випробувань вихрової розширювальної машини (рис.3.5) при частоті обертання 2500-3000 об/хв.

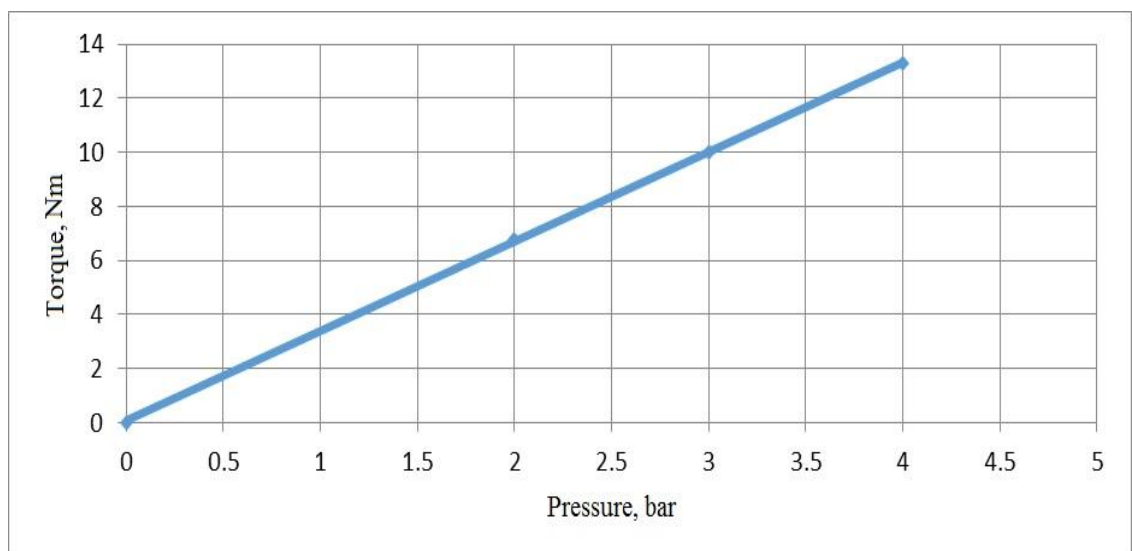
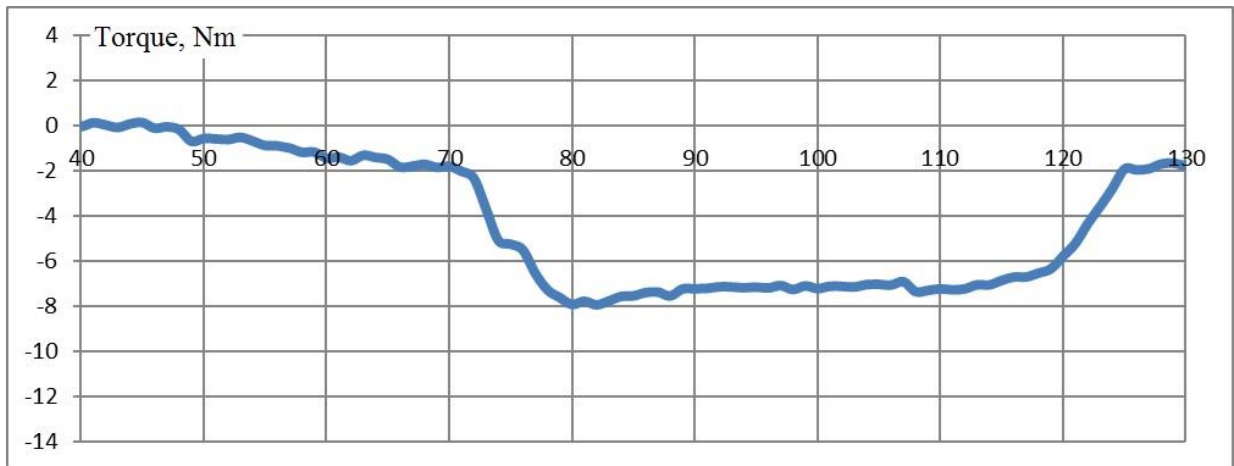
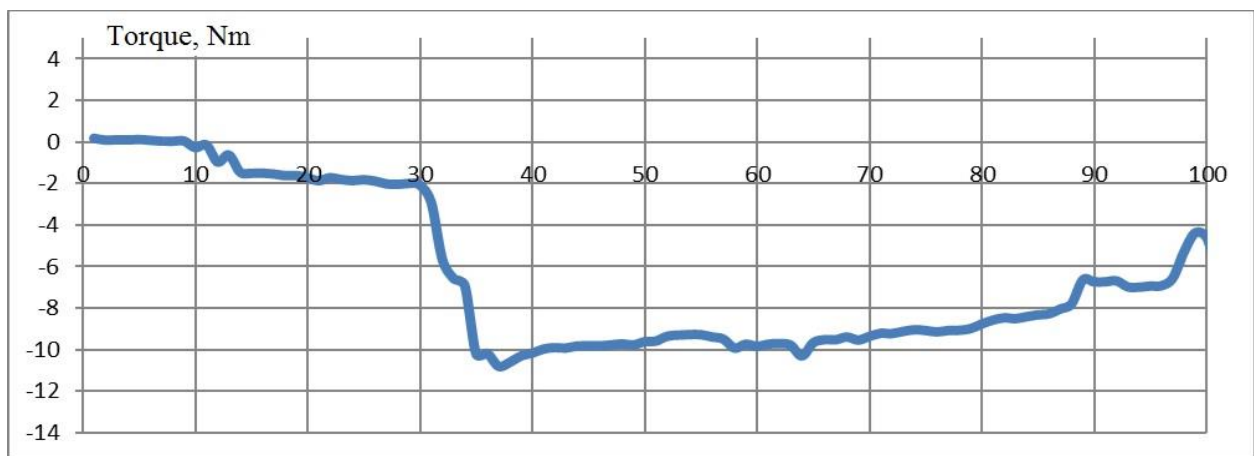


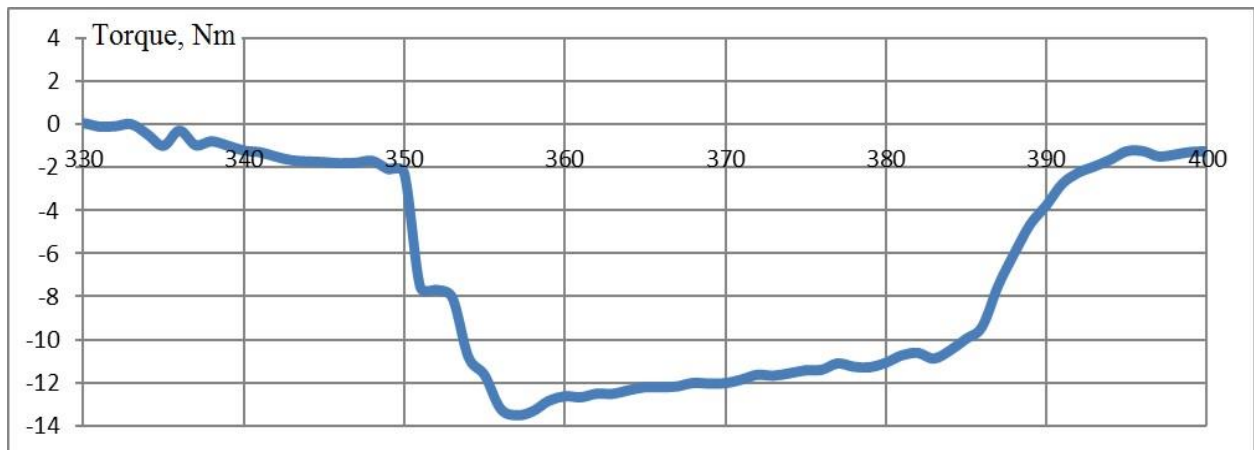
Рисунок. 3.25- Залежність крутного моменту на валу вихрової розширювальної машини (рис. 3.5) від надлишкового тиску на вході в машину.



а)



б)



в)

Рисунок. 3.26 - Зміна крутного моменту під час роботи вихрової розширювальної машини на стенді (рис 3.3, 3.5) при тиску на вході (надлишковому): а) -  $P_{вх} = 2$  бар, б) -  $P_{вх} = 3$  бар, в) -  $P_{вх} = 4$  бар.

### 3.4 Методика обробки даних випробувань вихрової розширювальної машини

1. Масова витрата повітря визначається за допомогою стандартної камерної діафрагми і диференційного манометра

$$G = \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{дф}}^2}{4} \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho},$$

де  $G$  – масова витрата повітря через діафрагму, кг/с;

$\alpha$  – коефіцієнт витрати діафрагми;

$\varepsilon$  – коефіцієнт розширення;

$d_{\text{дф}}$  – діаметр отвору діафрагми, м;

$\Delta p$  – перепад тиску на діафрагмі по диференціальному манометру, Па;

$\rho_{\text{дф}}$  – густина повітря перед діафрагмою, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{\text{дф}} = \rho_{\text{нор}} \frac{p_{\text{дф}} \cdot T_{\text{нор}}}{p_{\text{нор}} \cdot T_{\text{дф}} \cdot Z}$$

де  $\rho_{\text{нор}}$  – густина повітря при нормальних фізичних умовах, кг/м<sup>3</sup>;

$p_{\text{нор}}$  – тиск повітря при нормальних фізичних умовах, Па;

$T_{\text{нор}}$  – температура повітря при нормальних фізичних умовах, К;

$p_{\text{дф}}$  – тиск повітря перед діафрагмою, Па;

$T_{\text{дф}}$  – температура повітря перед діафрагмою, К;

$Z$  – коефіцієнт стисливості,  $Z \cong 1$ .

2. Ступінь зниження тиску (відношення тисків) у вихровій розширювальній машині

$$\pi_T = \frac{p_H}{p_K}.$$

3. Питома ізентропна робота розширення повітря в проточній частині ступеня

$$h_s = \frac{k}{k-1} R \cdot T_H \left[ 1 - \left( \frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \text{ Дж/кг,}$$

де  $k$  – показник ізентропи,  $k = 1,4$ ;

$T_H$  – температура повітря на вході в ВРМ, К;

$p_H$  – тиск повітря на вході в ВРМ, Па;

$p_K$  – тиск повітря на виході з ВРМ, Па;

$R$  – питома газова стала, для повітря  $R = 287$  Дж/(кг·К).

4. Потужність на валу розширювальної машини

$$N_B = \omega \cdot M$$

де  $M$  – крутний момент на валу, Н·м;

$\omega$  – кутова швидкість обертання валу, рад/с.

6.1 Ізентропний ККД ВРМ,

$$\eta_s = \frac{N_e}{N_s} = \frac{N_e}{h_s \cdot G}.$$

5. Колова швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}.$$

6. Наведена колова швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u}{\sqrt{2h_s}} = \frac{u}{C_s},$$

де  $C_s$  – ізоентропна швидкість витікання, що характеризує наявну питому роботу розширювальної машини, м/с.

3.5. Випробування з визначення коефіцієнтів швидкості та витрати сопел

Для розрахунку параметрів вихрової розширювальної машини необхідно визначити витрату газу через сопла та знати коефіцієнт швидкості сопла.

Вихідні дані для розрахунку: тиск на вході в сопло  $p_1$ , тиск у вихідному перерізі сопла  $p_2$ , властивості робочого тіла ( $R$ ,  $k$ ), температура на вході в сопло  $T_1$ , площа вихідного перерізі сопла  $F_2$ .

Масову витрату газу в процесі ізоентропного витікання через сопло (конфузор) можна розрахувати за формулами:

- для докритичного режиму ( $\frac{p_2}{p_1} > \beta_{кр}$ ):

$$G_s = F_2 \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{(k-1) \cdot R \cdot T_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]},$$

- для сверхкритичного режиму ( $\frac{p_2}{p_1} \leq \beta_{кр}$ ):

$$G_s = F_2 \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_1} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

де  $\beta_{кр}$  – критичне відношенню тисків

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Дійсний процес витікання газу через сопло (конфузор) з урахуванням втрат на тертя і вихроутворення можна врахувати коефіцієнтами витрати та швидкості сопла.

Коефіцієнт витрати сопла – це відношення витрати газу в дійсному процесі розширення до витрати газу в ізоентропном процесі розширення, характеризує зменшення дійсної витрати газу у порівнянні з ізоентропним (ідеальним) процесом

$$\mu_c = \frac{G}{G_s}$$

де  $G$  – масова витрата повітря у дійсному процесі розширення, визначається за допомогою стандартної камерної діафрагми і диференційного манометра.

Коефіцієнт швидкості сопла – це відношення швидкості потоку газу на виході з сопла в дійсному процесі розширення  $c_2$  до швидкості на виході з сопла в ізоентропному процесі розширення  $c_{2s}$ , враховує зменшення дійсної швидкості у порівнянні з ізоентропною

$$\varphi_c = \frac{c_2}{c_{2s}} = \frac{\lambda_2}{\lambda_{2s}}.$$

де  $\lambda_2$ ,  $\lambda_{2s}$  – наведені швидкості потоку газу на виході з сопла в дійсному і ізоентропному процесах розширення відповідно.

Для визначення коефіцієнта швидкості сопла необхідно розглянути його зв'язок з коефіцієнтом витрати сопла

$$\mu_c = \frac{G}{G_s} = \varphi_c \cdot \frac{T_{2s}}{T_2} = \varphi_c \cdot \frac{\tau(\lambda_{2s})}{\tau(\lambda_2)}$$

де  $T_{2s}$  – температура газу у вихідному перерізі сопла у ізоентропному процесі розширення;

$T_2$  – температура газу у вихідному перерізі сопла у дійсному процесі розширення;

$\tau(\lambda_2)$ ,  $\tau(\lambda_{2s})$  – газодинамічні функції температури.

Тоді маємо

$$\tau(\lambda_2) \cdot \mu_c = \varphi_c \cdot \tau(\lambda_{2s})$$

або

$$\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_2^2\right) \cdot \mu_c - \frac{\lambda_2}{\lambda_{2s}} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{2s}^2\right) = 0$$

Розв'язавши це рівняння в інтервалі  $\lambda_2 = 0 \dots 1$  (для дозвукових сопел) знаходимо значення  $\lambda_2$  та  $\varphi_c$ .

Було виконано продування сопла діаметром 7,6 мм, котре встановлено в вихровій розширювальній машині, і отримано, що коефіцієнт витрати сопла  $\mu_c$  становить 0,89, а коефіцієнт швидкості сопла  $\varphi_c$  при цьому становить 0,92.

### 3.6 Випробування з визначення безрозмірної характеристики вихрової розширювальної машини

Основні геометричні характеристики проточної частини, що досліджується, (рис 3.4):

Кут нахилу сопла, град –35.

Діаметр колеса, мм –360.

Діаметр вихідного перерізу сопла, мм –7,6.

Діаметр меридіонального перерізу проточної частини, мм –22.

Під час випробування компресори нагнітали повітря в ресивери загальним об'ємом 1000 л. Після досягнення тиску у ресиверах 8 бар за допомогою запірної арматури стенду повітря подавалося на вхід розширювальної машини під певним запланованим тиском. Знімали параметри вихрової машини для холостого ходу. Потім навантажували електрогенератор для отримання певної постійної частоти обертання і, після виходу на постійний режим, знімали параметри вихрової машини на цьому режимі.

Результати обробки даних випробувань вихрової розширювальної машини з визначення безрозмірної характеристики за методикою, яка представлена в підрозділі 3.4 даної дисертації, представлені в таблиці додатку А. На рис. 3.27 для порівняння представлені:

- експериментальна безрозмірна характеристика (залежність ККД на валу вихрової машини від приведеної колової швидкості) вихрової розширювальної машини, отримана при випробуваннях на стенді (рис.3.1-3.3);
- результати оптимізаційних досліджень (точки ККД проточної частини від приведеної колової швидкості) створеної параметричної моделі двопотокової проточної частини вихрової розширювальної машини;
- розрахункова безрозмірна характеристика за розробленою в розділі 4 методикою (залежність ККД вихрової машини від приведеної колової швидкості);



- результати експериментальних досліджень проточних частин прототипу на стенді [14] (рис 3.17) (точки ККД на валу вихрової машини від приведеної колової швидкості) прототипу однопотокової проточної частини вихрової розширювальної машини;

- експериментальна безрозмірна характеристика однопотокової проточної частини вихрової розширювальної машини, отримана на стенді (рис. 3.17) [14] (залежність ККД на валу вихрової машини від приведеної колової швидкості);

Порівнюючі експериментальну безрозмірну характеристику з розрахованою по створеній методиці ми бачимо гарне співпадіння результатів.

Порівнюючі характеристики оптимізованої двопотокової проточної частини з характеристиками прототипу (однопотокової проточної частини) бачимо, що вдалося підвищити ККД з рівня 30% до рівня більше 45 %.

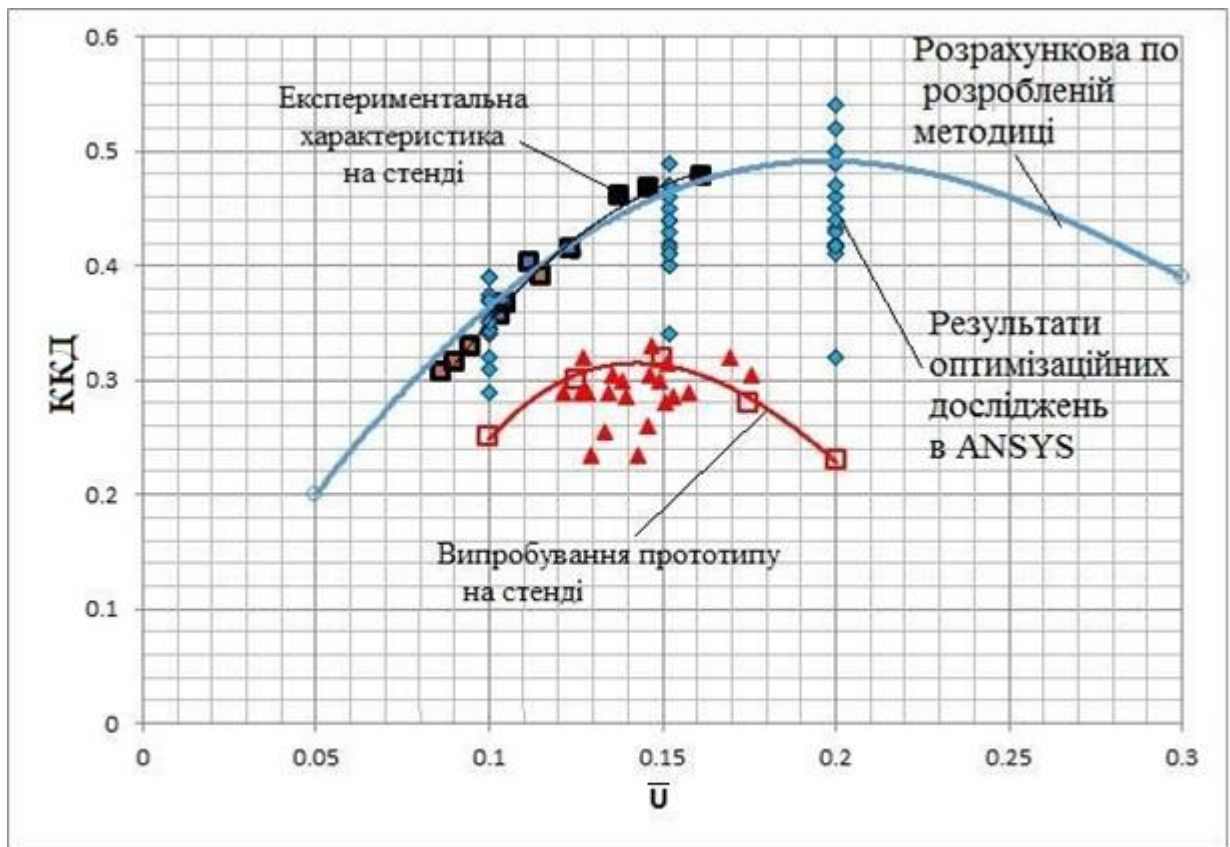


Рисунок 3.27 – Залежності ККД вихрової розширювальної машини від відносної колової швидкості, отримані в результаті досліджень.

### 3.7 Обробка даних випробувань вихрової розширювальної машини

В результаті досліджень було визначено, що ККД електрогенератора (який враховує втрати потужності в електрогенераторі) при роботі на не розрахункових режимах, а саме на режимах з потужністю менше 25% від номінальної, стрімко знижуються. Для врахування цього при розрахунках характеристик можна використати поправочний коефіцієнт:

$$\overline{\eta}_{ел} = \eta_{ел} / \eta_{ел\_ном},$$

де  $\eta_{ел}$  – ККД електрогенератора на розрахунковому режимі;

$\eta_{ел\_ном}$  – ККД електрогенератора на номінальному режимі.

Поправочний коефіцієнт  $\overline{\eta}_{ел}$  можна визначити за графіком, зображеним на рисунку 3.28.

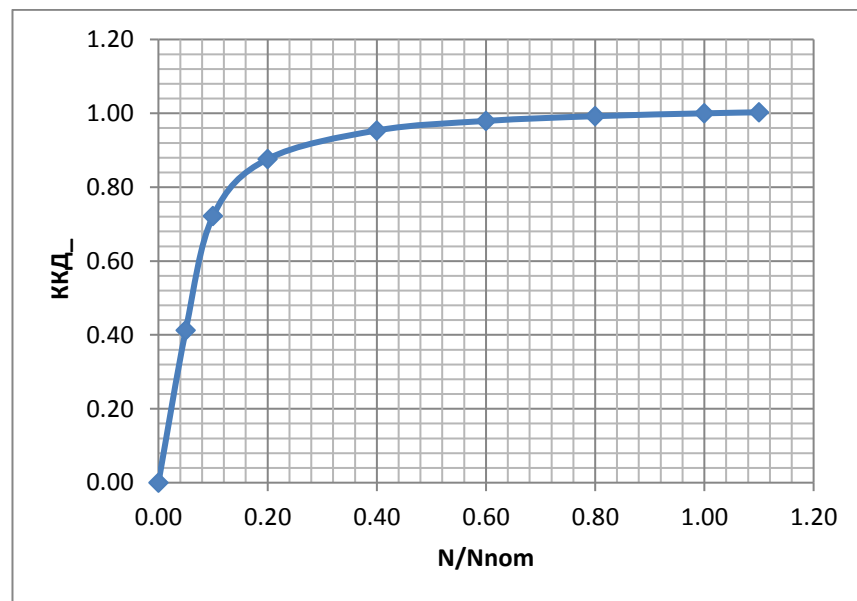


Рисунок 3.28 – Залежність поправочного коефіцієнта  $\overline{\eta}_{ел}$  від відносної потужності

Використовуючи результати теоретичних та експериментальних досліджень були визначені значення емпіричних коефіцієнтів  $a_i$  в рівнянні для визначення ККД проточної частини  $\eta_{пч}$  та  $b_i$  в рівнянні для визначення

коефіцієнта активності проточної частини  $\beta_s$  вихрової розширювальної машини з зовнішнім переферійним каналом для двопотокової схеми:

$$\eta_{\text{пч}} = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{ns} + a_2 \cdot \bar{U} + a_3 \cdot \overline{d_{\text{пр.ч}}} + a_4 \cdot \overline{d_s} + \\ + a_5 \cdot \alpha_{ns}^2 + a_6 \cdot \bar{U}^2 + a_7 \cdot \overline{d_{\text{пр.ч}}}^2 + a_8 \cdot \overline{d_s}^2;$$

Емпірично визначені коефіцієнти  $a_i$  :

$$a_0 = -1.419208; a_1 = 0.030558; a_2 = 8.133333; a_3 = 2.016667; a_4 = 2.853333; \\ a_5 = -0.000334; a_6 = -24.00000; a_7 = -18.75000; a_8 = -4.400000.$$

$$\beta_s = b_0 + b_1 \cdot \alpha_{ns} + b_2 \cdot \bar{U} + b_3 \cdot \overline{d_{\text{пр.ч}}} + b_4 \cdot \overline{d_s} + \\ + b_5 \cdot \alpha_{ns}^2 + b_6 \cdot \bar{U}^2 + b_7 \cdot \overline{d_{\text{пр.ч}}}^2 + b_8 \cdot \overline{d_s}^2;$$

Емпірично визначені коефіцієнти  $b_i$ :

$$b_0 = 1.99041667; b_1 = -0.0485000; b_2 = -0.5833333; b_3 = 1.4722222; \\ b_4 = -1.677778; b_5 = 0.0004875; b_6 = 6.000000; b_7 = -1.3888889; b_8 = 0.0;$$

Для трьохпотокової та однопотокової схеми за результатами оптимізаційних чисельних досліджень визначені значення коефіцієнтів в рівнянні для визначення ККД проточної частини.

Емпірично визначені коефіцієнти  $a_i$  :

$$a_0 = -0.3623; a_1 = 0.0042; a_2 = 6.0750; a_3 = 0.8194; a_4 = 0.8167; \\ a_5 = -0.0000; a_6 = -16.500; a_7 = -11.1111; a_8 = -1.4444.$$

Емпірично визначені коефіцієнти  $a_i$  :

$$a_0 = 0.0290; a_1 = -0.0051; a_2 = 3.2583; a_3 = 4.7917; a_4 = 0.4500; \\ a_5 = 0.0001; a_6 = -9.8333; a_7 = -31.4815; a_8 = -0.9259.$$

### 3.8 Визначення похибок вимірювань

Необхідна кількість досліджень на кожному етапі випробувань визначалася по потрібній точності вимірювання режимних параметрів. Для досягнення відносної похибки 5...10% за довірчою ймовірністю 0,9-0,95 необхідно проводити не менше 5 вимірів параметрів, які контролювалися. У роботі визначались величини похибок прямих і непрямих вимірювань [77, 78], які проводилися в ході експериментальних досліджень. Похибки результатів прямих вимірювань складаються з систематичних і випадкових [79, 80].

Для виключення випадкових похибок здійснюється не одне, а серія вимірювань. Систематичні похибки прямих вимірювань фізичних величин, в свою чергу, складаються з помилок: розміщення, інструментальних, суб'єктивних. Похибки розміщення зводять до мінімуму за рахунок наперед заданої величини, оскільки при монтажі вимірювальних приладів виконувались рекомендації заводу-виготовлювача та правил експлуатації. Інструментальні похибки визначаються класом точності та ціною поділки приладів, так як виконувались правила їх монтажу и експлуатації. Суб'єктивні похибки вимірювань виключаються виконанням ряду однакових експериментів різними дослідниками.

При визначенні похибок непрямих вимірювань закон розподілу похибок приймався нормальним, оскільки ці вимірювання є функціями цілого ряду величин. Наприклад, при визначенні потужності, яка виробляється розширювальною машиною – це момент на валу і частота обертання валу. При визначенні питомої ізоентропної (наявної) роботи – це функція, яка залежить від величин тиску на виході роширювальної турбомашини, а також температури і тиску на вході в машину. Коли сумарна похибка з'являється в результаті спільної дії низки причин, кожна з яких вносить малу частку в загальну помилку, то з якого б закону не були б розподілені помилки, викликані кожною з причин, результат їх сумарної дії призведе до гаусовського розподілу помилок.

У процесі експериментального дослідження виконувалося декілька вимірювань величин, які контролювалися, потім визначалася середня арифметична величина, наприклад, величина температури газу у перерізі каналу:

$$\bar{t}_Y = \frac{\sum_{i=1}^M t_Y}{n},$$

потім визначалася середньоквадратична похибка результату вимірювань

$$\delta S_{t_Y} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^M (\Delta \bar{t}_Y)^2}{n \cdot (n-1)}},$$

де  $\Delta \bar{t}_Y = \bar{t}_Y - t_Y$  – похибка  $i$ -го вимірювання;  $n$  – кількість вимірювань.

Величина  $\delta S_{t_Y}^2$  є оцінкою дисперсії  $\sigma_{t_Y}^2$  при дуже великій кількості вимірювань ( $n \rightarrow \infty$ ). При малій кількості вимірювань  $n$  величина  $\delta S_{t_Y}^2$  є випадковою. Для того, щоб оцінити межі довірчого інтервалу, користуються критерієм Стюдента  $t_\alpha$ , величина якого залежить від коефіцієнта довірчої вірогідності  $\alpha$  та числа вимірювань  $n$ . Похибка вимірювання величини температури може бути визначена за формулою:

$$\delta t_Y = t_\alpha \cdot \delta S_{t_Y}.$$

Результати вимірювання з довірчою вірогідністю  $\alpha$  можна записати як

$$t_Y = \bar{t}_Y \pm \delta t_Y.$$

Відносна похибка вимірювання температури:

$$|\varepsilon_{t_Y}| = \frac{\delta t_Y}{\bar{t}_Y}.$$

Абсолютна величина похибки результатів непрямих вимірювань визначалася за формулою:

$$\delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^M \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 \cdot (\delta x_i)^2}.$$

Відносна похибка результатів непрямого вимірювання

$$\varepsilon_y = \frac{\delta y}{y},$$

Або

$$\varepsilon_y = \sqrt{\sum_{i=1}^M \left( \frac{\partial}{\partial x_i} \ln y \right)^2 \cdot (\delta x_i)^2}.$$

При визначенні довірчого інтервалу коефіцієнт довірчої вірогідності  $\alpha$  приймався рівним 0,95.

Як приклад розглянемо похибку непрямого вимірювання потужності на валу вихрової розширювальної машини.

Відносна похибка непрямого вимірювання потужності, %:

$$\delta N = \sqrt{\delta M^2 + \delta n^2},$$

де  $\delta M$  – відносна похибка вимірювання крутного моменту муфтою ТМ100;

$\delta n$  – відносна похибка вимірювання частоти обертання ротора частотоміром.

Відносна похибка вимірювання крутного моменту, %:

$$\delta M = \frac{\Delta M}{M} \cdot 100,$$

де  $M$  – вимірний крутний момент, Н·м;

$\Delta M$  – абсолютна похибка вимірювання крутного моменту.

Абсолютна похибка вимірювання крутного моменту, Нм:

$$\Delta M = b \cdot \sqrt{\Delta M_{\text{ін}}^2 + \Delta M_{\text{мет}}^2 + \Delta M_{\text{с}}^2 + \Delta M_{\text{д}}^2}$$

де  $b$  – коефіцієнт, який при довірчій ймовірності  $P = 0,95$  дорівнює 1,1;

$\Delta M_{\text{ін}}$  – абсолютна інструментальна похибка приладу;

$\Delta M_{\text{мет}}$  – абсолютна методична похибка вимірювання моменту;

$\Delta M_{\text{с}}$  – абсолютна суб'єктивна похибка вимірювання моменту;

$\Delta M_{\text{д}}$  – абсолютна додаткова похибка вимірювання моменту, яка при налагодженні стенду зводиться до нуля.

Відносна похибка вимірювання частоти обертання ротору, %:

$$\delta n = \frac{\Delta n}{n} \cdot 100,$$

де  $n$  – виміряна частоти обертання ротору, об/хв;

$\Delta n$  – абсолютна похибка частоти обертання ротору, об/хв

$$\Delta n = b \cdot \sqrt{\Delta n_{\text{ін}}^2 + \Delta n_{\text{мет}}^2 + \Delta n_{\text{с}}^2 + \Delta n_{\text{д}}^2}$$

де  $b$  – коефіцієнт, який при довірчій ймовірності  $P = 0,95$  дорівнює 1,1;

$\Delta n_{\text{ін}}$  – абсолютна інструментальна похибка приладу;

$\Delta n_{\text{мет}}$  – абсолютна методична похибка вимірювання частоти обертання;

$\Delta n_{\text{с}}$  – абсолютна суб'єктивна похибка вимірювання частоти обертання;

$\Delta n_{\text{д}}$  – абсолютна додаткова похибка вимірювання частоти обертання, яка при налагодженні стенду зводиться до нуля.

Абсолютна похибка вимірювання потужності, %:

$$\Delta N = \frac{N \cdot \delta N}{100},$$

де  $N$  – вимірювана потужність вихрової розширювальної машини.

Результати непрямого вимірювання потужності представляються у вигляді:  $N_B = (N \pm \Delta N)$ , кВт, тобто при розрахунковій електричній потужності 2095 Вт абсолютна похибка становить  $\pm 69$  Вт.

У результаті дослідження вихрового турбогенератора виміряні і розраховані необхідні параметри (додаток А), похибка визначення яких не перевищує 5% з довірчою ймовірністю 0,95. Така точність є допустимою при проведенні технічного експерименту. В таблиці 3.3, для прикладу, наведені похибки визначення параметрів ВРМ на режимі 2 (таблиця додатку А).

Таблиця 3.3 – Похибки прямих та непрямих вимірювань

Параметр	Розмірність	Номінальна величина	Похибки	
			Абсолютна	Відносна, %
Прямі вимірювання				
$P_{\delta,ex}$	кгс/см <sup>2</sup>	2,1	$\pm 0.04$	1,9
$\Delta P_{\delta}$	кПа	6	$\pm 0,3$	4,8
$T_{\delta}$	°С	15,2	$\pm 0,2$	1,3
$P_{ex}$	кгс/см <sup>2</sup>	2,04	$\pm 0.04$	2,0
$T_{ex}$	°С	15,0	$\pm 0,2$	1,3
$P_{вих}$	кгс/см <sup>2</sup>	0	$\pm 0.04$	-
$n$	об/хв	3080	$\pm 5$	0,2
$M$	Нм	6,5	$\pm 0,2$	3,3
Непрямі вимірювання				
$N_{\epsilon}$	Вт	2095	$\pm 69$	3,3
$G$	кг/с	0,037	$\pm 0.002$	4,5
$\eta_B$	%	47	$\pm 1.6$	3,3



## Висновки до розділу 3

1) З метою отримання характеристик і підтвердження адекватності математичної моделі за результатами теоретичних досліджень та верифікації розробленої методики розрахунку вихрової розширювальної машини були проведені фізичні експерименти на створеному на каф. ТТФ стенді, який дозволяє проводити випробування різних типів розширювальних машин с різними типами електрогенераторів потужністю до 15 кВт. Прилади та обладнання стенду дозволяють плавно змінювати електричне навантаження та параметри робочого тіла на вході та виході розширювальної машини для отримання необхідних параметрів і характеристик турбогенератора і вихрової розширювальної машини.

2) Створено експериментальну модель вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом. Конструкція машини дозволяє досліджувати вплив основних геометричних параметрів проточної частини на її ефективність.

3) Для визначення потужності та ККД вихрової машини автором було створено бездротовий датчик крутного моменту (тензометричну муфту ТМ100). Масогабаритні характеристики муфти практично не відрізняються від характеристик стандартних муфт для передачі крутного моменту. Створена муфта здатна працювати при високих частотах обертання ротора турбомашини. Муфта задовольняє вимогам по похибці вимірювання, за діапазоном вимірювання і по можливості спільної роботи з іншими датчиками при випробуваннях. Створено власне програмне забезпечення, яке дозволяє налаштовувати візуалізацію і зберігання даних в зручному для дослідника вигляді і дає можливість легко інтегрувати цю муфту в ІВС стенду.

На основі тензометричної муфти і програмного забезпечення створена інформаційно-вимірювальна система для вимірювання крутного моменту на валах, що обертаються, яка, в порівнянні з відомими аналогічними ІВС, має компактну і зручну в роботі конструкцію з мінімальною кількістю елементів.

Створена ІВС дозволяє вимірювати момент на обертових валах безконтактним способом, не вимагаючи ускладнення конструкції стенду, з необхідною точністю.

4) Для забезпечення контролю обладнання стенду та автоматизації реєстрації параметрів ВРМ в процесі випробувань автором було створено інформаційно-вимірювальну систему стенду, яка складається з програмного забезпечення, контролерів та датчиків.

5) В результаті експериментальних досліджень отримано характеристики оптимізованої проточної частини та підтверджено результати обчислювального експерименту. Порівнюючі експериментальні характеристики з розрахованими по створеній методиці ми бачимо гарне співпадіння результатів.

Порівнюючі характеристики оптимізованої проточної частини з прототипом бачимо, що вдалося підвишити ККД з рівня 30 % до рівня більше 45%.

Використовуючи результати теоретичних та експериментальних досліджень були визначені значення емпіричних коефіцієнтів в рівнянні для визначення ККД проточної частини вихрової розширювальної машини та коефіцієнта активності машині за ізоентропними перепадами ентальпій, а також значення геометричних параметрів проточної частини ВРМ з зовнішнім переферійним каналом та їх співвідношення для зон максимальних ККД. За результатами досліджень отримано патент [81].

6) Розраховано похибки прямих і непрямих вимірювань, які показують, що методика проведення експериментальних досліджень і методика обробки результатів дослідних даних, що застосовуються, забезпечують отримання достовірних експериментальних даних із припустимою точністю при проведенні технічного експерименту.

## РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТІВ НА ОСНОВІ ВИХРОВИХ  
РОЗШИРЮВАЛЬНИХ МАШИН

## 4.1 Области раціонального застосування вихрових розширювальних турбомашин

У відомих роботах по вихровим розширювальним машинам [33-49] мало вивчено питання про раціональні області їх використання. Це доцільно здійснити з використанням критеріальних комплексів, що застосовуються в турбомашинах.

У зв'язку з цим необхідно виконати порівняльний аналіз критеріальних комплексів, що застосовуються в різних типах маловитратних розширювальних турбомашин при побудові їх характеристик [43, 82-93], а також провести обробку наявних даних досліджень вихрових машин [3-6, 14, 44, 49] і визначити області їх раціонального застосування.

4.1.1 Огляд існуючих критеріальних комплексів, які застосовують при вивченні розширювальних турбомашин.

Найбільшого поширення в зарубіжній практиці отримала система критеріальних комплексів «*приведена частота обертання - приведений діаметр*» ( $n_s - D_s$ ), запропонована О.Е. Бальє (рис. 4.1, 4.2) [86]. Використання цієї системи для аналізу ефективності і підбору параметрів РТМ описано в ряді робіт ([87] та ін.).

*Приведена частота обертання* визначається за формулою:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{V}}{h_s^{3/4}};$$

де  $n$  – частота обертання ротора, об/хв;

$V$  – об'ємна витрата газу на виході РТМ, м<sup>3</sup>/с;

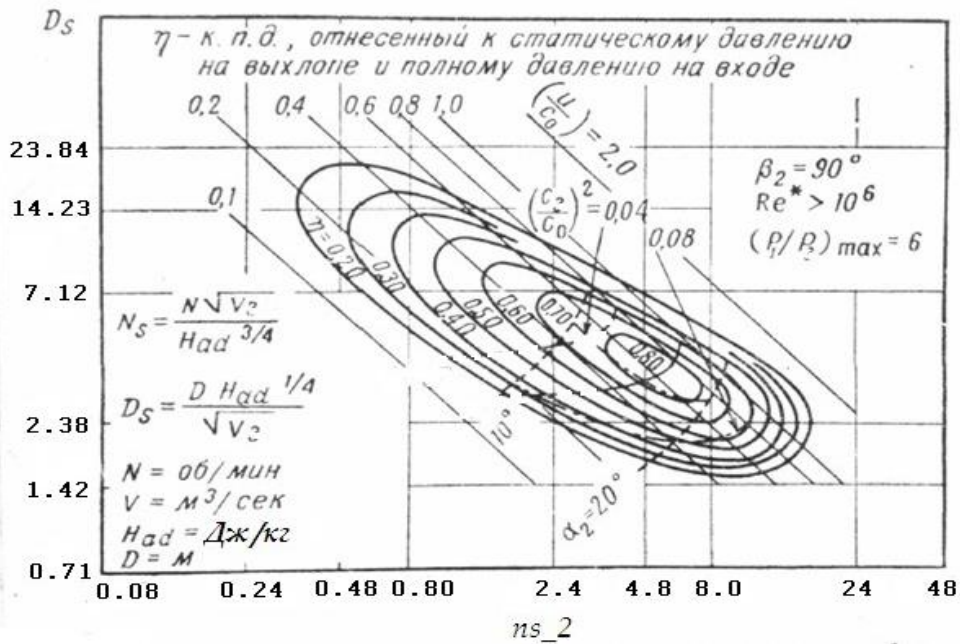


Рисунок 4.1 -  $n_s, D_s$  – діаграма для одноступінчатих радіальних турбін

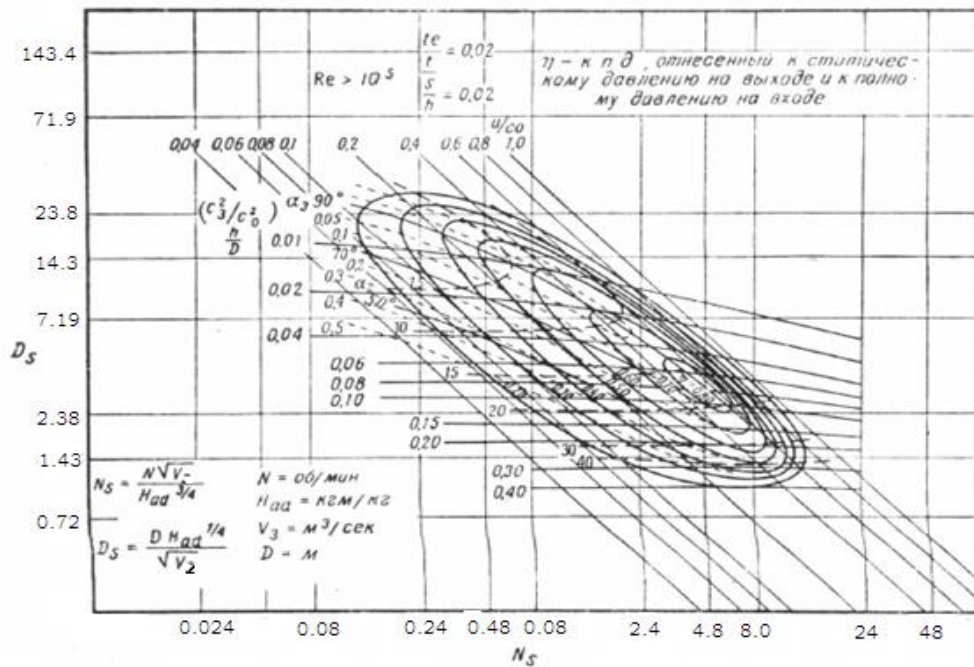


Рисунок 4.2 -  $n_s, D_s$  – діаграма для осевих активних повнопідвдних турбін

$h_s$  - питомий ізоентропний перепад ентальпій (питома наявна робота РТМ), Дж/кг:

*Приведений діаметр* визначається за формулою:

$$D_s = \frac{D_{cp} \cdot h_s^{1/4}}{\sqrt{V}};$$

де  $D_{cp}$  - середній діаметр облапачування диску турбіни, м.

Ці узагальнені критерії турбомашин характеризують окружну швидкість і діаметр ротора розширювальної машини, яка пропускає одиничну об'ємну витрату і спрацьовує одиничний перепад ентальпій. РТМ подібної конструкції, що мають ті ж самі коефіцієнти швидкохідності і приведений діаметр, мають той же самий коефіцієнт корисної дії, якщо вплив числа  $Re$  і  $M$  незначний.

*Критерій наведена колова швидкість  $\bar{U}$*  характеризує оборотність і навантаженість РТМ. Параметр  $\bar{U}$  пов'язує частоту обертання РТМ, її габарити і питому наявну роботу розширення газу в турбіні. Так, для радіальних і осьових турбомашин максимальний ККД відповідає параметру  $\bar{U}=0,4 \dots 0,7$  (рис. 4.4).

Критерій продуктивності, запропонований авторами роботи [88] для порівняння ефективності різних турбін, успішно застосовується в проектуванні РТМ при ступіні парціальності не менше 0,2:

$$A = (l_c/D_{cp}) \cdot \varepsilon \cdot \sin(\alpha_1) / \sin(20^\circ);$$

де  $l_c$  – висота сопел;

$D_{cp}$  – середний діаметр ступеня;

$\alpha_1$  – геометричний кут встановлення сопел;

$\varepsilon$  – ступінь парціальності.

Аналогічний параметр продуктивності пропонується в роботах В.А. Рассохіна [89], Г.А. Фокіна [90] при значенні цього параметра менше 0,02:

$$A = 4(l/D_{cp}) \cdot \varepsilon \cdot \sin(\alpha_1) \leq 0,02;$$

Таку форму записи не завжди можливо застосувати при порівнянні різних РТМ.

Більш загальним параметром продуктивності є *коефіцієнт витрати*  $\Phi_2$  (*відносна витрата*) [91, 92]:

$$\Phi_2 = \frac{V}{U_1 \cdot D_1^2};$$

Зона максимального ККД для радіальних РТМ відповідає  $\Phi_2 = 0,028-0,061$  [91, 92].

Параметри  $ns$ ,  $\Phi_2$ ,  $\bar{U}$  є критеріями подібності, їх широко використовують в розрахунках розширювальних машин всіх типів [91, 92].

Відомий також коефіцієнт комплексної потужності, яким називається величина [88, 93]:

$$\bar{N}_{\text{компл}_T} = \frac{N_T}{P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*}} \cdot \left( \frac{n}{\sqrt{T_0^*}} \right)^2,$$

где  $\bar{N}_{\text{компл}_T}$  – коефіцієнт комплексної потужності,  $\frac{\text{кВт}}{\text{Па} \cdot \sqrt{\text{К}}} \cdot \left( \frac{\text{об/мин}}{\sqrt{\text{К}}} \right)^2$ ;

$P_0^*$  – тиск гальмування газу на вході в РТМ, Па;

$N_T$  – потужність РТМ, кВт.

Цей комплекс є критеріальним комплексом для РТМ, тому що являє собою добуток приведеної потужності на квадрат приведеної частоти обертання. Так як він складається з параметрів, що задаються в якості вихідних даних, то відомий на найпершій стадії оцінки основних параметрів і ефективності турбомашини. У роботах [88, 93] також показано, що ККД РТМ (с певним значенням  $\pi_T$ ) можна представити у вигляді залежності:

$$\eta = f(\bar{N}_{\text{компл}_T}, \bar{U});$$

На рис. 4.3 наведені графічні залежності ККД РТМ від коефіцієнта комплексної потужності і приведеної окружної швидкості робочого колеса для радіальних і осьових активних турбін. Графічні залежності, наведені на рис. 4.3 справа, отримані з графіків, що зображені зліва розтином їх лініями постійних значень параметра  $\bar{U}$ . Аналіз залежностей, наведених на рис. 4.3, показує, що ККД ступеня турбіни істотно залежить від значення коефіцієнта комплексної потужності. Зокрема, оптимальні значення параметра  $\bar{U}$  зменшуються при зниженні величини  $\bar{N}_{\text{компл}_T}$ . Величина коефіцієнта комплексної потужності однозначно визначає максимально досяжне значення ККД.

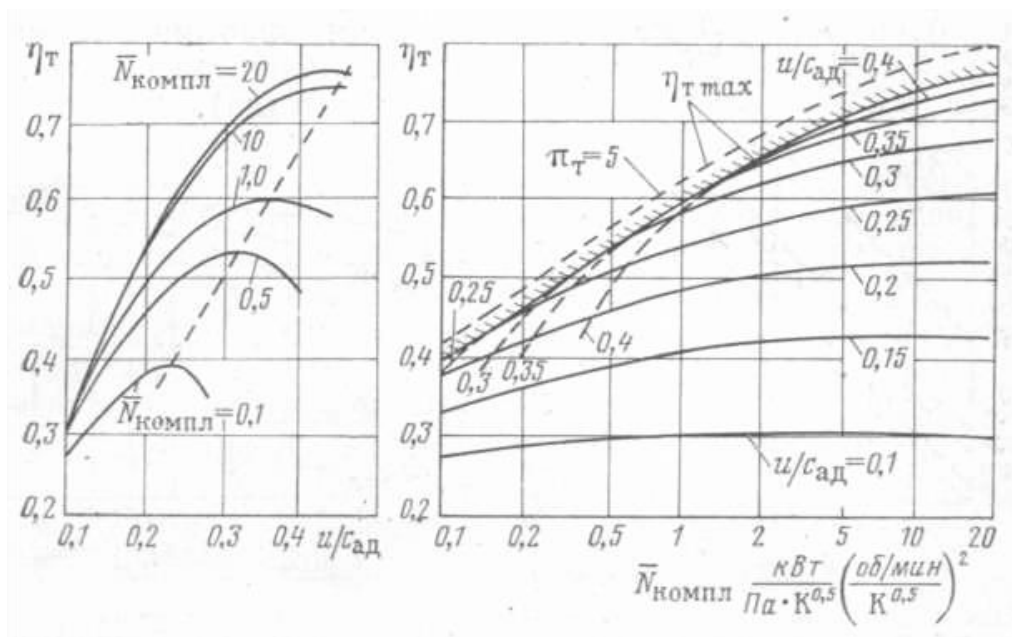


Рисунок 4.3 - Залежності ККД одновенечних активних турбін від коефіцієнта комплексної потужності і параметра  $\bar{U}$ .

Виходячи з отриманих результатів, автори робіт [88, 93] малорозмірною (маловитратною) або малопотужною називають РТМ зі знизеним значенням коефіцієнта комплексної потужності, тобто РТМ з невеликою приведеною

потужністю або зі знизеним значенням приведеної частоти обертання. Наявність знизених значень ККД у таких РТМ, навіть при оптимальній величині  $\bar{U}$ , обумовлена малими значеннями їх продуктивності, тобто витрати робочого тіла. Як видно з рис. 4.3, протікання залежностей  $\eta = f(\bar{N}_{\text{компл\_т}}, \bar{U})$  при  $\bar{N}_{\text{компл\_т}} > 7,5 \div 15$  вже досить полого. Розрахункове значення коефіцієнта комплексної потужності, починаючи з якого ступень РТМ стає, за загальноприйнятим визначенням, повнорозмірним ступенем і його ККД перестає залежати від  $\bar{N}_{\text{компл}}$  ( $\eta_{\text{тг}} = 0,78 \div 0,82$ ), становить  $\bar{N}_{\text{компл\_т}} = 40 \div 50$  [93].

#### 4.1.2 Визначення області раціонального застосування вихрових розширювальних машин

Для визначення області раціонального застосування вихрових розширювальних машин скористаємося даними досліджень однопотоккових і двопотоккових вихрових розширювальних машин з периферійним каналом [3-6, 14, 44, 49] і розглянутими вище критеріальними комплексами:

- наведена колова швидкість,  $\bar{U}$ ;
- коефіцієнт швидкохідності (наведена частота обертання),  $ns$ ;
- приведений діаметр,  $D_s$ ;
- коефіцієнт витрати,  $\Phi_2$ ;
- коефіцієнт комплексної потужності  $\bar{N}_{\text{компл\_т}}$ ;

На рис. 4.4 представлені залежності ККД одноступінчатих РТМ різних типів в залежності від приведеної окружної швидкості. З рисунку видно, що в діапазоні  $\bar{U} = 0,1 - 0,2$  вихрові РТМ можуть мати більший ККД, ніж РТМ інших типів при меншій в кілька разів частоті обертання.



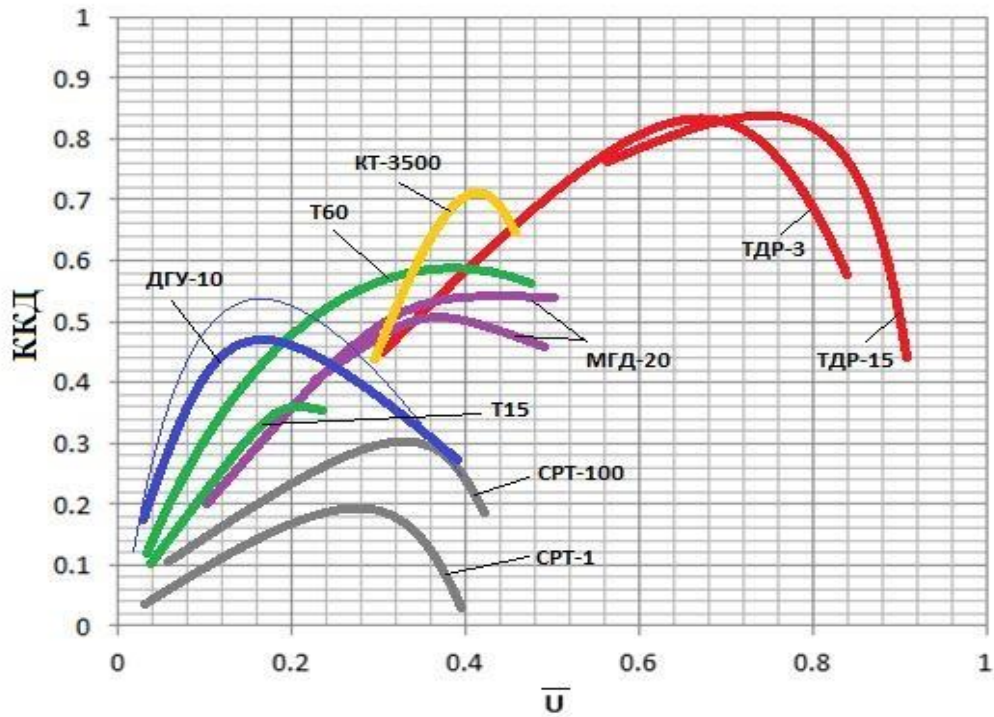


Рисунок 4.4 - Характеристики різних типів турбомашин (залежність ККД від наведеної колової швидкості робочого колеса).

На рис. 4.5 показана  $n_s, D_s$  - діаграма для вихрових РТМ із зовнішнім периферійним каналом, а на рис. 4.6 показана поєднана для радіальних і вихрових РТМ  $n_s, D_s$  - діаграма.

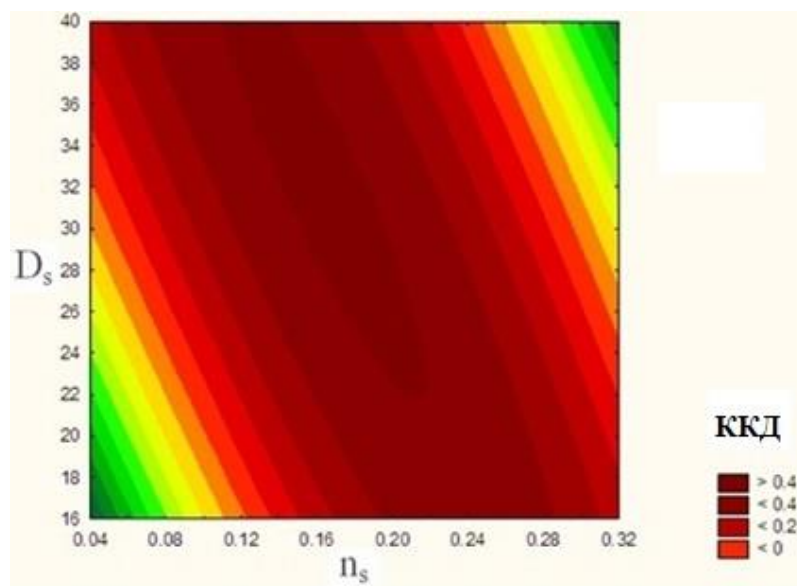


Рисунок 4.5 -  $n_s, D_s$  - діаграма для вихрових розширювальних машин

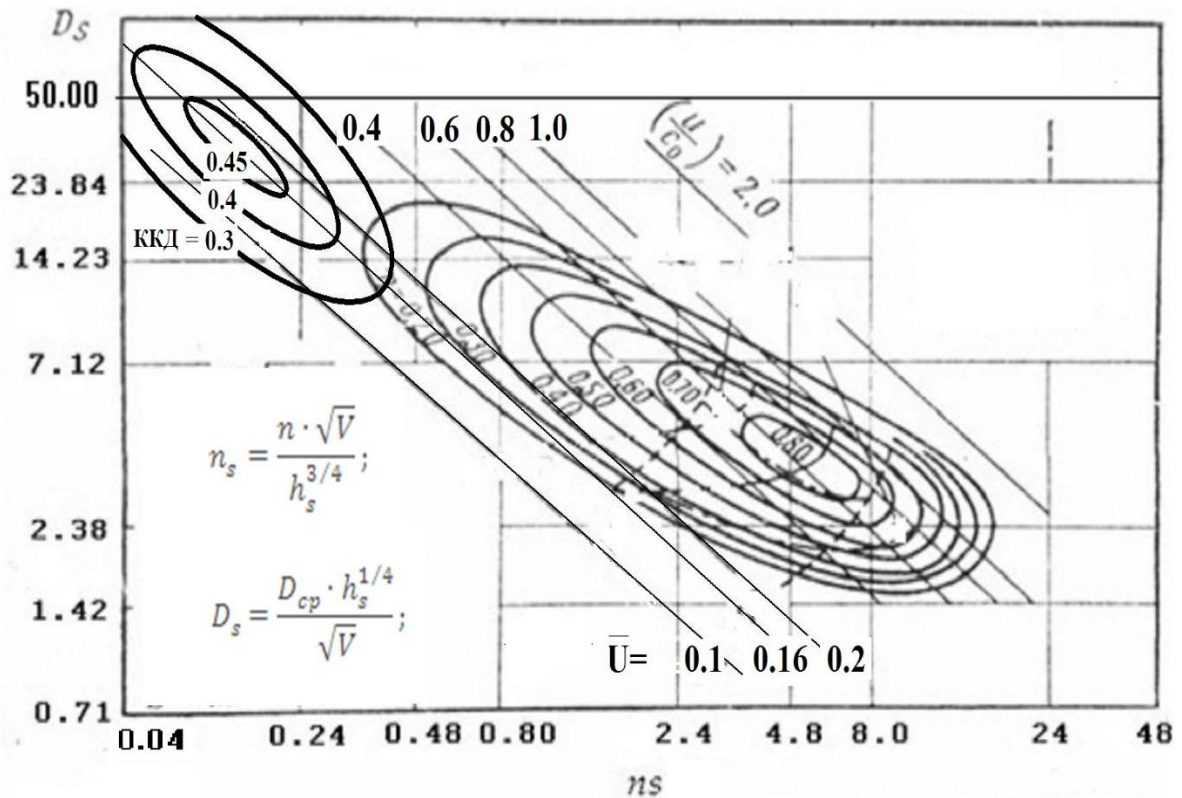


Рисунок 4.6 – Поєднана для радіальних і вихрових РТМ  $n_s$ ,  $D_s$  - діаграма.

З порівняння  $n_s$ ,  $D_s$  - діаграм для радіальних (рис. 4.1), осьових (рис. 4.2) і вихрових (рис. 4.5, 4.6) РТМ видно, що вихрові розширювальні турбомашини займають свою область лівіше і вище радіальних і осьових РТМ.

На рис. 4.7 представлена  $\bar{U}$ -  $n_s$  - діаграма для вихрових РТМ. На діаграмі представлені залежності ККД від приведеної окружної швидкості робочого колеса і коефіцієнта швидкохідності.

З рис 4.6, 4.7 видно, що діапазон оптимальних значень приведеної колової швидкості робочого колеса, відповідний значенням ККД більше 35%, становить 0,1-0,23, а значення коефіцієнта швидкохідності - не більше 0,27.

На рис. 4.8 представлена  $\bar{U}$ -  $D_s$  - діаграма для вихрових РТМ. На діаграмі представлені залежності ККД від приведеної окружної швидкості робочого колеса і приведенного діаметра.

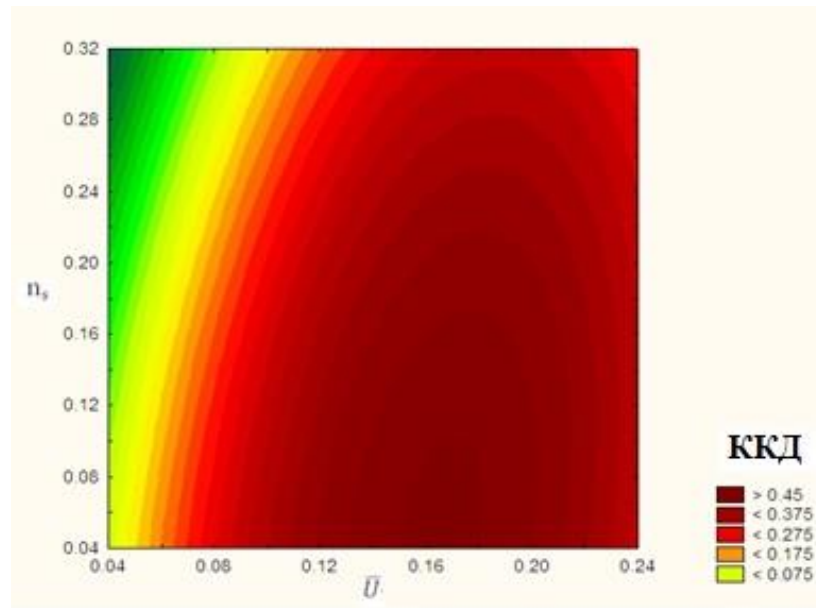


Рисунок 4.7 –  $\bar{U}$ ,  $n_s$  – діаграма для вихрових розширювальних машин

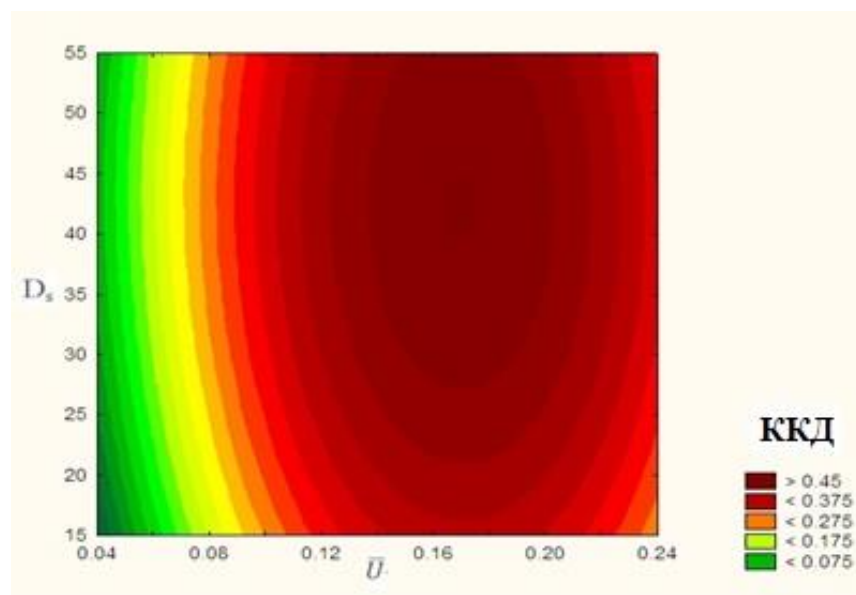


Рисунок 4.8 –  $\bar{U}$ ,  $D_s$  – діаграма для вихрових розширювальних машин

З рис 4.6, 4.8 видно, що діапазон оптимальних значень  $D_s$ , відповідний значенням ККД більше 35%, становить 12-60.

З таблиць Б1, Б2, приведених в додатку Б, видно, що значення ККД вихрової РТМ більше 35%, можна отримати при роботі з коефіцієнтом витрати  $\Phi_2$  значно менше 0,02.

У таблицях Б1, Б2 додатку Б представлені результати розрахунку досліджених вище критеріальних комплексів для маловитратних РТМ різних типів. Характеристики цих РТМ показані на рис. 4.4.

Аналіз таблиць Б1, Б2 додатку Б дозволяє зробити наступні висновки:

- вихрові розширювальні машини при майже на порядок більш низьких значеннях коефіцієнта витрати  $\Phi_2$  і коефіцієнта комплексної потужності  $N_{\text{компл}}$  мають приблизно рівні ККД з осьовими і радіальними РТМ (див. РТМ № 4-12 в таблицях Б1, Б2 додатку Б);

- для лопаткових повнопідвідних радіальних і осьових одноступінчатих розширювальних машин зона максимальних ККД відповідає:  $n_s = 2 \dots 8$ ,  $D_s = 2 \dots 10$ ,  $\bar{U} = 0.4 \dots 0.7$ ,  $N_{\text{компл}} > 0.5$ ,  $\Phi_2 = 0.03 \dots 0.06$ ;

- для струминно-реактивних розширювальних турбомашин зоні максимальних ККД відповідає:  $n_s = 0,3 \dots 1,2$ ,  $D_s = 7 \dots 23$ ,  $\bar{U} = 0.23 \dots 0.35$ ,  $N_{\text{компл}} = 0.04 \dots 2.2$ ,  $\Phi_2 = 0.005 \dots 0.042$ .

- для вихрових розширювальних машин зоні максимальних ККД відповідає:  $n_s = 0.04 \dots 0.24$ ,  $D_s = 15 \dots 50$ ,  $\bar{U} = 0.15-0.2$ . Вихрові розширювальні машини можуть працювати з максимальними ККД при  $\Phi_2 < 0.01$ . За коефіцієнтом комплексної потужності вихрові розширювальні машини однозначно є малопотужними, маловитратними розширювальними машинами і працюють з оптимальними ККД в області  $N_{\text{компл}} = 0.004 \dots 0.1$ , в цій області ККД класичних РТМ на 20% нижче.

#### 4.1.3 Результати досліджень впливу радіальних навантажень на однопотокову проточну частину вихрової розширювальної машини

У вихрових розширювальних машинах тиск в проточній частині зменшується від входу до виходу, тому в однопотокових схемах можуть виникати радіальні сили на ротор машини. На рис. 4.9 показан розподіл статичного тиску по довжині робочого каналу проточної частини в окружному

напрямку для однопотокової схеми (рис. 4.9а) і для двопотокової схеми (рис. 4.9б). Видно, що для однопотокової схеми є радіальні зусилля, а для двопотокової схеми радіальні зусилля взаємно скомпенсовані.

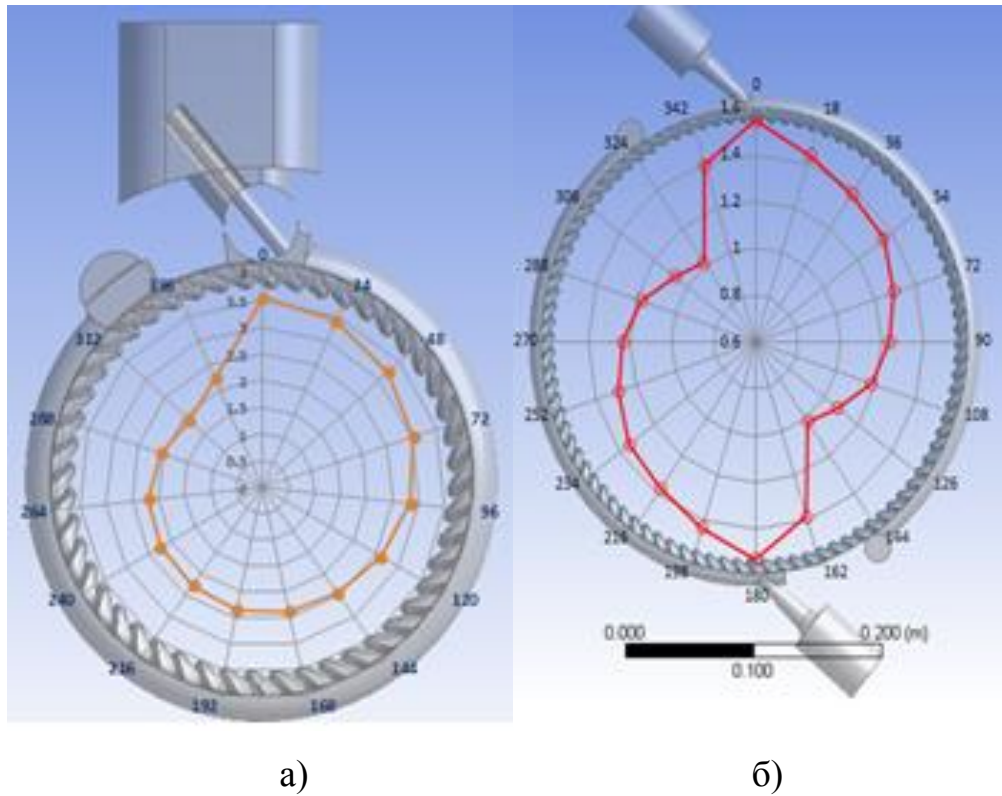


Рисунок 4.9 – Розподіл статичного тиску по довжині робочого каналу проточної частини для однопотокової схеми (а) і для двопотокової схеми (б)

Для визначення області оптимального використання проточних частин вихрових розширювальних машин із зовнішнім периферійним каналом з точки зору радіальних навантажень були побудовані залежності максимальної радіальної сили на ротор вихрового однопотокового ступеня від початкового тиску при  $D=0,360$  м,  $d_k=0,032$  м,  $\overline{d_{ph}}=0,09$  і різних відношеннях тисків (рис. 4.10). Значення радіального навантаження на робоче колесо розширювальної машини порівнювалися зі значеннями допустимих радіальних навантажень на ротор стандартних електрогенераторів різної потужності (рис. 4.11).

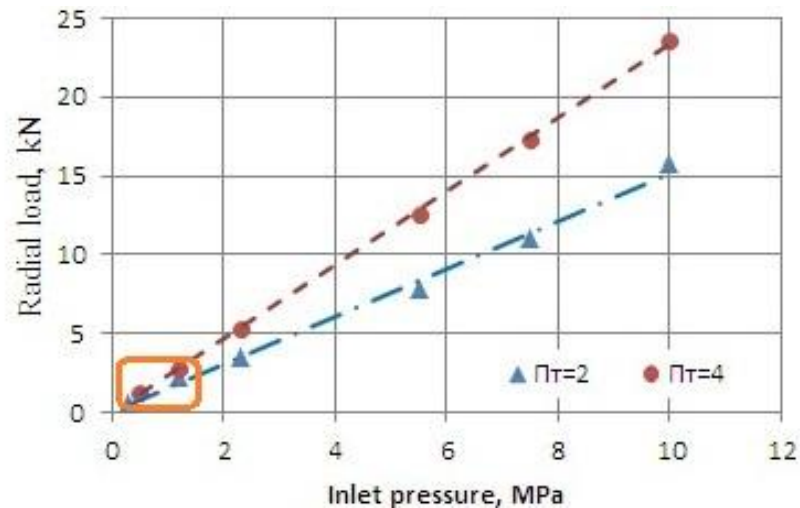


Рисунок 4.10 - Залежність максимального радіального навантаження на ротор вихрової однопоточної ступені від початкового тиску ( $D = 0.360\text{м}$ ,  $d_k = 0.032\text{м}$ ,  $\overline{d_{ph}} = 0.09$ ).

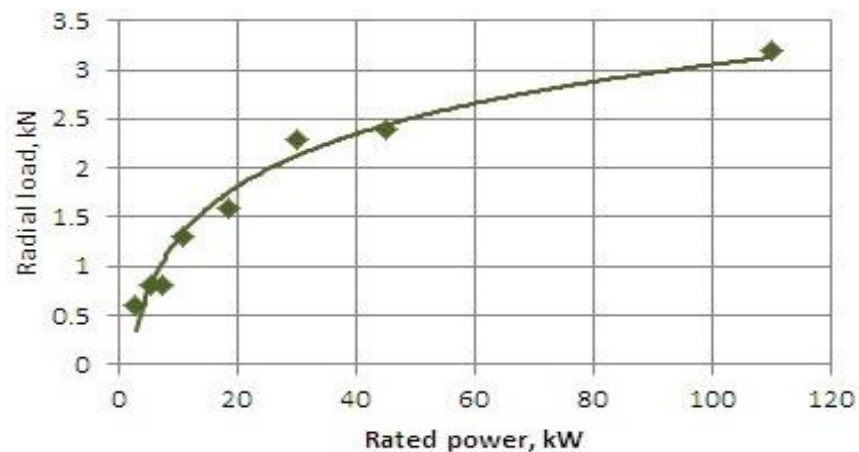


Рисунок 4.11 - Залежність максимального радіального навантаження на ротор стандартного генератора від його потужності.

Аналізуючи залежності рис. 4.10, 4.11 можна зробити висновок, що однопотокову проточну частину можна використовувати без ускладнення конструкції турбогенератора (наприклад, з розташуванням робочого колеса на валу стандартного електрогенератора) в обмеженій області по вхідному тиску (до 1,2 ... 1,8 МПа). При більш високих вхідних тисках необхідно використовувати багатопотокові схеми, розвантажуючи ротор машини від дії радіальних навантажень.

#### 4.2 Методика розрахунку параметрів вихрових розширювальних машин та агрегатів на їх основі

Метою розрахунку є визначення геометричних, термодинамічних, газодинамічних та енергетичних параметрів і співвідношень вихрової розширювальної машини.

Вихідними даними є:

- тиск на вході в вихрову розширювальну машину,  $P_{вх}$ , Па;
- тиск на виході з машини,  $P_{вих}$ , Па;
- температура на вході в машину,  $T_{вх}$ , К;
- частота обертання ротора,  $n$ , об/хв;
- електрична потужність турбогенератора  $N$ , Вт, або витрата газу (масова  $G$ , кг/с, або об'ємна на вході в машину  $V$ , м<sup>3</sup>/с);
- питома газова стала  $R$ , Дж/(кг·К);
- показник адіабати (ізоентропи)  $k$ ;

*Розрахунок основних газодинамічних параметрів вихрової розширювальної машини:*

- 1) Ступінь зниження тиску у вихровій машині:

$$\pi_T = \frac{P_{вх}}{P_{вих}}$$

- 2) Адіабатна (ізоентропна) робота розширення 1 кг газу:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{вх} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_{вих}}{P_{вх}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

- 3) Ізоентропна швидкість витікання:

$$C_s = \sqrt{2h_s}$$

4) Колова швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі:

$$U_1 = \bar{U} \cdot C_s$$

де  $\bar{U}$  – критерій (приведена колова швидкість), вибирається з діапазону оптимальних значень для вихрової машини з зовнішнім периферійним каналом  $\bar{U} = 0.12 - 0.18$ .

5) Кутова швидкість обертання валу:

$$\omega = 3.14 \cdot \frac{n}{30}, \text{ рад/с}$$

*Розрахунок геометричних параметрів вихрової розширювальної машини у першому наближенні:*

6) Зовнішній діаметр робочого колеса:

$$D_1 = 2 \cdot U_1 / \omega$$

7) Діаметр меридіонального перерізу проточної частини:

$$d_{\text{пр.ч}} = \bar{d}_{\text{пр.ч}} \cdot D_1$$

де  $\bar{d}_{\text{пр.ч}}$  – відносний діаметр проточної частини, вибирається з діапазону оптимальних значень для вихрової машини з зовнішнім периферійним каналом  $\bar{d}_{\text{пр.ч}} = 0,05 \div 0,1$ .

8) Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_s = \bar{d}_s \cdot d_{\text{пр.ч}}$$



де  $\overline{d_s}$  – відносний діаметр сопла, вибирається з діапазону оптимальних значень для вихрової машини з зовнішнім периферійним каналом  $\overline{d_s} = 0.3 \div 0.45$ .

9) Кут нахилу сопла, вибирається з діапазону оптимальних значень для вихрової машини з зовнішнім периферійним каналом  $\alpha_{ns} = 25 \div 45$ .

10) Площа вихідного перерізу сопла:

$$F_1 = \frac{3.14 \cdot d^2}{4}$$

*Розрахунок енергетичних параметрів вихрової розширювальної машини:*

11) Коефіцієнт активності вихрової розширювальної машини за ізоентропними перепадами ентальпії для докритичної течії на виході з сопла:

$$\begin{aligned} \beta_s = & b_0 + b_1 \cdot \alpha_{ns} + b_2 \cdot \overline{U} + b_3 \cdot \overline{d_{\text{пр.ч}}} + b_4 \cdot \overline{d_s} + \\ & + b_5 \cdot \alpha_{ns}^2 + b_6 \cdot \overline{U}^2 + b_7 \cdot \overline{d_{\text{пр.ч}}}^2 + b_8 \cdot \overline{d_s}^2 \end{aligned}$$

де  $b_i$  – емпірично визначені коефіцієнти в залежності від кількості потоків.

12) Ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплах:

$$h_{sc} = \beta_s \cdot h_s$$

13) Тиск на виході із сопла:

$$p_c = p_{ex} \cdot \left[ 1 - \frac{h_{sc}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{ex}} \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

14) Швидкість газу на виході із сопла:

$$C_c = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot h_{sc}}$$

де  $\varphi_c$  – швидкісний коефіцієнт для сопла, визначається емпірично.

15) Критична швидкість на виході із сопла:

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k + 1} \cdot R \cdot T_{ex}}$$

16) Безрозмірна (приведена) швидкість на виході із сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}}$$

17) Температура на виході із сопла:

$$T_c = T_{ex} - \frac{C_c^2 \cdot (k - 1)}{2 \cdot k \cdot R}$$

18) Густина газу на виході із сопла

$$\rho_c = \frac{p_c}{R \cdot T_c}$$

19) Масова витрата газу:

$$G_- = F_1 \cdot i_p \cdot i_k \cdot C_c \cdot \rho_c,$$

де  $i_p$  – число потоків;

$i_k$  – число каналів.

Для критичного режиму течії масова витрата газу визначається за формулою:

$$G_- = G_{кр} = \mu_c \cdot F_1 \cdot i_p \cdot i_k \cdot P_{вх}^* \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{вх}^*} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

де  $\mu_c$  – коефіцієнт витрати сопла, визначається емпірично.

Якщо масова витрата задана, то підбирається число потоків і каналів.

Якщо масова витрата не задана, то у першому наближенні приймається

$$i_p = 2, i_k = 1.$$

20) Потужність на валу вихрової розширювальної машини

$$N_T = \frac{N}{\eta_{ел}}$$

де  $\eta_{ел}$  – ККД системи генерації електроенергії.

21) ККД проточної частини вихрової розширювальної машини (гідравлічний ККД з урахуванням перетоків газу через зазор у відсікачі з виходу на вхід ступеня)

$$\eta_{пч} = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{ns} + a_2 \cdot \bar{U} + a_3 \cdot \overline{d_{пр.ч}} + a_4 \cdot \overline{d_s} + \\ + a_5 \cdot \alpha_{ns}^2 + a_6 \cdot \bar{U}^2 + a_7 \cdot \overline{d_{пр.ч}}^2 + a_8 \cdot \overline{d_s}^2$$

де  $a_i$  – емпірично визначені коефіцієнти.

22) Втрати, зумовлені торцевими зазорами (тобто втрати на тертя дисків колеса і втрати від перетоків і витоку газу через торцеві зазори), враховуються відносним ККД, який дорівнює відношенню ізоентропного ККД машини при наявних зазорах до ізоентропного ККД машини при нульових

зазорах. Такий спосіб обліку втрат, викликаних будь-яким геометричним параметром, широко застосовується при дослідженнях малорозмірних і мікротурбін [14]. За результатами випробувань вихрової однопотокової турбіни [14] цей відносний ККД змінюється в діапазоні 0,76-0,86. Ці втрати уточнюються на етапі ескізного проекту за методиками, які представлені в роботах [11,14].

$$\bar{\eta}_\delta = \frac{\eta_s}{(\eta_s)_{\delta=0}}.$$

23) Коефіцієнт, який враховує механічні втрати. Ці втрати уточнюються на етапі ескізного проекту.

24) Адіабатний (ізоентропний) ККД вихрової розширювальної турбомашини:

$$\eta_s = \eta_{nc} \cdot \bar{\eta}_\delta \cdot \eta_{мех}.$$

25) Загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{ТГ} = \eta_s \cdot \eta_{ел}$$

26) Адіабатна (ізоентропна) потужність вихрової розширювальної машини:

$$N_s = \frac{N_T}{\eta_s}$$

27) Необхідна масова витрата газу

$$G = \frac{N_s}{h_s}$$

28) Проводиться порівняння масової витрата газу  $G_*$  з необхідною  $G$ .

Якщо вони різні, то змінюють відносний діаметр сопла або кількість каналів та проводять уточнюючі перерахунки з пункту 7).

29) Температура газу на виході із машини

$$T_{вих} = T_{ex} - \Delta T$$

де  $\Delta T$  – різниця температур між входом та виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s$$

де  $\Delta T_s$  – ізоентропна різниця температур між входом та виходом:

$$\Delta T_s = T_{ex} - T_{вихS}$$

де  $T_{вихS}$  – температура на виході із турбіни в ізоентропному процесі розширення:

$$T_{вихS} = \frac{T_{ex}}{\left(\frac{p_{ex}}{p_{вих}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

4.3 Методика розрахунку характеристик вихрових розширювальних турбомашин та агрегатів на їх основі

Метою розрахунку є визначення залежностей термодинамічних, газодинамічних та енергетичних параметрів і співвідношень вихрової розширювальної турбомашини від частоти обертання ротора, початкових параметрів робочого тіла тощо.

Характеристики розраховуються для визначеної або заданої конструкції вихрової розширювальної машини та агрегата на її основі, для заданого робочого тіла, його початкової температури та початкового або кінцевого тиску.

*Розрахунок характеристик.*

- 1) Відносний діаметр проточної частини

$$\overline{d}_{\text{пр.ч}} = d_{\text{пр.ч}}/D_1$$

- 2) Відносний діаметр сопла

$$\overline{d}_s = d_s/d_{\text{пр.ч}}$$

3) Для різних ступенів зниження тиску в вихровій турбіні Пт (від 1.2 до 6) розраховують термодинамічні, газодинамічні та енергетичні параметри і співвідношення для десяти різних значень приведеної колової швидкості ( $\bar{U} = 0.06, 0.08, 0.1, 0.12, 0.14, 0.16, 0.18, 0.2, 0.22, 0.23$ ).

- 4) Адіабатна (ізоентропна) робота розширення 1 кг газу в машині:

$$h_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{ex}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{\text{вих}}}{p_{\text{ex}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

- 5) Ізоентропна швидкість витікання:

$$C_s = \sqrt{2h_s}$$

- 6) Колова швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі, м/с:

$$U_1 = \bar{U} \cdot C_s$$

7) Частота обертання ротора, об/хв:

$$n = \frac{60 \cdot U_1}{\pi \cdot D_1}$$

8) Коефіцієнт активності вихрової розширювальної машини за ізоентропними перепадами ентальпії для докритичної течії на виході з сопла:

$$\begin{aligned} \beta_s = & b_0 + b_1 \cdot \alpha_{ns} + b_2 \cdot \bar{U} + b_3 \cdot \overline{d_{\text{пр.ч}}} + b_4 \cdot \overline{d_s} + \\ & + b_5 \cdot \alpha_{ns}^2 + b_6 \cdot \bar{U}^2 + b_7 \cdot \overline{d_{\text{пр.ч}}}^2 + b_8 \cdot \overline{d_s}^2 \end{aligned}$$

де  $b_i$  – емпірично визначені коефіцієнти.

9) Ізоентропна робота розширення 1 кг газу в соплах:

$$h_{sc} = \beta_s \cdot h_s$$

10) Тиск на виході із сопла:

$$p_c = p_{ex} \cdot \left[ 1 - \frac{h_{sc}(k-1)}{k \cdot R \cdot T_{ex}} \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

11) Швидкість газу на виході із сопла:

$$C_c = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot h_{sc}}$$

де  $\varphi_c$  – швидкісний коефіцієнт для сопла, визначається емпірично.

12) Критична швидкість на виході із сопла:

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k + 1} \cdot R \cdot T_{ex}} .$$

13) Безрозмірна (приведена) швидкість на виході із сопла в дійсному процесі розширення:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{a_{кр}} .$$

14) Температура на виході із сопла:

$$T_c = T_{ex} - \frac{C_c^2 \cdot (k - 1)}{2 \cdot k \cdot R}$$

15) Густина газу на виході із сопла:

$$\rho_c = \frac{p_c}{R \cdot T_c} .$$

16) Масова витрата газу

$$G_- = F_1 \cdot i_p \cdot i_k \cdot C_c \cdot \rho_c .$$

де  $i_p$  – задане число потоків;

$i_k$  – задане число каналів.

Для критичного режиму течії масова витрата газу визначається за формулою:



$$G_- = G_{кр} = \mu_c \cdot F_1 \cdot i_p \cdot i_k \cdot P_{вх}^* \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{вх}^*} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

де  $\mu_c$  – коефіцієнт витрати сопла, визначається емпірично.

17) Потужність на валу вихрової розширювальної машини

$$N_T = \frac{N}{\eta_{ел}};$$

де  $\eta_{ел}$  – ККД електрогенератора.

18) ККД проточної частини вихрової розширювальної машини (гідралічній ККД з урахуванням перетоків газу через зазор у відсікачі з виходу на вхід ступеня)

$$\eta_{пч} = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{ns} + a_2 \cdot \bar{U} + a_3 \cdot \overline{d_{пр.ч}} + a_4 \cdot \overline{d_s} + \\ + a_5 \cdot \alpha_{ns}^2 + a_6 \cdot \bar{U}^2 + a_7 \cdot \overline{d_{пр.ч}}^2 + a_8 \cdot \overline{d_s}^2;$$

де  $a_i$  – емпірично визначені коефіцієнти.

19) Втрати, зумовлені торцевими зазорами (тобто втрати на тертя дисків колеса і втрати від перетоків і витоків газу через торцеві зазори):

$$\bar{\eta}_\delta = \frac{\eta_s}{(\eta_s)_{\delta=0}}.$$

За результатами випробувань вихрової однопоточної турбіни на режимах, близьких до номінального, [14] цей відносний ККД змінюється в діапазоні 0,76-0,86.

20) Коефіцієнт, який враховує механічні втрати

$$\eta_{\text{мех}} = 0.9 \div 1$$

21) Адіабатний (ізоентропний) ККД вихрової розширювальної машини:

$$\eta_s = \eta_{\text{пч}} \cdot \bar{\eta}_\delta \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot$$

22) Загальний ККД турбогенератора:

$$\eta_{\text{ТГ}} = \eta_s \cdot \eta_{\text{ел}}$$

23) Адіабатна (ізоентропна) потужність вихрової розширювальної машини:

$$N_s = \frac{N_T}{\eta_s}$$

Температура газу на виході із машини:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} - \Delta T$$

де  $\Delta T$  – різниця температур між входом та виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s$$

де  $\Delta T_s$  – ізоентропна різниця температур між входом та виходом:

$$\Delta T_s = T_{\text{вх}} - T_{\text{вихS}}$$

де  $T_{\text{вихS}}$  – температура на виході із машини в ізоентропному процесі розширення:

$$T_{вихS} = \frac{T_{вх}}{\left(\frac{p_{вх}}{p_{вих}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

Викладена вище методика розрахунку характеристик дозволяє для вихрової розширювальної машини певної геометрії розрахувати практично всі характеристики, що цікавлять дослідника, тобто залежності термодинамічних, газодинамічних, енергетичних параметрів від будь-яких змінних: наприклад, залежність ізоентропного ККД від наведеної окружної швидкості робочого колеса.

Для врахування реальних властивостей газу при розрахунках, по вище викладеним методикам, необхідно використовувати коефіцієнт стисливості або діаграми стану реальних парів і газів.

Ці методики справедливі для роботи в області автомоделної по числу Рейнольдса і числу Маха для вихрових турбомашин [11, 14].

#### 4.4 Особливості проектування пневмоагрегатів на основі вихрових розширювальних машин

Пневмоагрегати на базі вихрових розширювальних машин доцільно застосовувати в якості утилізуючих енергозберігаючих газових або парових турбогенераторів.

Виходячи з результатів роботи пропонується наступна методика проектування **газових турбогенераторів** на основі вихрових розширювальних машин.

1. За вихідними даними і методикою, викладеною в підрозділі 4.2, виконати розрахунок геометричних, термодинамічних, газодинамічних та енергетичних параметрів і співвідношень вихрової розширювальної машини.

2. За методикою, викладеної в підрозділі 4.3, виконати розрахунок характеристик вихрової розширювальної машини з геометричними розмірами, отриманими в п.1 даної методики.

3. За отриманими в п.п. 1, 2 даними оцінити можливість конструктивного виконання турбогенератора з розташуванням робочого колеса безпосередньо на валу електрогенератора і виконання його в герметичному корпусі.

4. За результатами розрахунку термодинамічних параметрів оцінити зниження температури газу в турбогенераторі і необхідність підігріву газу на вході в турбогенератор.

5. У разі, якщо температура газу на виході з турбогенератора менше допустимої, задатися допустимою температурою газу на виході з турбогенератора і розрахувати необхідну температуру газу на вході в турбогенератор.

6. Рекомендованою конструкцією турбогенератора є конструкція з розташуванням робочого колеса на валу електрогенератора. При цьому газ на робоче колесо подається з двох сопел, розташованих діаметрально по відношенню один до одного (двопотокова схема проточної частини).

Для збільшення потужності турбогенератора робоче колесо може бути виконано багатоканальним.

7. З урахуванням зміни витрати газу на об'єкті, на якому встановлюється турбогенератор, протягом певного часу (наприклад, протягом року) оцінити можливість використання декількох турбогенераторів. Наприклад для газорозподільної станції при максимальній витраті працюють всі турбогенератори, при зменшенні витрати частина турбогенераторів автоматично відключається. При зникненні електроенергії працює аварійний турбогенератор, забезпечуючи станцію електроенергією.

Для проектуванні **парових турбогенераторів** на основі вихрових розширювальних турбомашин можна надати наступну методику.

1. За вихідними даними і методикою, викладеною в підрозділі 4.2, виконати розрахунок геометричних, термодінамічних, газодинамічних та енергетичних параметрів і співвідношень вихрової розширювальної машини.

2. За методикою, викладеною в підрозділі 4.3, виконати розрахунок характеристик вихрової розширювальної машини з геометричними розмірами, отриманими в п.1 даної методики.

3. За отриманими в п.п. 1, 2 даними оцінити температури, які виникають в проточній частині і на валу вихрової розширювальної турбомашини.

4. Прийняти рішення щодо конструювання підшипникових вузлів і їх охолодження.

5. Прийняти рішення про необхідність передавального механізму (з'єднання з валом електрогенератора через муфту або за допомогою редуктора).

6. Рекомендованою конструкцією турбогенератора є конструкція зі з'єднанням з валом електрогенератора через муфту. При цьому газ на робоче колесо подається з двох сопел, розташованих діаметрально по відношенню один до одного (двопотокова схема проточної частини).

Для збільшення потужності турбогенератора робоче колесо може бути виконано багатоканальним.

7. З урахуванням можливої зміни витрати пари протягом року або певного часу оцінити можливість використання декількох турбогенераторів. При максимальній витраті працюють всі турбогенератори, при зменшенні витрати частина турбогенераторів автоматично відключається

4.5 Шляхи подальшого удосконалення вихрових розширювальних машин і агрегатів на їх основі

В даній роботі оптимальні значення ККД вихрової двопотокової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом вдалося підвищити до рівня більше 48% (рис. 3.27). Збільшення ККД отримано без

ускладнення конструкції (без застосування статорних напрямних лопаток, без зміни площі робочого каналу від входу до виходу тощо) за рахунок організації поздовжньо-вихрового руху на всій довжині робочого каналу проточної частини шляхом оптимального вибору геометричних параметрів проточної частини. При цьому зоні максимальних ККД в діапазоні відношення тисків  $P_t = 1.2-6$  відповідають  $n_s = 0.04 \dots 0.24$ ,  $\bar{U} = 0.15-0.2$ .

Основною перевагою вихрових розширювальних машин є їх тихохідність, тому перспективним напрямком є розширення діапазону оптимальних критеріальних комплексів в сторону зменшення бистрохідності шляхом створення конструкції проточної частини з ККД на рівні 50 % при коефіцієнті приведеної колової швидкості рівним  $\bar{U} = 0.08-0.1$ . Цього можна досягти організацією повздовжньо-вихрової течії по всій довжині проточної частини при постійних значеннях  $\bar{U}=0.09$  за рахунок застосування статорних напрямних лопаток рис 4.12, або профілювання статорної частини каналу по довжині проточної частини.

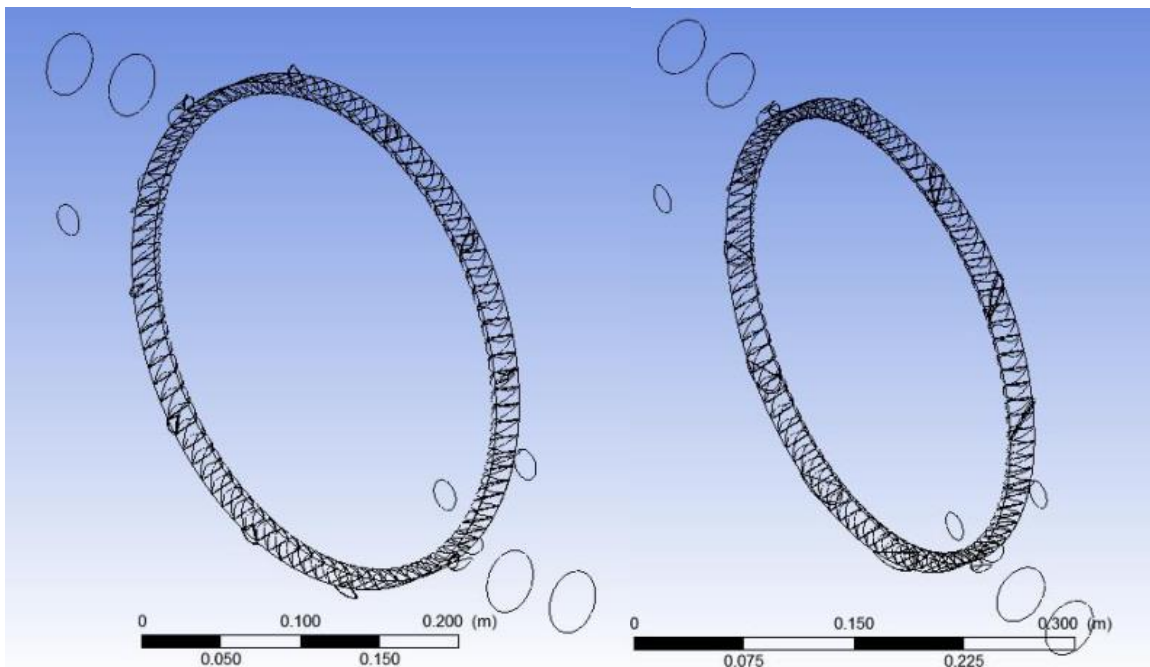


Рисунок 4.12 – Варіанти проточних частин з встановленими напрямними лопатками, які досліджувались.

Слід зазначити, що застосування вищеписаних конструктивних заходів при добре сформованому по всій довжині вихровому потоці при отриманих в роботі оптимальних параметрах ( $\bar{U} = 0.14 \dots 0.2$ ,  $\bar{d}_s = 0.28 \dots 0.38$ ,  $\alpha_{ns} = 25 \dots 50$  град,  $\bar{L}_p = 8 \dots 11$ ) не призвело до збільшення ККД рис 4.13.

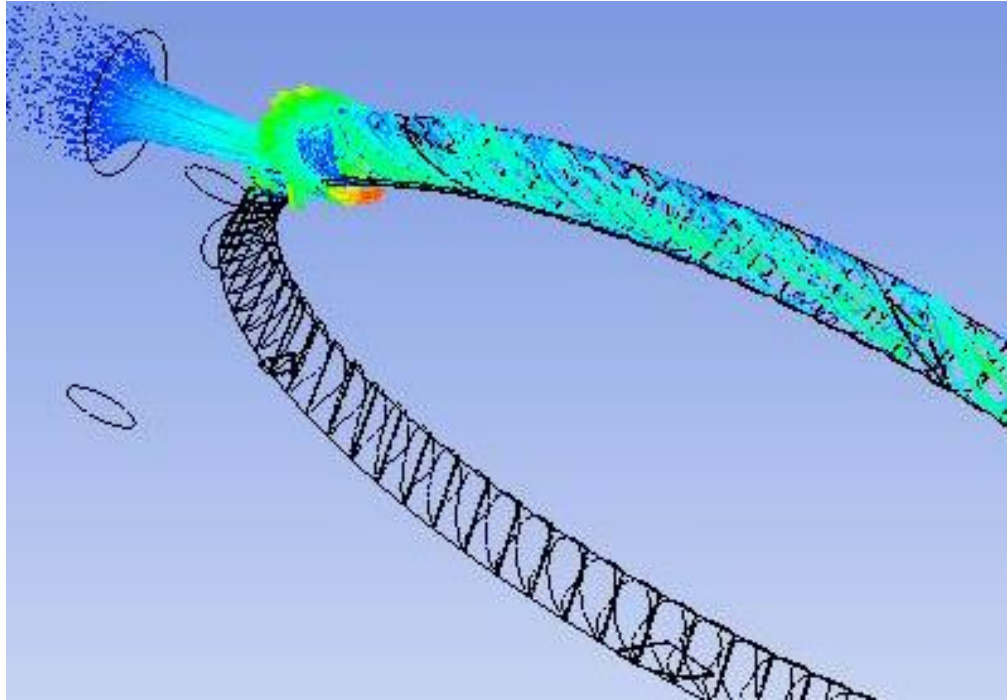


Рисунок 4.13 – Конструкція та візуалізація потоку в проточній частині з встановленими напрямними лопатками.

Вплинути на вихрову течюю можна також застосуванням підкручуючого потоку (наприклад з додаткового сопла) рис. 4.14. Застосуванням таких сопел можна підвищити потужність але збільшити ККД оптимальної проточної частини таким чином також не вдалося, так як вихрова течія і так добре сформована.

В малопотужних агрегатах, в яких застосовують розширювальні машини, часто необхідно спрацьовувати великі перепади тиску до  $P_t=20$ . При цьому класичні розширювальні машини виконують бегатоступінчатими (рис. 4.15, 4.16) і часто парціальними або швидкохідними з ККД до 50 %.

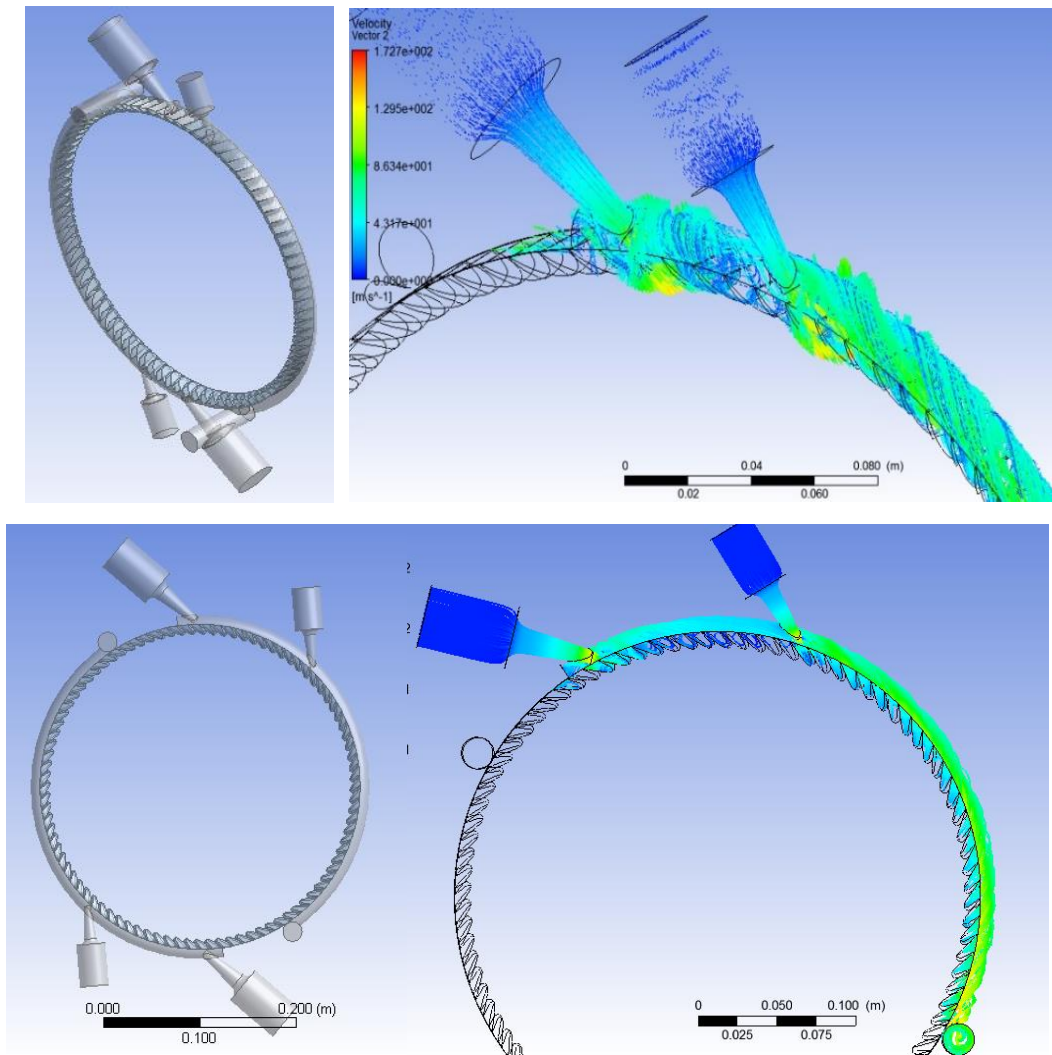


Рисунок 4.14 – Конструкція та візуалізація потоку в проточних частинах вихрових розширювальних машин з додатковими соплами для підкрутки потоку.

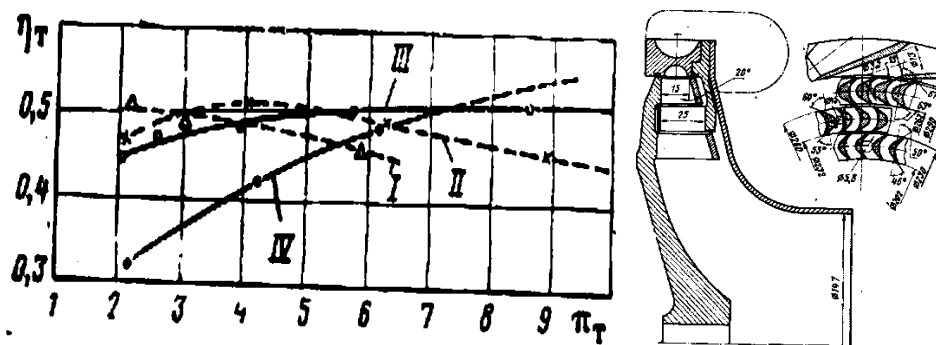


Рисунок 4.15 – Конструкція та характеристики проточних частин турбіни Т-60 при  $\bar{U} = 0.178$ .



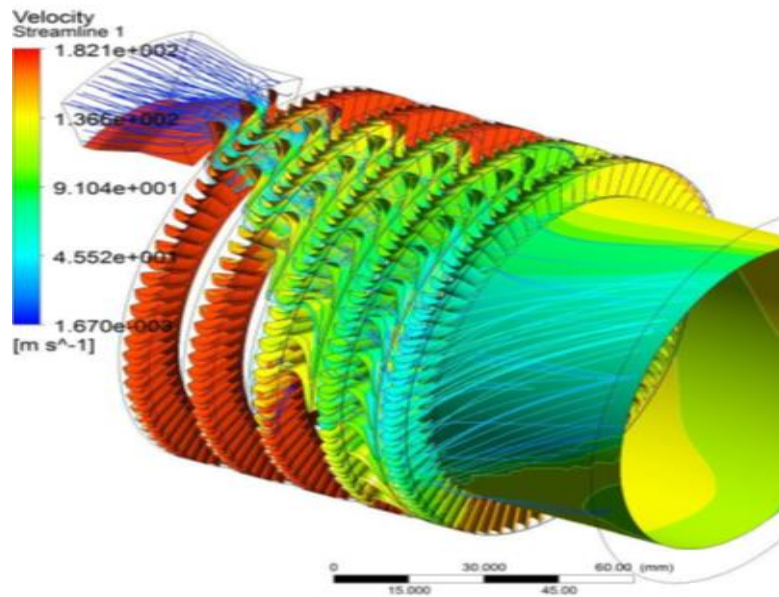


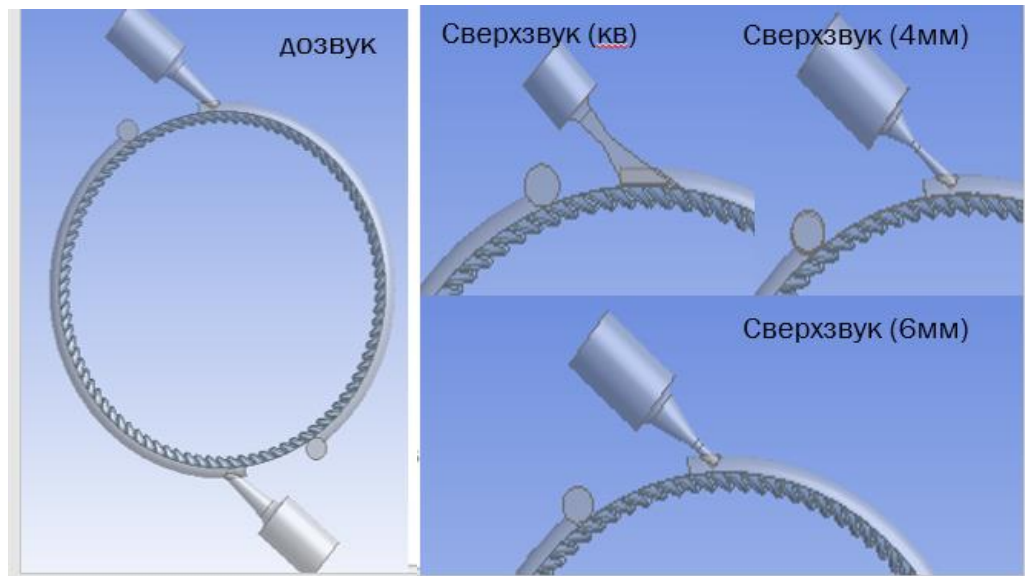
Рисунок 4.16 – Конструкція проточної частини маловитратної парціальної 5-ти ступінчатої осьової розширювальної машини з номінальним відношенням тиску  $P_t=10$ .

На рис. 4.15 для порівняння наведені характеристики двухступеневої радіальної турбіни з різними соплами при постійному значенні  $\bar{U} = 0.178$ . ККД проточних частин турбін Т-60 не перевищує 50%.

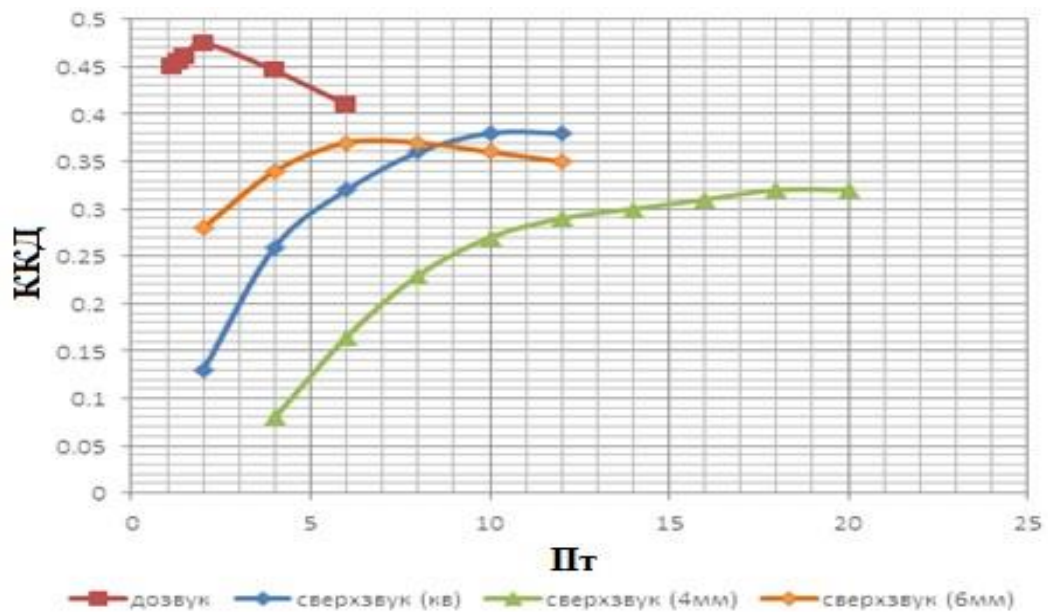
Перспективно в такому випадку використати тихохідні вихрові машини з надзвуковими соплами рис. 4.17. На рис. 4.17 показані характеристики (залежність ККД від відношення тиску) вихрових розширювальних машин з різними соплами при постійному значенні приведеної колової швидкості  $\bar{U} = 0.16$ .

З рисунку 4.17 видно, що при збільшенні відношення тиску ККД проточної частини знижується, це пояснюється збільшенням швидкості в проточній частині.

На рис 4.16 представлена конструкція проточної частини маловитратної парціальної 5-ти ступінчатої осьової розширювальної машини з номінальним відношенням тиску  $P_t=10$ . Таку розширювальну машину можна замінити одноступінчатою вихровою представленою на рис. 4.17.



а)



б)

Рисунок 4.17 – Конструкція (а) та характеристики (б) проточних частин вихрових розширювальних машин при  $\bar{U} = 0.16$ .

Перспективним напрямком в енергетиці в останні роки стало створення мікро-енергетичних комплексів [94-97] малих потужностей для автономних індивідуальних енергоспоживачів. Ці комплекси мають ряд незаперечних переваг, включаючи широкий спектр використовуваних палив і теплоносіїв,



## Висновки по розділу 4

1) Визначено області раціонального використання вихрових розширювальних машин. Для вихрових розширювальних машин зоні максимальних ККД відповідає:  $n_s = 0.04 \dots 0.24$ ,  $D_s = 15 \dots 50$ ,  $\bar{U} = 0.15-0.2$ . ВРМ можуть працювати з максимальними ККД при  $\Phi_2 < 0.01$ . За коефіцієнтом комплексної потужності ВРМ однозначно є малопотужними, маловитратними розширювальними машинами і працюють з оптимальними ККД в області  $N_{\text{компл}} = 0.004 \dots 0.1$ , в цій області ККД класичних розширювальних машин на 20% нижче.

Отримані залежності між критеріальними комплексами (рис. 4.5-4.8) можна використовувати для оцінки розмірів і ККД вихрових розширювальних машин при заданих параметрах робочого тіла на вході, потужності і частоті обертання ротора РТМ.

2) Проведено порівняння характеристик маловитратних розширювальних турбомашин різних типів по ряду критеріальних комплексів. Встановлено, що оптимальна наведена колова швидкість робочого колеса і оптимальний коефіцієнт швидкохідності для вихрових розширювальних машин значно нижче оптимальних окружних швидкостей і коефіцієнтів швидкохідності класичних розширювальних турбомашин.

3) З точки зору радіальних сил вихрові однопотокові ступені можна використовувати до тиску газу на вході до 1.2 ... 1.8 МПа, при більш високих вхідних тисках необхідно використовувати багатопотокові схеми. У порівнянні з трьохпотоковою двопотокова схема має більш просту конструкцію і менші, ніж у трьохпотокової, оптимальні значення приведеної окружної швидкості  $\bar{U}$ . Для утилізаційних детандерних установок малої потужності застосування двопотокової схеми найбільш доцільно, так як при такій схемі вдається зрівноважити радіальні сили більш простою і компактною конструкцією.

4) В результаті проведених робіт розроблена методика розрахунку параметрів та характеристик вихрових розширювальних машин і пневмоагрегатів на їх основі.

5) Розглянуто особливості проектування газових та парових турбогенераторів на основі вихрових розширювальних машин. Найбільш перспективним є використання ВРМ для створення тихохідних (з частотою обертання  $n \approx 3000$  об/хв) пневмоагрегатів різного призначення (наприклад турбогенераторів і турбоприводів) невеликої потужності (до 500 кВт).

6) Сформовані та обгрунтовані шляхи подальшого удосконалення вихрових розширювальних машин і агрегатів на їх основі. Визначена необхідність проведення досліджень для підвищення ККД при ще нижчій тихохідності та (або) при більших відношеннях тиску. Перспективним напрямком є створення мікро-енергетичних комплексів малих потужностей, що базуються на використанні струминного термокомпресорного модуля (СТК-модуля) і вихрової розширювальної машини.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача підвищення ефективності і надійності пневмоагрегатів на основі вихрових розширювальних машин та визначення області їх раціонального застосування.

Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. Обґрунтовано доцільність застосування агрегатів на основі вихрових розширювальних машин потужністю до 500 кВт. Визначено області їх раціонального використання за основними критеріальними комплексами, загально визначеними в теорії і практиці турбомашин: наприклад, за приведеною частотою обертання (коефіцієнтом швидкохідності)  $n_s=0.04\dots0.24$ , за приведеним діаметром  $D_s=15\dots50$ , за приведеною окружною швидкістю робочого колеса  $\bar{U}=0.14-0.18$ . Вихрові розширювальні машини можуть працювати з максимальними ККД при коефіцієнті витрати  $\Phi_2<0.01$ . За коефіцієнтом комплексної потужності вихрові розширювальні машини однозначно є малопотужними, маловитратними машинами і працюють з оптимальними ККД в області  $N_{\text{компл}}=0.004\dots0.1$ , в якій ККД класичних (доцентрових і осьових) розширювальних машин на 20 % нижче.

Порівняння характеристик маловитратних розширювальних турбомашин радіального, осьового і вихрового типів по ряду критеріальних комплексів показало, що найбільш перспективним є використання вихрових розширювальних машин для створення тихохідних (з частотою обертання 3000 об/хв) турбогенераторів і турбоприводів відносно невеликої потужності (до 500 кВт) з терміном окупності 1-2 роки.

2. Розроблено та верифіковано за експериментальними даними методику розрахунку течії газу у проточній частині вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом у програмному комплексі ANSYS.

3. Вперше розроблено параметричну модель багатопотокової вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом і методику чисельного дослідження її в програмному комплексі ANSYS, що дозволило досліджувати вплив геометричних і газодинамічних параметрів на її ефективність і характеристики; сплановано з застосуванням теорії планування

експерименту обчислювальний експеримент з вибором значущих факторів і діапазонів їх зміни та проведено оптимізаційні дослідження за допомогою програмно-обчислювального комплексу ANSYS з метою досягнення максимального ККД за рахунок оптимізації геометричних розмірів проточної частини.

Дослідження у програмному комплексі ANSYS показало, що

- поздовжньо-вихрова течія є базовою при передачі енергії від робочого тіла лопаткам робочого колеса і чим краще організована ця течія, тим вище ККД машини;

- застосування двопотокової схеми дозволяє більш ефективно використовувати довжину проточної частини і компенсувати радіальні навантаження на опори, що сприяє підвищенню ККД і надійності роботи вихрової розширювальної машини;

- оптимальні значення ККД вихрової двопотокової машини із зовнішнім периферійним каналом можна підвищити більш ніж на 15% (з рівня 30% до рівня більш 45%);

- з точки зору радіальних сил вихрові однопотокові ступені можна використовувати до тиску газу на вході до 1.2 ... 1.8 МПа, а при більш високих вхідних тисках необхідно використовувати багатопотокові схеми. У порівнянні з трьохпотоковою двопотокова схема має більш просту конструкцію і менші, ніж у трьохпотокової, оптимальні значення приведеної окружної швидкості  $\bar{U}$ . Для утилізаційних детандерних установок малої потужності застосування двопотокової схеми найбільш доцільно, бо при такій схемі вдається зрівноважити радіальні сили більш простою і компактною конструкцією;

- отримані діапазони зміни значущих факторів для зони максимального ККД для однопотокових, двопотокових і трьохпотокових проточних частин вихрових розширювальних машин із зовнішнім периферійним каналом;

- отримані залежності ККД проточної частини вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом від значущих факторів:

$$\eta_{\text{пч}} = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{ns} + a_2 \cdot \bar{U} + a_3 \cdot \overline{d_{\text{пр.ч}}} + a_4 \cdot \overline{d_s} + a_5 \cdot \alpha_{ns}^2 + a_6 \cdot \bar{U}^2 + a_7 \cdot \overline{d_{\text{пр.ч}}}^2 + a_8 \cdot \overline{d_s}^2.$$

4. Створено експериментальну модель вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом, турбогенератор на її основі і експериментальний стенд для дослідження вихрових розширювальних машин та агрегатів на їх основі. Конструкція машини дозволяє досліджувати вплив основних геометричних параметрів проточної частини на ефективність вихрової розширювальної турбомашини і турбогенератора в цілому. Для забезпечення контролю обладнання стенду та автоматизації реєстрації параметрів вихрової розширювальної машини в процесі випробувань створено інформаційну вимірювальну систему, яка складається з програмного забезпечення, контролерів та датчиків.

Для визначення потужності та ККД вихрової машини створений бездротовий датчик крутного моменту (тензометричну муфту ТМ100). На основі тензометричної муфти і розробленого програмного забезпечення створена інформаційно-вимірювальна система для вимірювання крутного моменту на валах, що обертаються, яка в порівнянні з відомими має компактну і зручну в роботі конструкцію з мінімальною кількістю елементів.

В результаті експериментальних досліджень отримано характеристики оптимізованої проточної частини та підтверджено результати обчислювального експерименту. В результаті досліджень вдалося підвищити ККД вихрової машини з зовнішнім периферійним каналом з рівня 30 % до рівня більше 45 %.

5. Розроблена методика розрахунку параметрів одно та багатопотокової проточної частини вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом.

6. Розроблено рекомендації, спрямовані на забезпечення роботи агрегатів, створених на основі вихрових розширювальних машин, в зоні максимальної ефективності в діапазоні зміни ступеня зниження тиску  $\Pi_T=1,2-6$  для:

- однопотокової схеми –  $\bar{U}=0,12\dots0,18$ ,  $\overline{d_{\text{пр.ч}}}=0,08\dots0,10$ ;
- двопотокової схеми –  $\bar{U}=0,15\dots0,19$ ,  $\overline{d_{\text{пр.ч}}}=0,05\dots0,07$ ;
- трьохпотокової схеми –  $\bar{U}=0,18\dots0,22$ ,  $\overline{d_{\text{пр.ч}}}=0,02\dots0,04$ .



Для багатопотокових схем додатково введено безрозмірний параметр ( $\bar{Lp}$ ), який пов'язує довжину проточної частини в окружному напрямку для одного потоку з довжиною кола меридіонального перерізу проточної частини.

Отримано узагальнені оптимальні значення параметрів для трьох схем вихрових розширювальних машин із зовнішнім периферійним каналом в діапазоні ступеня зниження тиску  $\Pi_T = 1,2-6$ :  $\bar{a}_s=0,28\dots0,38$ ,  $\alpha_{ns}=25\dots45$  град,  $\bar{Lp}=8\dots11$ . При цьому для досягнення максимального ККД відносний крок лопаток рекомендується прийняти  $\bar{t}=1,1\dots1,3$ , кут установки лопаток рекомендується прийняти рівним мінус 10 град, кут нахилу лопатки рекомендується прийняти рівним 35 град, зміщення осі сопла рекомендується виконувати максимальним.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних та нетрадиційних джерел енергії України / [Кудря С. О., Яценко Л. В., Душина Г. П. та ін.]. – К.: Інститут електродинаміки НАН України, 2001. – 41 с.
2. Грицына В.П. Энергетика за рубежом. Стратегический план развития малых локальных энергоустановок в США // Промышленная энергетика.-2001.- № 12.-С. 50-53.
3. Ванеев С.М. Исследование вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом с помощью виртуального стенда [Текст] / С.М. Ванеев, Д.В. Мирошниченко // Журнал инженерных наук. - 2015. - Т.2; №2. - С.В1-В12.
4. Ванеев С.М. Исследование и оптимизация конструкции проточной части вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом / С.М. Ванеев, Д.В. Мирошниченко // Компрессорное и энергетическое машиностроение: научно- технический и производственный журнал. – 2015. – №4(42). – С. 9-14.
5. Ванєєв С.М. Визначення області раціонального застосування вихрових розширювальних турбомашин з використанням критеріальних комплексів / С. М. Ванєєв, Д. В. Мірошниченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 66–74. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.09 (входить до бази даних Ulrich's Periodicals Directory американського видавництва Bowker; індексується в онлайнній наукометричній базі даних Index Copernicus).
6. Vaneev S. Research of multi-flow and multi-channel flow parts of the vortex expansion machines with the external peripheral channel/ S. Vaneev, D. Miroshnichenko, S. Meleychuk, V. Baga // Materials Science and Engineering 233 (2017) 012020 doi:10.1088/1757-899X/233/1/012020.
7. Ванєєв С.М. Стенд для дослідження розширювальних турбомашин малої потужності та агрегатів на їх основі / С. М. Ванєєв, Д. В. Мірошниченко,

В. О. Журба, Я. В. Знаменщиков, В. М. Бага, Т. С. Родимченко. // Холодильна техника та технологія. – 2019. - № 55(1). – С. 15-21.

8. Vaneev S.M. Generation of data measuring system for torque measurement on running shafts using a non-contact torsional dynamometer / Vaneev S.M., Miroshnichenko D.V., Rodymchenko T.S., Protsenko M., Smolenko D.V.// JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES. – 2019 - Volume 6, Issue 2 (2019) - pp. E 17–E 23.

9. Ванеев С.М. Применение детандер-генераторов на основе вихревых расширительных машин в качестве источника электроэнергии на компрессорных станциях / Д.В. Мирошниченко, С.М. Ванеев, И.И. Сидоренко // Труды XVII Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Казань: Изд-во «Слово», 2017. – С. 278-283.

10. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1981. – 197 с.

11. Виршубский И. М., Рекстин Ф. С., Шквар А. Я. Вихревые компрессоры. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 271 с.

12. Хмара В. Н. Теория и расчет вихревых вакуумных компрессоров: учеб.пособие по курсу "Динамические машины" / под ред. П. И. Пластинина – М.: МВТУ, 1988. – 44 с.

13. Анохин В. Д. Теория и расчет вихревых турбомашин: учеб. пособие / В. Д. Анохин, А. Г. Богатырев – М., ВЗМИ, 1986. – 73 с.

14. Ванеев С. М. Разработка и исследование вихревого пневмопривода с внешним периферийным каналом и сопловым аппаратом: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06 / Сергей Михайлович Ванеев – М., 1986. – 183с.

15. Ванеев С.М. Исследования вихревой пневматической турбины для привода шарового крана // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение. - 1999. - Вып.35. - С. 71-75.

16. Гришин Ю. А. Численный расчет вихревого пневмостартера дизельного двигателя / Ю. А. Гришин, И. В. Москалев // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. – 2012. – № 7. – С. 37–47.
17. Москалев И. В. Пуск дизельного двигателя с помощью вихревого турбостартера: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.02.08 – Тепловые двигатели / И. В. Москалев – М., 2013 – 15 с.
18. Левин Б. И., Степина Е. М. Комбинированные источники энергоснабжения на базе паровых и пароводогрейных котельных // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 6. – С.30–35.
19. Мильман О. О. Техничко-экономические показатели миниэлектростанций с противоаварийными турбинами // Теплоэнергетика. – 2000. – № 1. – С. 6–13.
20. Салов В. Р. Паровой турбогенератор для мини-ТЭЦ мощностью 300 кВт // Промышленная энергетика. – 2006. – № 5. –С. 23–24.
21. Березин С. Р., Богачева А. И. Технология энергосбережения на базе паровой винтовой машины // Турбины и дизели. – 2010. – № 4 –С. 24–27.
22. Березин С. Р. Паровая винтовая машина / С. Р. Березин, В. М. Боровков, В. И. Ведайко, А. И. Богачева // Современное машиностроение. – 2009. – N 1(7). – С. 32–35.
23. Ванеев С.М., Марцинковский В.С., Гриценко В.Г., Овсейко И.В. Использование турбопривода вихревого типа в целях энергосбережения// Компрессорная техника и пневматика. - 2002. - №9. - С. 11-13.
24. Ванеев С.М., Марцинковский В.С., Овсейко И.В. Энергосберегающие турбогенераторы и турбоприводы на базе вихревых турбин // Мир техники и технологий. – 2005. - №10. С.74-75.
25. Ванеев С.М., Марцинковский В.С., Овсейко И.В., Нестеренко В.А., Кухарев И.Е. Использование вихревых турбин в целях энергосбережения // Вісник Сумського державного університету. - 2005. - №1(73). - С. 102-108.

26. Язык А. В. Утилизация потенциальной энергии газа на газораспределительных станциях в детандерных установках. (Обз. инфом. Сер. Использование газа в народном хозяйстве, вып. 4) – М.: ВНИИЭГазпром, 1988. – 32 с.

27. А. В. Захаров, Ю. И. Есин, Д. В. Стулов. Перспективы развития нормативного обеспечения эксплуатации, диагностики и проектирования ГРС. Внедрение нового технологического оборудования на ГРС // Территория НЕФТЕГАЗ. – № 12. – 2011. – С. 20–23.

28. Технические требования к системам электроснабжения ГРС: СТО Газпром 2–1.11–081–2006. –Дата введения 2007–01–10. – М. : ООО "ИРЦ Газпром". – 32 с.

29. Чебан В. Г. Малогабаритная вихревая турбина как привод гидродинамического очистителя вязких жидкостей: Дис... канд. техн. наук: 05.05.17 / Виктор Григорьевич Чебан. — Алчевск, 2003. — 185с.

30. Чебан В. Г. Рабочий процесс вихревой турбины // Сборник научных трудов ДГМИ. – 2000. – Вып. 12. – С.92–97.

31. Чебан В. Г. Влияние поперечных вихрей на работу вихревой турбины // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки (Машинобудування). – 2001. – № 9(30)–10(31). – С.195–201.

32. Финкельштейн З. Л., Чебан В. Г. Пути совершенствования проектирования вихревых турбин / З. Л. Финкельштейн, В. Г. Чебан // Технологии в машиностроении: Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. – 2001. – Вып. 129, Ч.1. – С.105–112.

33. Сергеев В. Н. Разработка пневмопривода вихревого типа с внутренним периферийным каналом и исследование влияния газодинамических и геометрических параметров на его эффективность: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06 / Владимир Николаевич Сергеев – М., 1983. – 127с.

34. Хмара В. Н. Работа вихревой машины в режиме пневмодвигателя / В. Н. Хмара, В. Н. Сергеев // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1982. – № 5. – С. 72–75.

35. Хмара В. Н. Влияние типа проточной части вихревой машины на ее работу в режиме пневмодвигателя / В. Н. Хмара, В. Н. Сергеев // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1983. – № 9. – С. 78–82.

36. Хмара В. Н. Работа вихревой машины в режиме пневмопривода / В. Н. Хмара, В. Н. Сергеев, С. М. Ванеев // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1985. – №9 – С. 59–62.

37. Хмара В. Н., Ванеев С. М. Влияние организации потока газа на входном участке проточной части на эффективность вихревого пневмопривода с внешним периферийным каналом – М., 1985. – 12с. Деп. в ЦИНТИхимнефтемаш 1.08.85г. №1422ХМ– 85 Деп.

38. Хмара В. Н. Исследование вихревой машины с периферийным каналом в режиме пневмопривода / В. Н. Хмара, В. Н. Сергеев, С. М. Ванеев // Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок: Тезисы докладов 7-й Всесоюз. научн. техн. конф. –Казань, 1985. –С.135–136.

39. Хмара В. Н. Работа вихревых машин с периферийным каналом в режиме пневмопривода / В. Н. Хмара, В. Н. Сергеев, С. М. Ванеев // Тр. МВТУ им. Н. Э Баумана. – 1986. – Вып., №464. – С.49–59.

40. Хмара В. Н., Староверов К. В., Сергеев В. Н. Совершенствование вихревой машины с сопловым аппаратом на входе, работающей в режиме пневмопривода – М.,1990. – 8с. Деп. в ЦИНТИхимнефтемаш 15.04.90 г. №1422МХ– 90 Деп.

41. Ванеев С. М. Вихревые турбомашины для сжимаемых сред / Ванеев С. М., Марцинковский В. С., Гриценко В. Г. и др. // Компрессорная техника и пневматика, 2002. – №3. – С.2–7.

42. Сергеев В. Н. Исследование вихревых машин в режиме турбопривода / В. Н. Сергеев, В. Н. Хмара, Л. Н. Белотелова и др. // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. Спец. вып. Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование. – 2011. – С. 104–109.

43. Ванеев, С. М. Области рационального использования пневмоагрегатов с вихревыми и струйнореактивными турбинами / С. М. Ванеев, З. Л. Финкельштейн // MOTROL. Lublin. – 2011. – Vol. 13. – P. 128–137. – ISSN 1730-8658.

44. Староверов К. В. Совершенствование и исследование вихревой машины с периферийным каналом в режиме пневмопривода: Дис... канд. техн. наук.: 05.04.06 / Константин Владимирович Староверов –М., 1990. – 128

45. Москалев И. В. Особенности моделирования вихревой турбины во FlowVision // Инженерные системы – 2013. Тр. Международного форума. – М., 2013. – С. 80–85.

46. Demari G., Burton I.D. Mathematical Model for regenerative or peripheral Turbomachines // Proc. 6th Conf. Fluid Mach.-Budapest. 1979. –V. 1. –p. 298–308.

47. Ванеев С. М., Королев С. К., Маневская А. В. Использование вихревых и струйно-реактивных турбин в целях энергосбережения // Промислова гідраліка і пневматика. – 2004. –№4(6). – С. 3–5.

48. Ванеев С. М. Вихревые и струйно-реактивные расширительные турбомашини // Вісник Сумського державного університету. – 2006. –№10(94) – С.97–103.

49. Мирошниченко Д.В. Анализ результатов экспериментальных исследований вихревой турбины с периферийно-боковым каналом [Текст] / Д.В. Мирошниченко, С.М. Ванеев, С.В. Ладенко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2011. — Ч.3. — С. 33.

50. Русанов А.В. Ершов С.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин. Монография. – Харьков. ИПМаш НАН України, 2008 – 275 с.
51. Menter, F.R. Zonal Two Equation  $k-\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows [Text] / F. R. Menter // AIAA Paper, № 93-2906.–1993–P.21.
52. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
53. Асатурян В. И. Теория планирования эксперимента. Учебное пособие для вузов. М.: Радио и связь, 1983г. 248 с.
54. Баптизманский В. И., Яковлев Ю. Н., Паниотов Ю. С. Организация эксперимента . – Киев : УМК ВО, 1992. С.244.
55. Винарский М. С., Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях . – Киев : Техника, 1975. С. 168 с.
56. Фролов, Л.Б. Измерение крутящего момента / Л.Б. Фролов. – М.: Энергия, 1967. – 176 с. 58
57. V.A. Sopin, V.V. Nadvotskaya, V.B. Yushkova. Development of information-measurement system for measurement of torque. Altai State Technical University. I.I. Polzunova, Barnaul. Polzunovsky almanakh №2 2016, p. 235-237.
58. S.A. Gorozhankin, A.Ya. Babanin, N.V. Savenkov, V.V. Ponyakin. Piston ice torque measurement wheel machine while its operation at unstable mode by torsion torque dynamometer. Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture, Makeevka, 2018, p. 138-147.
59. Le Van Ngia, Ngo Fyong Le, Nguen Chong Hoan. Experienced sample of contactless torque sensor moments on rotating shaft. ISSN 1995-0470. MECHANICS OF MACHINES, MECHANISMS AND MATERIALS. 2018.No 3 (44) p. 59-66.



60. V.L. Gaponov, A.S. Gurinov, V.V. Dudnik. Change in torque on rotating shafts. Don State Technical University. Vesnik DGTU. 2012. No1 (62) vol. 2. p. 25-32.
61. Hilal Muftah, M., Mohamed Haris, M., Petroczki, K., Awad Khidir, E. An improved strain gauge-based dynamic torque measurement method. *International Journal of Circuits, Systems and Signal Processing* 7(1), p. 66-73
62. Jiang, K., Zhou, Y., Han, L., Liu, Y., Hu, S. Design of a High-Resolution Instantaneous Torque Sensor Based on the Double-Eccentric Modulation Principle. *IEEE Sensors Journal* Vol. 19(16), 8691751, p. 6595-6601. DOI: 10.1109/JSEN.2019.2911392.
63. Turner, J.D. Development of a rotating-shaft torque sensor for automotive applications. *IEE Proceedings D: Control Theory and Applications*. 135 -D(5), p. 334-338. DOI: 10.1049/ip-d.1988.0050.
64. Nurprasetio, I.P., Aziz, M., Budiman, B.A., Afwan, A.A. Development of Static and Dynamic Online Measurement System for Ground Vehicles. *Proceeding - 2018 5th International Conference on Electric Vehicular Technology, ICEVT 2018*, 8628346, p. 31-35. DOI: 10.1109/ICEVT.2018.8628346.
65. Weidinger, P., Foyer, G., Kock, S., Gnauert, J., Kumme, R. Calibration of torque measurement under constant rotation in a wind turbine test bench. *Journal of Sensors and Sensor Systems*. Vol. 8(1), p. 149-159. DOI: 10.5194/jsss-8-149-2019.
66. Popelka, J., Scholz, C. Measuring the Torque of a Combustion Engine. *MATEC Web of Conferences* 220,03006. DOI: 10.1051/mateconf/201822003006
67. Dmitriev, S., Daryenkov, A. German, L. Gordeev, B., Okhulkov, S., Serebryakov, A. Torque sensors calibration of electromechanical complexes shafts. *Vibroengineering Procedia*, Vol. 21, p. 190-195. DOI: 10.21595/vp.2018.20355.
68. Zappalá, D., Bezziccheri, M., Crabtree, C.J., Paone, N. Non-intrusive torque measurement for rotating shafts using optical sensing of zebra-tapes. *Measurement Science and Technology*, Vol.29(6),065207. DOI: 10.1088/1361-6501/aab74a.

69. Feliks, S., Sergiy, Y., Kostyantyn, P., Sergiy, N. New approach to torque measurement unit development and its calibration. *Journal of Konbin* Vol.46(1), p. 75-86. DOI: 10.2478/jok-2018-0024.

70. Borges, J.C.S., De Deus, D.B.B., Lima Filho, A.C., Belo, F.A. New Contactless Torque Sensor Based on the Hall Effect. *IEEE Sensors Journal*. Vol. 17(16),7967801, p. 5060-5067.

71. Xiaoxia, J., Huibin, C., Zikai, C., Songxin, L. The research on torque measurement system based on surface acoustic wave sensor. *Proceedings of the 2017 IEEE International Conference on Information, Communication and Engineering: Information and Innovation for Modern Technology, ICICE 2017*, 8479286, p. 400-403.

72. Li, T., Shi, C., Tan, Y., Zhou, Z. Fiber Bragg Grating Sensing-Based Online Torque Detection on Coupled Bending and Torsional Vibration of Rotating Shaft. *IEEE Sensors Journal*. Vol 17(7), 7856991, p. 1199-2007.

73. Sequeira, M., Alahakoon, S. Energy efficient variable speed drives empowered with torque estimation *Energy Procedia*. Vol. 160, 2019, P. 194-201. DOI: 10.1016/j.egypro.2019.02.136.

74. Liska, J., Jakl, J., Kunkel, S. Measurement and evaluation of shaft torsional vibrations using shaft instantaneous angular velocity. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. DOI: 10.1115/GT2018-76406

75. Silva, D., Mendes, J.C., Pereira, A.B., Gégot, F., Alves, L.N. Measuring torque and temperature in a rotating shaft using commercial saw sensors. *Sensors (Switzerland)* Vol. 17(7),1547. DOI: 10.3390/s17071547.

76. Mukherjee, A., Lukaschuk, S., Burnishev, Y., Falkovich, G., Steinberg, V. Precise measurements of torque in von Karman swirling flow driven by a bladed disk. *Journal of Turbulence*. Vol.19(8), p. 647-663.

77 Зайдель А. Н. Ошибки измерений физических величин. Перераб. и доп. изд. кн. Элементарные оценки ошибок измерений / А. Н. Зайдель. – М.: Наука, 1974. – 106 с.

78. Кассандрова О.Н. Обработка результатов измерений / О. Н. Кассандрова, В. В. Лебедев. – М.: Наука, 1970. – 104 с.
79. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы: Учебник для вузов по специальности «Автоматизация теплоэнергетических процессов» / В. П. Преображенский – 3-е изд., перераб. – М.: «Энергия», 1978. – 704 с., ил.
80. Чистяков С. Ф. Теплотехнические измерения и приборы / С. Ф. Чистяков, Д. В. Радун. – М.: Высшая школа, 1972. – 392 с.
81. Патент України № 136761, МПК F01D1/08, F04D17/06. Вихрова розширювальна турбомашина / С.М. Ванєєв, Д.В. Мірошніченко; власник Сумський державний університет. – № u201903661, заявл. 09.04.201; опубл. 27.08.2019, Бюл. № 16.
82. Шерстюк, А. Н. Радиально осевые турбины малой мощности / А. Н. Шерстюк, А. Е. Зарянкин. – Москва : Машиностроение, 1976. – 208 с.
83. Наталевич, А. С. Воздушные микротурбины : монография / А. С. Наталевич. – Москва : Машиностроение, 1979. – 192 с.
84. Vanyeyev, Sergej. Influence of Gap Between Driving Wheel and Corps on Characteristics of Jet-Reactive Turbine / Sergej Vanyeyev, Aleksandr Berezhnoi //Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 1–8. –ISSN 1877-7058.
85. Ванєєв, С. М. Исследование характеристики струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса FlowVision / С. М. Ванєєв, В. В. Гетало, С. К. Королев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 36–43. – ISSN 2078-774X.
86. Балье, О. Е. Изучение конструктивных параметров для выбора турбомашин / О. Е. Балье // Trans. ASME. Серия А (Русский перевод). – 1962. – Т. 84, № 1.

87. Линхарт, Г. Расчет активных осевых турбин с парциальным впуском / Г. Линхарт, Д. Сильвери //Русский перевод журнала ARS Journ. «Ракетная техника». – 1961. – № 3.

88. Емин, О. Н. Воздушные и газовые турбины с одиночными соплами : монография / О.Н. Емин, С. Н. Зарицкий. – Москва : Машиностроение, 1975.– 216 с.

89. Пат. 2338885 Российская Федерация, МПК F01D1/04 Малорасходная турбина / Рассохин В.А., Оленников С.Ю., Гринман М.И., Пушкин С.В., Кузнецов А.И., Бельский К.В. ; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "Комтек-Энергосервис" (ООО "Комтек-Энергосервис"). – 2007114012/06; заявл. 05.04.2007; опубл. 20.11.2008. – Бюл. № 32.

90. Фокин, Г. А. Методология создания автономных турбинных источников электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа для собственных нужд газотранспортной системы России : дис. д-ра техн. наук : 05.04.02 / Фокин Георгий Анатольевич. – 2015. – 456 с.

91. Епифанова, В. И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры: учебник для вузов / В. И. Епифанова. – Москва : Машиностроение, 1974. – 448 с.

92. Епифанова, В. И. Компрессорные и расширительные турбомшины радиального типа : учебник для вузов / В. И. Епифанова. – Москва : Изд-во МВТУ им. Н.И. Баумана, 1998. – 623 с.

93. Быков, Н. Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов / Н. Н. Быков, О. Н. Емин. – Москва : Машиностроение, 1972. –228 с.

94. Ефимов Н.Н. Микроэнергокомплекс на базе влажно–паровой турбины / Энергосбережение. Специализированный журнал. – № 6, 2013. – С. 54–55

95. Ефимов Н.Н., Паршуков В.И. и др. Микротурбинная установка для эффективного энергоснабжения автономных индивидуальных потребителей // Изв. Вузов Сев.–Кавк. регион. Техн. науки. – 2013, № 1, С. 51–55.

96. Ефимов Н.Н., Паршуков В.И. и др. Микротурбинная установка для эффективного энергоснабжения автономных индивидуальных потребителей // Изв. вузов Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. – 2013, № 1, С. 51-55.

97. Папин, В. В. Микроэнергокомплекс на базе влажно-паровой турбины, солнечного коллектора и теплового насоса : диссертация ... кандидата технических наук : 05.14.01 / Папин Владимир Владимирович; [Место защиты: Юж.-Рос. гос. политехн. ун-т].- Новочеркасск, 2013.- 160 с.: ил. РГБ ОД, 61 14-5/1008

98. Марченко В. Н., Прокопов М. Г., Лобова А. С. Принцип струйной термокомпрессии и его применение в системах энергосберегающего теплоснабжения // Вісник СумДУ. – 2009. - №1.

99. Марченко В.Н. Перспективы применения струйного термокомпрессора в малой теплоэнергетике. / Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Одинцов В.Ф. //Компрессорное и энергетическое машиностроение. - 2008. - №1 (11). - с. 24- 30.

100. Марченко В.Н. Принцип струйной термокомпрессии и его применение в системах энергосберегающего теплоснабжения / В.Н. Марченко, М.Г. Прокопов, А.С. Лобова // Вісник СумДУ Серія Технічні науки.- 2009.- №2 – с. 181-195.

101. Principle of stream thermocompression: conception of energetic efficiency and prospect of realization is in small heat energetic V. N. Marchenko, V. A. Osipov, M. G. Prokopov, S. O. Sharapov. MOTROL, Simferopol-Lublin, №11A 2009г. с.70-76.

102. Арсеньев В.М. Применение струйной термокомпрессии в понижающих термотрансформаторах / Арсеньев В.М., Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Проценко М.И. // Холодильна техніка і технологія.- 2009.-№5 (121).

103. Прокопов М. Г. Теплофизическая модель рабочего процесса жидкостно-парового струйного компрессора : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.14 / Прокопов Максим Геннадиевич. – Сумы, 2011. – 188 с.

104. Пат. №35181 Україна. Паротурбінна установка з компресорним циклом перетворення енергії/ Власники Марченко В.М., Здор Г.В. Автори Марченко В.М., Здор Г.В., Гордієнко В.Л., Осіпов В.А., Зубров К.О.; опубл. 10.09.2008. Бюл. №17.

105. Патент № 28398 Україна. Парова термотрансформаторна установка / Марченко В.Н., Арсеньєв В.М., Зубров К.О.; опубл. 10.12.2007. Бюл. №20.

106. Мірошніченко Д.В. Енергетична установка на базі струминного термокомпресорного модуля і вихрової розширювальної турбомашини / Арсеньєв В.М., Ванєєв С. М., Мірошніченко Д.В., Чех О.Ю. // XIX Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Львів, 25-28 вересня 2018 р.: матеріали конференції. – Вінниця: Вид-во «ГЛОБУС-ПРЕС», 2018. – С. 38.

## ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Обробка даних випробувань оптимізованої проточної частини двопотокової вихрової машини

Пара-метр	Розмі-рність	Режим1	Режим2	Режим3	Режим4	Режим5	Режим6	Режим7	Режим8	Режим9	Режим10	Режим11
Показання приладів												
$P_{\partial,ex}$	кгс/см <sup>2</sup>	2	<b>2,1</b>	2	2	2	3	4	2	2	3	4
$\Delta P_{\partial}$	кПа	6	<b>6</b>	6	6	6	8	9	6	6	8	9
$T_{\partial}$	°С	15	<b>15</b>	15	15	15	15	15	15	15	15	15
$P_{вх}$	кгс/см <sup>2</sup>	2	<b>2,04</b>	2	2	2	3	4	2	2	3	4
$T_{вх}$	°С	15,0	<b>15,0</b>	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
$P_{вих}$	кгс/см <sup>2</sup>	0,0	<b>0,0</b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
$n$	об/хв	3400	<b>3080</b>	2900	2600	2176	2440	2750	2420	1820	2100	2338
$M$	Н·м	6	<b>6,5</b>	6,8	6,8	7	10,5	13,5	6,9	7,2	10,5	13,0
Обробка даних												
$G$	кг/с	0,037	<b>0,037</b>	0,037	0,037	0,037	0,077	0,09	0,037	0,037	0,077	0,09
$\pi_T$	–	3	<b>3</b>	3	3	3	4	5	3	3	4	5
$h_S$	Дж/кг	78562,2	<b>78562,2</b>	78562,2	78562,2	78562,2	95321,8	107376,3	78562,2	78562,2	95321,8	107376,3
$N_S$	Вт	4478	<b>4478</b>	4478	4478	4478	7321	9664	4478	4478	7321	9664
$N_B$	Вт	2135	<b>2095</b>	2064	1851	1594	2682	3886	1748	1372	2308	3181
$\eta_B$	%	48	<b>47</b>	46	41	36	37	40	39	31	32	33
$\bar{U}$	–	0,16	<b>0,146</b>	0,138	0,124	0,103	0,105	0,112	0,115	0,087	0,091	0,095

## ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Розмірні параметри малопотужних розширювальних машин

№	Тип РТМ	Найменування	Роб. тіло	Частота обертання ротору, об/хв	D1, м	Ном. Потужність, кВт	Витрата кг/с	Початк. тиск, МПа	Початк. температура, К	Відношення тиску
1	Радіальна доцентрова (реактивна)	ТДР-15	Воздух	11860	0,290	81	2,8	0,57	118	4,1
2	Радіальна доцентрова (реактивна)	ТДР-3	Воздух	15150	0,220	37	1,5	0,57	118	4,1
3	Радіальна доцентрова (активна)	КТ-3500	Азот	7160	0,312	34	1,04	0,54	138	4,6
4	Радіальна відцентрова	Т-15	Воздух	6000	0,256	16,5	0,33	1,96	287	20,0
5	Радіальна доцентрова	Т-60	Воздух	7180	0,290	63	0,69	0,32	398	8,5
6	Радіальна доцентрова	МДГ-1	Метан	9000	0,093	0,3	0,02	0,4	288	2,7
7	Осьова	МДГ-20	Метан	40000	0,126	20	0,32	1,5	320	2,5
8	Струминно-реактивна	СРТ-100	Метан	23750	0,200	111	1,25	5,49	300	14
9	Струминно-реактивна	СРТ-18	Воздух	10300	0,250	18	0,34	2,55	293	23,6
10	Струминно-реактивна	СРТ-1	Воздух	12000	0,200	0.7	0,03	0,49	293	5,0
11	Вихрова	ДГУ-8	Метан	3000	0,4	10	0,33	2,5	293	2,1
12	Вихрова	ДГУ-10	Метан	3000	0,4	13	0,45	2,6	271	2,0

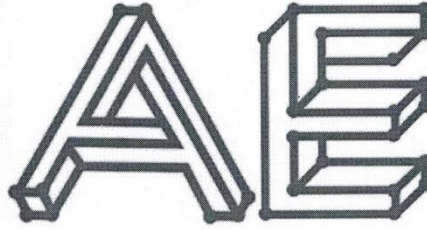


Таблиця Б.2 – Критеріальні комплекси малопотужних розширювальних машин

№	Тип РТМ	Найменування	ККД	Коеф $\bar{U}$	Коеф $n_s$	Коеф $D_s$	Коеф $\Phi_2$	Коеф. $N_{\text{компл.}}$ $\frac{\text{кВт}}{\text{Па} \cdot \sqrt{K}} \cdot \left(\frac{\text{об/хв}}{\sqrt{K}}\right)^2$
1	Радіальна доцентрова (реактивна)	ТДР-15	0,84	0,66	2,7	6,2	0,028	16
2	Радіальна доцентрова (реактивна)	ТДР-3	0,82	0,66	2,6	6,9	0,024	12
3	Радіальна доцентрова (активна)	КТ-3500	0,64	0,36	1,4	8,8	0,025	2
4	Радіальна відцентрова	Т-15	0,30	0,14	0,35	10,8	0,044	0,065
5	Радіальна доцентрова	Т-60	0,50	0,18	1,03	4,7	0,176	1
6	Радіальна доцентрова	МДГ-1	0,20	0,10	0,12	18,7	0,024	0,012
7	Осьова	МДГ-20	0,55	0,5	1,4	9,5	0,016	4
8	Струменево-реактивна	СРТ-100	0,30	0,32	1,20	7,2	0,042	2,195
9	Струменево-реактивна	СРТ-18	0,30	0,23	0,56	10,9	0,026	0,149
10	Струменево-реактивна	СРТ-1	0,20	0,27	0,32	22,7	0,005	0,041
11	Вихрова	ДГУ-8	0,30	0,14	0,1	36	0,004	0,007
12	Вихрова	ДГУ-10	0,45	0,15	0,12	34	0,004	0,012

## ДОДАТОК В

42315, Україна, Сумська область,  
Сумський район, с. Кіндратівка,  
вул. Центральна, б. 4  
ЄДРПОУ 408551162  
Банк:  
КБ «ПриватБанк»  
40000, вул. Петропавлівська  
47/149,  
м. Суми, Україна  
МФО 337546  
р/р 26006055029784  
Тел. +380 (50) 1373156  
E-mail: logvyn.andrii@gmail.com



4 Tsentralna St., Kindrativka,  
Sumy district, Sumy region,  
42315, Ukraine  
OKPO 408551162  
Bank:  
CB "PrivatBank" 40000,  
Petropavlovskaya st. 47 / 149,  
Sumy, Ukraine  
MFI 337546  
Acc 26006055029784  
Tel. +380 (50) 1373156  
E-mail: logvyn.andrii@gmail.com

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор

ТОВ «Альтернативний

енергетик»

Логвин А.В.



«AE» 2019 р.

## АКТ

*про впровадження результатів дисертаційної роботи  
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
наукового співробітника кафедри технічної теплофізики  
Сумського державного університету  
Мірошніченко Дмитра Валерійовича*

Цей акт складений про те, що розроблені в результаті дисертаційної роботи Мірошніченко Д.В. рекомендації щодо проектування та випробування приводів генераторів були використані на підприємстві з метою модернізації існуючих та створення нових конструкцій продукції.

Головний інженер

Коротких В.В.

Виконавець

Мірошніченко Д.В.

## ДОДАТОК Г

40016, Україна, м. Суми  
 вул. Некрасова, б. 1  
 ОКПО 32186211  
 ІНН 321862118199  
 Св. № 200042283  
 Банк:  
 АТ «РАЙФФАЙЗЕН БАНК АВАЛЬ»  
 40030, вул. Покровська 1,  
 м. Суми, Україна  
 МФО 380805  
 р/р 26004209612  
 Тел. +380 (542) 63-58-66  
 Т/ф +380 (542) 63-58-65  
 E-mail: smartexitc@gmail.com



1 Nekrasova St., Sumy city,  
 40016, Ukraine  
 ОКПО 32186211  
 ІНН 321862118199  
 Cert. No. 200042283  
 Bank:  
 JSC "Raiffeisen Bank Aval",  
 1 Pokrovska St.,  
 Sumy, 40030, Ukraine  
 MFO 380805  
 Acc. 26004209612  
 Tel. +380 (542) 63-58-66  
 T/f +380 (542) 63-58-65  
 E-mail: smartexitc@gmail.com



## АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи  
 на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
 наукового співробітника кафедри технічної теплофізики  
 Сумського державного університету  
 Мірошніченко Дмитра Валерійовича

Даним актом підтверджується те, що матеріали дисертаційної роботи Мірошніченко Д.В. «Підвищення енергоефективності пневмоагрегатів, створених на основі вихрових розширювальних машин» використані на підприємстві з метою розроблення нових конструкцій малопотужних до 500 кВт енергетичних установок.

Технічний директор

Снітко В.П.

Виконавець

Мірошніченко Д.В.

## ДОДАТОК Д

ЗАТВЕРДЖУЮ  
 Перший проректор  
 Сумського державного університету  
 к. ф. м. н. В. Д. Карпуша  
 « 10 » січня 2019 р.

## АКТ

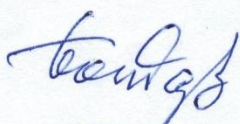
про впровадження результатів дисертаційної роботи  
 на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
 наукового співробітника кафедри технічної теплофізики  
 Сумського державного університету  
 Мірошніченко Дмитра Валерійовича

Даним актом засвідчується, що результати дисертаційної роботи Мірошніченко Дмитра Валерійовича впроваджені в навчальний процес на факультеті ТеСЕТ Сумського державного університету в курсах: «Пневмоагрегати та вакуумна техніка», «Розширювальні турбомашини радіального типу» (для спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» за освітньою програмою «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»).


Завідувач кафедри  
 Прикладної гідроаеромеханіки,  
 к.т.н., проф.

 Ковальов І.О.

К.т.н., проф. кафедри  
 технічної теплофізики

 Бондаренко Г.А.

Декан факультету ТеСЕТ,  
 К.т.н., доц.

 Гусак О.Г.

## ДОДАТОК Е

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Мирошниченко Д.В. Исследование вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом с помощью виртуального стенда [Текст] / С.М. Ванеев, Д.В. Мирошниченко // Журнал инженерных наук. - 2015. - Т.2; №2. - С.В1-В12.

2. Мирошниченко Д.В. Исследование и оптимизация конструкции проточной части вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом / С.М. Ванеев, Д.В. Мирошниченко // Компрессорное и энергетическое машиностроение: научно-технический и производственный журнал. – 2015. – №4(42). – С. 9-14.

3. Мірошніченко Д.В. Визначення області раціонального застосування вихрових розширювальних турбомашин з використанням критеріальних комплексів / С. М. Ванєєв, Д. В. Мірошніченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 66–74. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.09.

4. Miroshnichenko D. Research of multi-flow and multi-channel flow parts of the vortex expansion machines with the external peripheral channel/ S. Vaneev, D. Miroshnichenko, S. Meleychuk, V. Baga // IOP: Materials Science and Engineering 233 (2017) 012020 doi:10.1088/1757-899X/233/1/012020.

5. Мірошніченко Д. В. Стенд для дослідження розширювальних турбомашин малої потужності та агрегатів на їх основі / С. М. Ванєєв, Д. В. Мірошніченко, В. О. Журба, Я. В. Знаменщиков, В. М. Бага, Т. С. Родимченко. // Холодильна техніка та технологія. – 2019. - № 55(1). – С. 15-21.

6. Miroshnichenko D.V. Generation of data measuring system for torque measurement on running shafts using a non-contact torsional dynamometer / Vanyeyev S.M., Miroshnichenko D.V., Rodymchenko T.S., Protsenko M., Smolenko D.V.//

JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES. – 2019 - Volume 6, Issue 2 (2019) - pp. E 17–E 23.

7. Патент України № 136761, МПК F01D1/08, F04D17/06. Вихрова розширювальна турбомашина / С.М. Ванєєв, Д.В. Мірошніченко; власник Сумський державний університет. – № u201903661, заявл. 09.04.201; опубл. 27.08.2019, Бюл. № 16.

8. Мірошніченко Д.В. Применение детандер-генераторов на основе вихревых расширительных машин в качестве источника электроэнергии на компрессорных станциях / Д.В. Мірошніченко, С.М. Ванєєв, И.И. Сидоренко // Труды XVII Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Казань: Изд-во «Слово», 2017. – С. 278-283.

9. Мірошніченко Д.В. Анализ результатов экспериментальных исследований вихревой турбины с периферийно-боковым каналом [Текст] / Д.В. Мірошніченко, С.М. Ванєєв, С.В. Ладенко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2011. — Ч.3. — С. 33.

10. Мірошніченко Д.В. Исследование и совершенствование конструкций вихревых турбин с помощью виртуального стенда / Мірошніченко Д. В., Ванєєв С. М. // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології. Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 145-147.

11. Мірошніченко Д.В. Оптимизация параметрической модели проточной части двухпоточной вихревой расширительной машины / Мірошніченко Д.В., Ванєєв С. М. // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Суми, 14-16 жовтня 2015 р.: матеріали конференції. – Вінниця: Вид-во «ГЛОБУС-ПРЕС», 2015. – С. 162-163.

12. Мирошниченко Д.В. Определение оптимальных компоновочных схем проточных частей вихревых расширительных машин с внешним периферийным каналом [Текст] / С.М. Ванеєв, Д.В. Мирошниченко // Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво : матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції, м. Суми, 17-20 травня 2016 р. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, К.О. Дядюра. - Суми : СумДУ, 2016. - С. 125.

13. Мирошниченко Д.В. Влияние продольно- вихревого течения на КПД проточной части расширительной машины с внешним периферийным каналом [Текст] / С.М. Ванеєв, Д.В. Мирошниченко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19-22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. - Суми: СумДУ, 2016. - Ч.2. - С. 196.

14. Мирошниченко Д.В. Разработка испытательного модельного стенда для исследований вихревых турбомашин/ С.М. Ванеєв, Д.В. Мирошниченко //XXI Міжнародна науково-технічна конференція “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”, м. Київ 2016

15. Мирошниченко Д.В. Исследование возможности применения многопоточных проточных частей вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом / С.М. Ванеєв, Д.В. Мирошниченко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18-21 квітня 2017 р.: у двох частинах / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2017. — Ч.2. — С. 33.

16. Мирошниченко Д.В. Расчет турбогенератора для собственных нужд ГРС на базе вихревой расширительной турбомашины / С.М. Ванеєв, Д.В. Мирошниченко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м.

Суми, 18-21 квітня 2017 р.: у двох частинах / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2017. — Ч.2. — С. 36.

17. Мирошниченко Д.В. Исследование влияния угла наклона сопла двухпоточной вихревой турбины с внешним периферийным каналом на ее эффективность / С.М. Ванеев, Д.В. Мирошниченко // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-технічної конференції, м Одеса, 21-22 вересня 2017 р. – Одеса: ОНАХТ, 2017.- С. 206-207.

18. Мірошниченко Д.В. Виготовлення стенду дослідження турбогенераторів малої потужності для утилізації енергії стиснутих газів / Ванеев С. М., Мірошниченко Д.В., Бондар А.В. // Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 19-22 червня 2018 р.):.- Київ, 2018.– С. 191-193.

19. Мірошниченко Д.В. Дослідження робочого процесу вихрової розширювальної машини з бічним каналом / Ванеев С. М., Бондар А.В., Мірошниченко Д.В. // Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 19-22 червня 2018 р.):.- Київ, 2018.– С. 173-174.

20. Мирошниченко Д.В. Устройство для определения крутящего момента и мощности на валу вихревой расширительной машины / Ванеев С. М., Мирошниченко Д.В. // Матеріали V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (Суми, 17-20 квітня 2018 р.)– Суми : СумДУ, 2018. – С. 308

21. Мірошниченко Д.В. Енергетична установка на базі струминного термокомпресорного модуля і вихрової розширювальної турбомашини / Арсеньєв В.М., Ванеев С. М., Мірошниченко Д.В., Чех О.Ю. // XIX Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Львів, 25-28 вересня 2018 р.: матеріали конференції. – Вінниця: Вид-во «ГЛОБУС-ПРЕС», 2018. – С. 38.



## ДОДАТОК Ж

## ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні результати дисертації доповідалися й обговорювалися на:

- Науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2011 р.);
- X міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології» (м. Одеса, 2015 р.);
- XVI міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, 2015 р.);
- I Міжнародній науково-практичній конференції «Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво» (м. Суми, 2016 р.);
- IV Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, 2016 р.);
- XXI Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2016 р.);
- Науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2017 р.);
- XI міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології» (м. Одеса, 2017 р.);
- XXIII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2018 р.);
- XIX Міжнародній науково-технічній конференції АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Львів, 2018 р.);
- V Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, 2018 р.).