

ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

Секція 2 ГІДРОГАЗОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ У ЕНЕРГЕТИЧНОМУ ОБЛАДНАННІ

УДК 621.165:532.6

ПІДВИЩЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ЦНТ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ К-325 НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДІВ ПРОСТОРОВОГО ПРОФІЛЮВАННЯ

¹ Русанов А. В., ² Швецов В. Л., ¹ Пашченко Н. В.

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна

² АТ «Турбоатом», Харків, Україна

E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua, shvetsov@turboatom.com.ua, pashchenko@ipmach.kharkov.ua

Представлено результати розрахункового дослідження можливості підвищення газодинамічної ефективності проточної частини ЦНТ парової турбіни К-325 за допомогою використання лопаток зі складною формою навалів (шаблеподібність та стрілоподібність). Моделювання просторових в'язких течій та модернізація форми лопаток проточної частини виконувалось за допомогою програмного комплексу IPMFlow.

Показано, що при використанні лопаток НА останнього ступеня зі складним коловим навалом біля кореня (рис. 1) вдається суттєво покращити структури течії в РК особливо на режимах роботи з «поганим» вакуумом у конденсаторі (рис. 2). Також доведено, що разом з заміною НА доречно замінити й РК на нове з лопатками адаптованими до нового статора (рис. 1, а).

У запропонованому варіанті модернізованого ступеня на режимі роботи турбіни $P_k = 8$ кПа приріст потужності (на три потоки) склав 2,2 МВт, а ККД збільшився на 14,3 %.

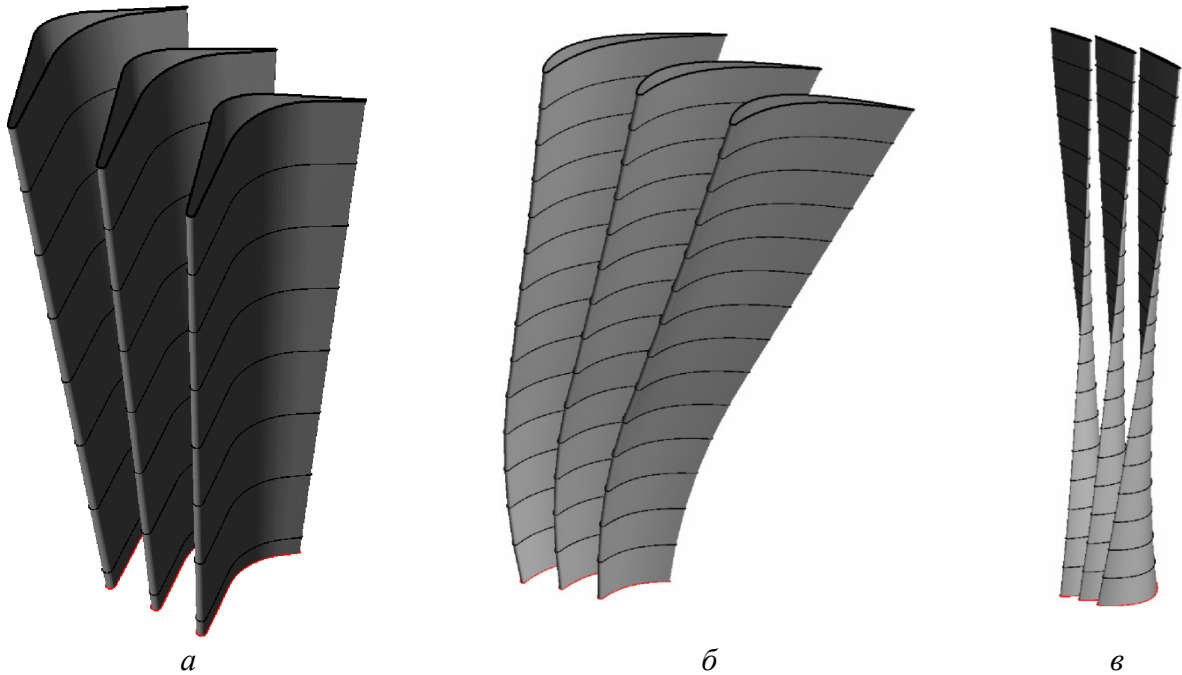
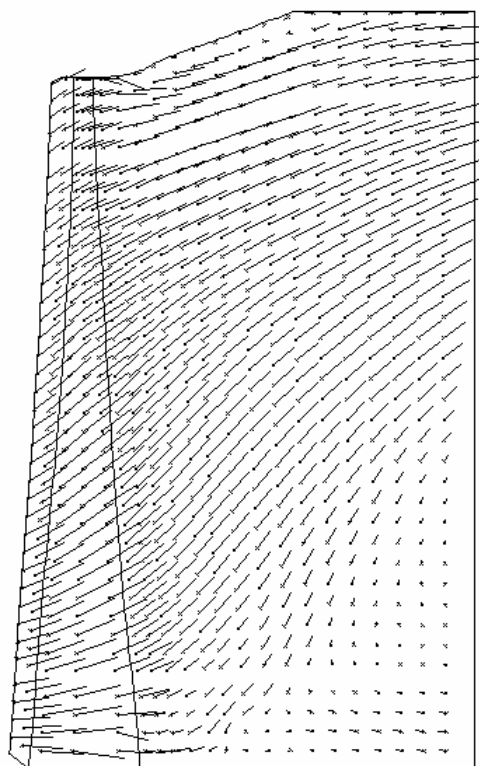
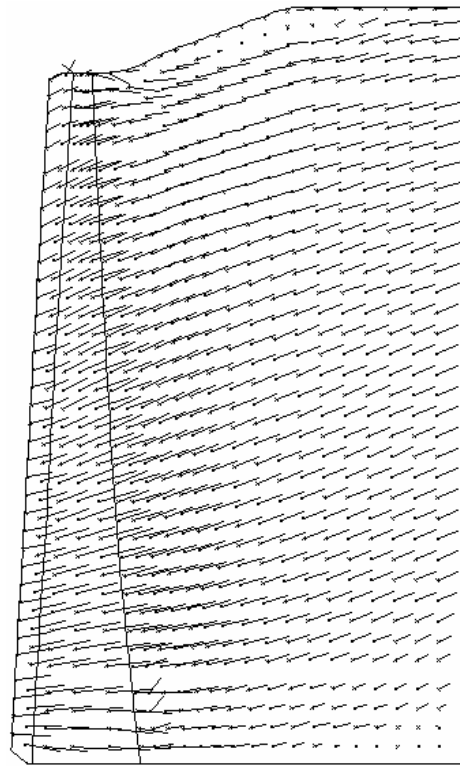


Рис. 1. Лопатки останнього ступеня ЦНТ:

а) – НА вихідної конструкції; б) – НА нової конструкції; в) – РК нової конструкції



а



б

Рис. 2. Вектори швидкості в робочому колесі останнього ступеня ЦНТ на режимі роботи турбіни $P_k = 8$ кПа:

а) – вихідна конструкція; б) – нова конструкція

РОЗРОБКА СИСТЕМИ СОПЛОВОГО РЕГУЛЮВАННЯ НОВОГО ТИПУ ДЛЯ ПАРОВИХ ТУРБІН СЕРІЇ К-300 З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ

¹ Русанов А. В., ² Швецов В. Л., ¹ Пашенко Н. В., ¹ Чугай М. О., ² Кожешкурт І. І.,
¹ Косьянова А. І.

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна

² АТ «Турбоатом», Харків, Україна

E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua, shvetsov@turboatom.com.ua,
pashchenko@ipmach.kharkov.ua

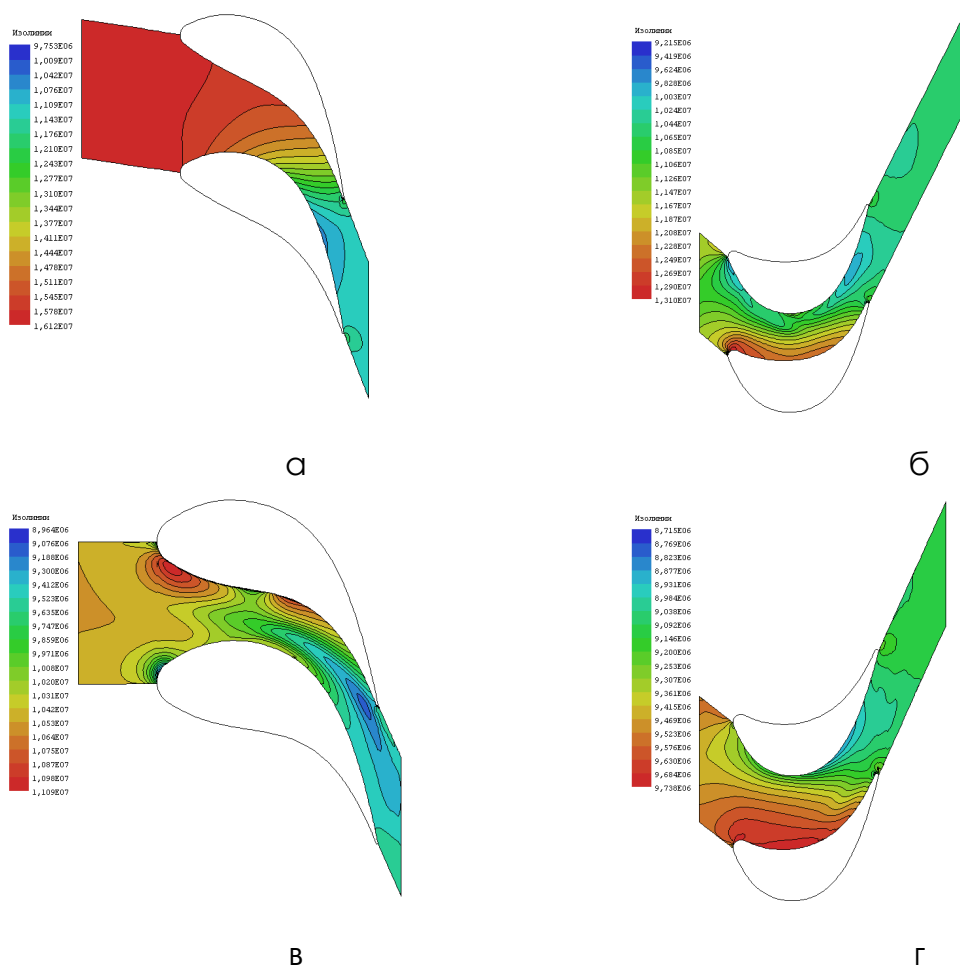
Метою роботи була розробка нової проточної частини регулюючого відсіку, яка забезпечить істотне збільшення її газодинамічної ефективності з одночасним збереженням надійності конструкції з точки зору міцності при дії статичних та динамічних навантажень.

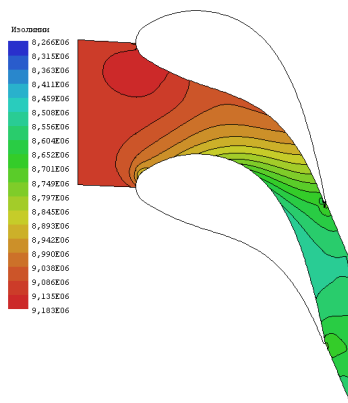
Основною ідеєю, що використовувалась в дослідженні, є відмова від стандартної радіальної камери вирівнювання розташованої між регулюючим ступенем та першим ступенем тиску.

У новій конструкції регулюючого відсіку замість регулюючого ступеня, камери вирівнювання та першого ступеня тиску, застосовано три діагональних ступеня.

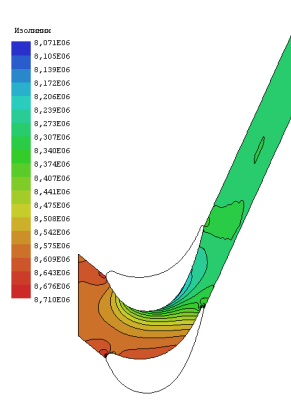
Розрахункові дослідження виконувались за допомогою програмного комплексу IPMFlow, призначеного для моделювання 3D течій і профілювання проточних частин. Для отримання нової конструкції знадобилося розглянути більш ніж 50 проточних частин.

На рис. представлено візуалізацію течії в проточній частині на режимі роботи 50 %.





Δ



е

Ізолії статичного тиску, середній перетин, режим 50 %:

*а) – НА першого ступеня, б) – РК першого ступеня, в) – НА другого ступеня,
г) – РК другого ступеня, д) – НА третього ступеня, е) – РК третього ступеня*

Запропонована нова проточна частина регулюючого відсіку забезпечує зростання потужності турбіни на 1-2 МВт в залежності від режиму роботи.

Роботу проведено за рахунок коштів бюджетної програми «Підтримка розвитку пріоритетних напрямів наукових досліджень» (КПКВК 6541230) та у рамках виконання договору з АТ «Турбоатом» № V-79-2018 «Розробка системи соплового регулювання нового типу для парових турбін серії К-300, яка забезпечує підвищення економічності та надійності їх роботи».

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИРІВНЮВАННЯ ПОТОКУ В РЕГУЛЮЮЧОМУ ВІДСІКУ З РАДІАЛЬНИМ ПАРЦІАЛЬНИМ ПАРОРОЗПОДІЛОМ

Русанов А. В. , Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю.

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна
E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua

Вперше представлено новий підхід до організації парціального паророзподілу – радіальний паророзподіл, на основі якого розроблено прототип регулюючого відсіку для парової турбіни К-325-23,5 без вирівнюючої камери і з трьома кільцевими камерами висотою: 10,0 мм коренева, 6,7 мм середня і 16,7 мм верхня відповідно.

Запропоновано теоретичну схему регулюючого ступеня з радіальним підводом пари до кільцевих камер [1]. Встановлено, що використання паророзподілу з радіальною парціальністю забезпечує параметри часткових режимів роботи парової турбіни. Вплив радіальної парціальності на параметри газодинамічної ефективності найбільше проявляється в регулюючому ступені й істотно менше в другому і третьому ступенях. Рівень ККД 2-го ступеня тиску суттєво не залежить від режиму роботи.

Встановлено вплив режиму роботи на процеси вирівнювання нерівномірності потоку в проточній частині регулюючого відсіку з радіальним паророзподілом. Для всіх режимів основні процеси вирівнювання нерівномірності потоку зосереджені в робочому колесі. Для режиму парціальності $\varepsilon = 0.4$ (режими № 3, 4) найбільше значення коефіцієнта нерівномірності P і P_{0a} зменшується в 15–25 разів, а для інших компонент – в 7 – 9 разів у порівнянні із параметрами за сопловим апаратом регулюючого ступеня.

Література

1. Патент № UA 113710 C2 (Україна). Система соплового паророзподілу парової турбіни /МПК (2016.01) F24D 3/18(2006.01) F24H 4/02(2006.01) F01K 25/02(2006.01) / Русанов А. В., Шубенко О. Л., Сухінін В. П., Швецов В. Л., Косьянова А. І.; Заявл № а 2016 08387. Дата подання 29.07.2016, Опубл. 10.02.2017, Бюл. № 3. 4 с.

АЕРОПРУЖНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛИВНОГО ЛОПАТКОВОГО ВІНЦЯ ТУРБОМАШИНИ

¹ Гнесін В. І., ¹ Колодяжна Л. В., ² Жандковські Р., ¹ Демченко О. В., ³ Донченко В. В.

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна

² Інститут проточних машин ПАН, Гданьск, Польща

³ ГП «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна

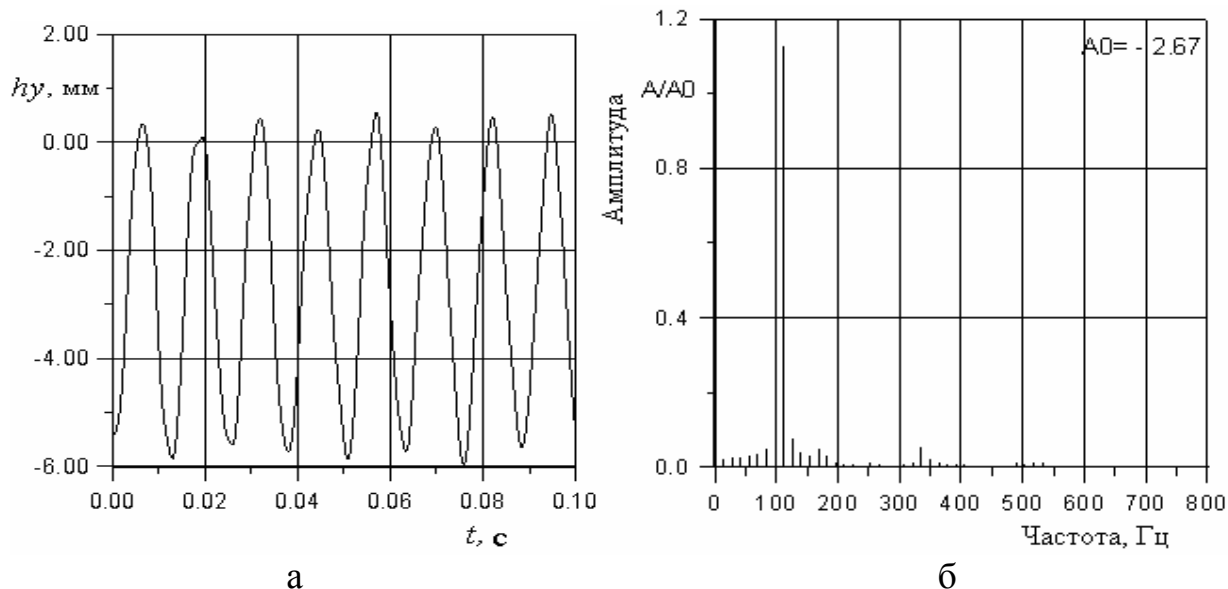
E-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua; z3@imp.gda.pl

Для прогнозування аеропружної стійкості лопаток турбомашин авторами запропонований метод паралельно-послідовного за часом інтегрування рівнянь течії газу і рівнянь коливань лопаток з обміном інформацією на кожній ітерації.

Представлений метод рішення зв'язаної аеропружної задачі, дозволяє прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток в тривимірному потоці ідеального (в'язкого) газу, включаючи вимушені коливання, коливання, що самозбуджуються, і автоколивання з метою підвищення надійності лопаткових апаратів турбомашин.

На підставі розв'язання зв'язаної задачі аеропружності виконаний чисельний аналіз аеропружної поведінки лопаткового вінця ротора останнього ступеня осьової турбіни при нерівномірному і рівномірному розподілі тиску за ступенем.

Показано, що основний внесок в коливання лопаток вносять автоколивання з частотою близькою до частоти першої власної форми (~112 Гц) (рис.).



Переміщення периферійного перетину робочої лопатки ротора

а) - в окружному напрямку; б) - амплітудно-частотний спектр

Запропонований метод дозволяє прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток турбомашини, включаючи вимушені і самозбудні вібрації (флатер, автоколивання).

COMPARISON OF THE MODELLING RESULTS ON HEAT REMOVAL FROM THE VENTILATED VVER-1000 STORAGE CONTAINER USING DIFFERENT CODES

^{1,2} Alyokhina S. *, ^{1,2} Matsevity Yu., ² Miahkokhlib K.,
³ Poskas R. **, ³ Rackaitis K., ³ Zujs Re.

¹ A. M. Pidgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov, Ukraine

*E-mail: svitlana.al yokhina@gmail.com

² V.N.Karazin Kharkiv National University, Kharkiv, Ukraine

*E-mail: alyokhina@karazin.ua

³ Lithuanian Energy Institute, Kaunas, Lithuania

**E-mail: Robertas.Poskas@lei.lt

Interim dry storage of spent nuclear fuel (SNF) is widely used in the countries with open fuel cycle. The method of interim storage was also selected in Ukraine and Lithuania. In Ukraine at Zaporizhska NPP, the SNF from WWER-1000 reactors is stored in vertical concrete containers at the open area. In Lithuania, the SNF from RBMK-1500 reactors is stored in vertical metal or metal-concrete containers. The main difference is that Ukraine is using ventilated containers, and the containers in Lithuania are not ventilated. In the case of a ventilated container, the heat from the basket surface is removed by natural air draft through a cylindrical ventilating channel which is formed by the basket's casing and the steel lining of the concrete container casing. In the case of a non-ventilated container, the heat from the SNF is transferred to the environment from the container surface.

There are investigations on heat removal from vertical ventilated containers of Zaporizhska NPP using the computer code developed at Ukraine institutions [1-3, etc.], and from non-ventilated containers of Ignalina NPP in Lithuania using the ALGOR code [4-6, etc.].

In this paper results on modelling of heat removal from a vertical ventilated Zaporizhska NPP interim storage container using different computer codes will be presented and compared. Modelling will be performed applying the effective conductivity model for an SNF basket.

References

1. Alyokhina S., Kostikov A.. Equivalent thermal conductivity of the storage basket with spent nuclear fuel of VVER-1000 reactors // *Kerntechnik*. 2014; v. 79, No.6, pp. 484-487.
2. Alyokhina S., Goloshchapov V., Kostikov A., Matsevity Y. Simulation of thermal state of containers with spent nuclear fuel: multistage approach. *International Journal of Energy Research*. 2015, v.39, No. 14, pp.1917-1924.
3. Alyokhina S. V., Kapuza S. S., Kostikov A. O. Solar radiation influence onto the spent nuclear fuel dry storage container // *Problems of Atomic Science and Technology*. 2018; No2(114).
4. Poskas P., Simonis V., Makarevicius R. Thermal analysis of casks for interim storage for spent nuclear fuel. *Mechanics*, 1999, No.2 (17), pp. 47-51.
5. Poskas R., Simonis V., Poskas P., A. Sirvydas Thermal analysis of CASTOR RBMK-1500 casks during long-term storage of spent nuclear fuel. *Annals of Nuclear Energy*. 2017, v. 99, pp. 40-46.
6. Poskas R., Simonis V., Jouhara H., Poskas P.. Modeling of decay heat removal from CONSTOR RBMK-1500 casks during long-term storage of spent nuclear fuel. *Energy*. 2019, v.170, pp. 978-985.

СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ОДНОВАЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ГТД

¹ Аннопольская И. Е., ² Лютиков А. Л., ¹ Тарелин А. А.

¹ Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

² ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина

E-mail: tarelin@ipmach.kharkov.ua; spe@mashproekt.nikolaev.ua; lutikov.al@gmail.com

Эффективность проектирования и доводки ГТД, а также контроля его технического состояния в процессе эксплуатации определяется степенью адекватности и продуктивности используемых на этих этапах математических моделей (ММ). При этом различают ММ среднестатистические конкретного типа двигателя и индивидуальные для конкретного изготовленного образца. На этапе доводочных работ интерес представляют индивидуальные ММ, учитывающие конструктивные особенности конкретного двигателя. Наличие таких моделей позволяет определять характеристики установки во всём диапазоне эксплуатационных режимов и внешних условий.

Одним из путей разработки индивидуальной ММ конкретного экземпляра ГТД является идентификация проектной ММ по результатам стендовых испытаний двигателя.

Идентификация ММ современных энергетических ГТД представляет собой весьма трудоемкую задачу в силу необходимости идентифицировать основные контролируемые параметры (5...10 величин), определяемые в ходе экспериментальных исследований, зависящие от большого количества параметров (40...50 величин), неконтролируемых в ходе эксперимента, значения которых могут варьироваться в процессе идентификации. В связи с этим актуальным направлением снижения трудоёмкости процесса идентификации ММ является применение программных комплексов идентификации.

Разработанная ИПМаш НАН Украины методология и средства идентификации параметров и характеристик энергетических установок по экспериментальным данным, позволяют вести направленный поиск оптимального решения на основе современных математических методов. Это, в свою очередь, приводит к сокращению времени выполнения идентификации, повышает адекватность ММ и позволяет с большей достоверностью определять характеристики узлов двигателя.

Объектом исследования являются теплотехнические характеристики энергетического ГТД Д045, испытания которого проводились в составе газотурбинной электростанции с выдачей электроэнергии в сеть.

Задача идентификации по результатам стендовых испытаний решается для поузловой нелинейной ММ ГТД Д045 с детализацией расчета турбинного тракта до уровня лопаточных венцов.

В качестве контролируемых параметров выбраны наиболее важные расчетные характеристики двигателя, измерения которых произведены в процессе эксперимента. В данном случае выбраны следующие параметры: электрическая мощность, расход воздуха на входе в двигатель, расход топливного газа, потери полного давления в воздухоприёмном устройстве, полное давление воздуха за компрессором, полная температура воздуха за компрессором, полное давление газа за турбиной и полная температура газа за турбиной (всего 8 параметров). При решении задачи идентификации были назначены несимметричные диапазоны изменений контролируемых параметров исходя из имеющейся априорной информации в пределах точности измерительного оборудования (погрешности измерений).

В качестве варьируемых параметров выбраны коэффициенты моделирования характеристики компрессора, величины горла сопловых аппаратов и рабочих колёс турбины,

коэффициенты пропорциональности потерь полного давления в воздухоприемном и газоотводящем устройствах и камере сгорания, относительное количество охлаждающего воздуха в сопловых и рабочих венцах турбины, а также коэффициенты потерь энергии в них. После решения тестовой задачи было принято решение добавить к числу варьируемых переменных температуру и давление атмосферного воздуха, которые измерялись в процессе испытаний и влияют на результаты расчётов. Таким образом, число варьируемых переменных возросло до 48.

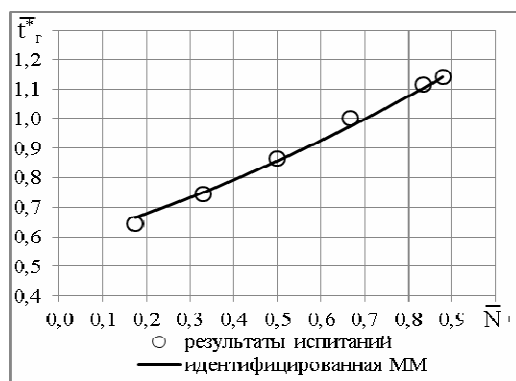
Для варьируемых параметров заданы не симметричные диапазоны изменений, в зависимости от их типа (геометрические и термогазодинамические) и имеющейся априорной информации.

Целевые функции (критерии идентификации) представлены величинами перечисленных выше контролируемых параметров, определяемых по ММ, диапазон изменения которых устанавливается по результатам прямых измерений параметров потока по тракту двигателя, полученных при стендовых испытаниях.

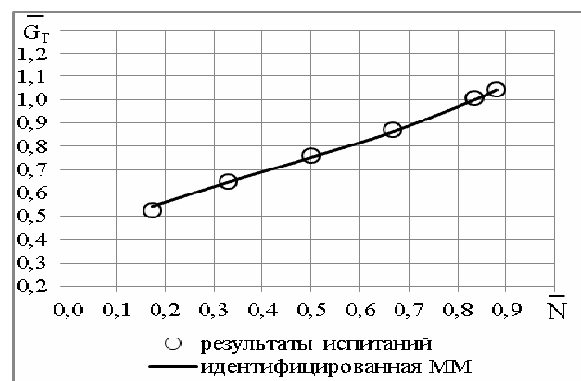
Задача идентификации в данном случае представляет собой минимизацию ряда целевых функций (критериев идентификации), в процессе решения которой, для каждого из рассматриваемых контролируемых параметров сводится к минимуму расхождение значений, полученных по результатам испытаний двигателя и расчета по ММ в заданном диапазоне отклонений (по сути решается задача многокритериальной условной оптимизации).

Поскольку параметрическая идентификация ММ ГТД проводилась для каждой экспериментальной точки, в результате был получен ряд адекватных ММ, со своим набором коэффициентов моделирования для конкретных точек дроссельной характеристики. Поэтому следующим этапом полученные в числовом и графическом виде изменения каждого из корректирующих коэффициентов (варьируемых параметров) от степени повышения полного давления в компрессоре (π_k^*) были аппроксимированы с помощью, имеющейся в ПК Optimum, программы выбора наилучшей аппроксимирующей зависимости из 36 принятых к рассмотрению уравнений.

После выбора зависимостей они были внесены в структуру модели, тем самым была выполнена структурно-параметрическая идентификация. На рис. 1 представлены результаты расчёта параметров ГТД, полученные с использованием идентифицированной ММ, в сравнении с результатами испытаний, приведенными к стандартным условиям.



а)



б)

Зависимости в относительных величинах от мощности на клеммах генератора $\bar{N}$:

а) - температуры газа $\bar{t}_g^$ на выходе из ГТД; б) - расхода топлива $\bar{G}_T$*

Таким образом, в результате решения задачи структурно-параметрической идентификации ММ по результатам стендовых испытаний, получена ММ, адекватная экспериментальным данным.

Наличие адекватной ММ с отклонением результатов расчета от экспериментальных данных не более 1,5 % позволит сократить количество натурных испытаний (до 10 %), заменив их на расчётные исследования. При этом сокращаются энергозатраты и сроки доводки.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМПРЕСОРА НИЗЬКОГО ТИСКУ ГТД НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ТРИВИМІРНОЇ ТЕЧІЇ

¹ Герасименко В. П., ² Шелковський М. Ю.

¹ Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна;

² ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект», Миколаїв, Україна
E-mail: maikl.shelkovsky@gmail.com

Розроблено метод оптимального проектування лопаткових вінців багатоступінчатого осьового компресора у формі розв'язання гібридної аеродинамічної задачі з урахуванням обмежень, в якому проектування з визначенням геометричних форм здійснюється як розв'язання оберненої задачі з подальшою перевіркою оптимальності та розрахунком вихідних аеродинамічних характеристик прямим методом. Для реалізації таких розрахунків застосовуються програмні комплекси Kompress 2.0 з профілювання лопаток і ANSYS CFX із розрахунку тривимірної в'язкої течії.

Запропонований метод застосовувався при перепрофілюванні напрямного апарату другого ступеня компресора низького тиску (КНТ) перспективного газотурбінного двигуна з метою підвищення його ККД. Перепрофілювання було виконано зі збереженням геометрії ротора КНТ, за незмінної геометрії обрисів його проточної частини.

CFD розрахунки КНТ було виконано у тривимірній в'язкій постановці. Особливостями розрахункової моделі лопаткової системи є врахування двосторонньої FSI взаємодії (впливу зміни геометрії лопаток робочих коліс від дії відцентрової та газодинамічної сил на структуру течії в міжлопаткових каналах), моделювання геометрії антизривного пристрою над робочим колесом першого ступеня, а також врахування особливостей порожнин відбору повітря вздовж проточної частини лопаткової системи.

У результаті розрахунків встановлено, що підвищення сумарного ККД компресора на номінальному режимі роботи ГТД у разі використання нового напрямного апарату становить 0,2% абсолютних на номінальному режимі роботи з забезпеченням запасів стійкої роботи $\Delta K_u > 15\%$ на проміжних режимах.

THREE DIMENTIONAL ANALYSIS OF WORKING PROCESSES IN INTER-FUEL CHANNELS OF THE MARINE GAS TURBINE

Morhun S.

Admiral Makarov National university of shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine
E-mail: *serhii.morhun@nuos.edu.ua*

Creating modern marine gas turbine engines is one of the urgent tasks to ensure the required level of reliability and durability of all its parts. One of the most complex and important part of the engine are turbine rotor and stator, so before making strength calculations for them, attention must be paid to their gas dynamic characteristics. So, the solution of the gas turbine rotor and stator profiling task is impossible without three-dimensional modeling of gas-dynamic processes in the inter-fuel channels.

Currently, there is a widespread opinion that in order to achieve physical adequacy it is necessary to use the model of viscous three-dimensional gas flow. However, due to the still existing limitations in the speed of the computer, it is not possible to directly include in the design process calculations of the three-dimensional viscous flow. Therefore, it seems reasonable to use the potential gas flow model, which assumes the integration of only one variable — the velocity potential — instead of the three velocity components [1, 2]. Knowing the distribution of velocities, it will be possible to carry out the profiling of both the individual blade and the entire rotor impeller or stator. Thus

$$\begin{aligned} \operatorname{rot}(\operatorname{grad}\Phi) &= 0 \\ \nabla \times (\nabla\Phi) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

where Φ – a function that has continuous first and second derivatives, and in the three-dimensional case is associated with the projections of the gas flow velocity (u , v , w) on the axes of Cartesian coordinate system.

After transition to the cylindrical coordinate system (r , φ , z) equation (1) transforms by next way:

$$u = \frac{\partial\Phi}{\partial z}; \quad v = \frac{1}{r} \frac{\partial\Phi}{\partial\varphi}; \quad w = \frac{\partial\Phi}{\partial r}, \quad (2)$$

Therefore, for the correct analysis of the working processes in marine gas turbines we need to solve the set of vector equations by the usage of dependencies (1) and (2).

References

1. Kang M. B. Heat transfer and flowfield measurements in the leading edge region of a stator vane endwall. *Journal of Turbomachinery*. 1999. V. 121. pp. 558 – 567.
2. Denton J. D. The calculation of 3D viscous flow through multistage turbomachines. *ASME Paper*. 1990; № 19. pp. 1 – 15.

СТВОРЕННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА СПОСОБОМ НЕМОДЕЛЬНИХ ЗМІН ЙОГО ГЕОМЕТРІЇ

¹ Обухова А. О., ² Парафійник В. П.

¹ Сумський державний університет, Суми, Україна?

² ПАТ «Сумське НВО», Суми, Україна

E-mail: a.o.obukhova@gmail.com

Відцентрові компресори (ВК) знайшли широке застосування в багатьох галузях промисловості: хімічній, нафтогазовій, харчовій, машинобудуванні та багатьох інших. Основним елементом конструкції ВК є ступінь стиснення, в якому відбувається перетворення з зовні підведеної енергії в потенційну та кінетичну енергії газового потоку.

Процес проектування ВК відбувається виходячи з технічних вимог, наявного строку проектування та прийнятих конструктивних рішень, наявності у виконавця інформаційної бази з характеристик відцентрових ступенів, які забезпечують їх енергоефективність та працездатність в усьому діапазоні умовних коефіцієнтів витрати ($\Phi_0=0,02\div0,15$). Спираючись на зазначені факти, конструктор при проектуванні проточної частини (ПЧ) ВК має визначитися який з відомих методів варто використовувати. Існують наступні методи проектування ПЧ ВК: поелементний, масштабування (моделювання) та немодельних змін. Кожен з зазначених методів має як переваги, так і недоліки. Поелементний [1,2] та метод масштабування(моделювання) [3] є результатом розробок наукових центрів двигунобудування та компресоробудування. Спосіб проектування ПЧ за рахунок немодельних змін її геометрії остаточно ще не сформований. Його суть полягає в варіюванні геометричними параметрами ПЧ ступеня ВК для досягнення необхідного зміщення інтегральних газодинамічних характеристик (політропного коефіцієнта корисної дії та коефіцієнту політропного напору) за відносним коефіцієнтом витрати. Недоліком зазначеного методу є те, що ступінь ВК з необхідними газодинамічними показниками створюється на базі ступеня прототипу. Даний факт унеможливує створення ступеня за газодинамічною досконалістю більш ефективного ніж його прототип. Перевагою даного методу є швидкість та зменшення трудомісткості створення нових конструкцій ПЧ ВК, адже виключається необхідність розв'язання оберненої задачі газодинаміки, а також експериментального або розрахункового відпрацювання газодинамічної досконалості ступеня та узгодження роботи елементів ПЧ ступеня між собою як це доводиться робити при застосуванні поелементного методу проектування.

Для формування рекомендацій щодо застосування способу немодельних змін для створення середньовитратних, середньонапірних відцентрових ступенів було проведено розрахункове та експериментальне визначення інтегральних газодинамічних характеристик базового ступеня ($\Phi_0 = 0,055$; $\beta_{n2} = 32^\circ$) та двох його модифікацій, отриманих способом немодельних змін. Немодельні зміни ПЧ при експериментальному дослідженні відображали зміну ширини меридіонального перетину ступеня в межах 10 %. Розрахунковим шляхом, з використанням програмного комплексу Ansys CFX, було розширено область дослідження впливу на інтегральні газодинамічні характеристики зміни ширини меридіонального перетину до 30 %.

В результаті розрахункових та експериментальних досліджень ефективності модифікованих ПЧ відцентрових ступенів отримано рекомендації щодо застосування способу немодельних змін при створенні нових конструкцій ВК [4].

Література

2. Стечкин Б. С., Казанджан П. К., Алексеев Л.П. [и др.] Теория реактивных двигателей (лопаточные машины). М.: Оборонгиз, 1956. 548 с.
3. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры: рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М.: КХТ, 2010. 581 с.

4. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение. 1981. 351 с.
5. Мирошниченко А. А., Обухов А. А., Парафейник В. П. Расчетно-экспериментальное исследование влияния немодельных изменений в геометрии проточной части среднерасходной ступени центробежного компрессора. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2015. № 15(1124). С. 131-140. Бібліогр.: 8 назв. ISSN 2078-774X

ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ТЕЧІЇ ЗА СИСТЕМОЮ СОПЛОВОГО РЕГУЛЮВАННЯ НОВОГО ТИПУ ДЛЯ ПАРОВИХ ТУРБІН

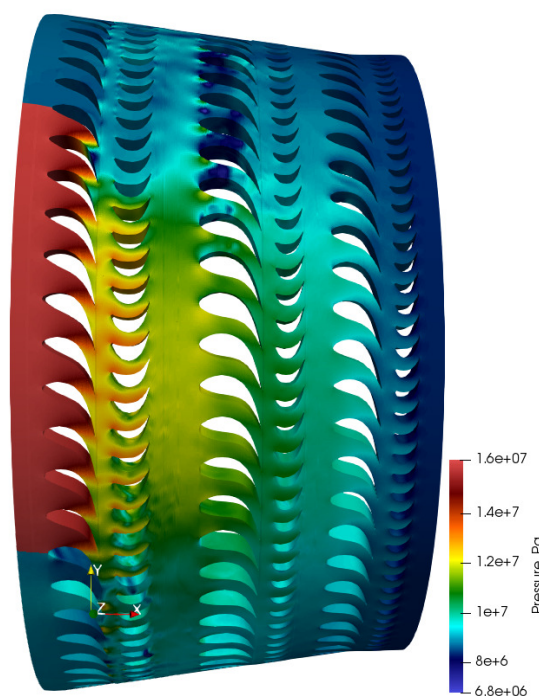
Русанов А. В., Биков Ю. А.

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна
E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua, bykov@ipmach.kharkov.ua

В ІПМаш НАН України розроблено тривимірну модель проточної частини триступеневого регулювального відсіку ЦВД парової турбіни К-325-23,5. Проточна частина розробленого регулювального відсіку позбавлена камери вирівнювання і складається з трьох ступенів, на відміну від вихідної конструкції з двома ступенями. ККД остаточного варіанту розробленої проточної частини ЦВД за результатами проведених розрахункових досліджень без урахування відборів пара склав 94,7 % на номінальному режимі.

Проведено дослідження нерівномірності потоку пара по колу для режимів 100, 70 і 50 %. Режими 70 і 50 % характеризуються двома закритими регулювальними клапанами з чотирьох, що відповідає 37 % відкритих міжлопаткових каналів. Дослідження виконані за допомогою розроблених в ІПМаш НАН України методів і програмних продуктів моделювання 3D течій у проточних частинах енергетичних машин.

Представлені результати і аналіз розрахунків трьох режимів у вигляді розподілів витрат і тисків в міжвінцевих зазорах і на виході з відсіку. Аналіз результатів моделювання демонструє досить низьку нерівномірність газодинамічних параметрів пара на виході з регулюючого відсіку в усіх розглянутих режимах. Виходячи з отриманих результатів аналізу, зроблено висновок про доцільність застосування розробленого регулювального відсіку ЦВД для модернізації парової турбіни К-325-23,5. На рисунку представлено поле тиску в міжлопаткових каналах трьох перших ступенів регулювального відсіку для режиму 50 %.



*Поле тиску в міжлопаткових каналах трьох перших ступенів регулювального відсіку
для режиму 50 %*

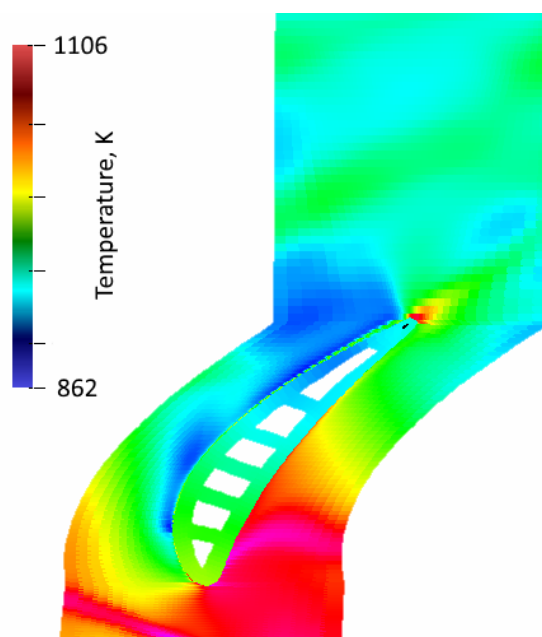
ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ АЕРОТЕРМОПРУЖНИХ КОЛИВАНЬ ЛОПАТОК ТУРБІННОГО ВІНЦЯ ТРД

Биков Ю. А.

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна
E-mail: bykov@ipmach.kharkov.ua

З метою визначення температурних напружень, рівня коливань температури, амплітуди коливань лопаток та їх взаємний вплив, було проведено чисельне моделювання аеротермопружних коливань лопаток другого ступеня турбіни ТРД. Моделювання проводилося за допомогою розроблених в ІПМаш НАН України програмних комплексів. Течія газу в турбіні моделюється за допомогою інтегрування нестационарних рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом і доповнених рівняннями моделювання турбулентності SST Ментера, методом кінцевих обсягів за модифікованою схемою Годунова. Використовувана схема має другий порядок апроксимації за координатами і часом. Коливання лопатки і розподіл в ній температури моделюється рівняннями термopружності, які інтегруються за допомогою неявного методу скінченних елементів третього порядку апроксимації. Чисельне інтегрування течії і термopружних коливань виконується одночасно, із взаємною передачею параметрів на кордонах. Завдання ускладнюється наявністю вертикальних охолоджуючих каналів в тілі лопатки. Для спрощення постановки застосовувався метод зсуву за часом граничних умов таким чином, щоб в розрахунку брав участь один міжлопатковий канал.

В результаті моделювання отримано частотний спектр коливань лопатки, які викликані нерівномірністю потоку за направляючим апаратом і взаємним впливом лопаток одна на одну. Отримано також розподіл та коливання температури тіла лопатки в залежності від коливань лопатки і нерівномірності потоку. Визначено температурні напруги, амплітуда коливань температури в тілі лопатки, амплітуди коливань лопаток та їх взаємний вплив. На рисунку представлено розподіл температури в міжлопатковому каналі та в лопатці в середньому перерізі за висотою лопатки.



Розподіл температури в міжлопатковому каналі та в лопатці в середньому перерізі за висотою лопатки

ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ВОЛОГОУТВОРЕННЯ ПІД ЧАС НЕСТАЦІОНАРНОЇ КОНДЕНСАЦІЇ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ТУРБИНИ

¹ Шубенко О. Л., ¹ Бабак М. Ю., ² Решитько І. В.²

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України

² АТ «Турбоатом» Харків, Україна

E-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, babak@ipmach.kharkov.ua

На початку 90-х років ХХ століття О. Л. Шубенко та В. А. Шнейдманом розроблено теорію нестационарної конденсації вологої пари в проточній частині парової турбіни. Отримані тестові рішення. На відміну від класичного підходу авторами було введено поняття нестационарності (множник в рівнянні класичної конденсації), що дозволяє наблизити розрахункову до фізичної картини течії пари, та дає додаткові можливості з управління та оцінювання процесу. Останні роки ці дослідження були продовжено [1].

Нагадаємо, що складність дослідження процесу конденсації водяної пари обумовлена його швидкопливністю ($\sim 50 \cdot 10^{-6}$ с) та переохолодженням (волога випадає не зразу після перетинання лінії насичення, а з деяким запізненням). При цьому в проточній частині мають місце два процеси: безпосередньо конденсація (групи молекул води переходять з газоподібного у рідкий стан) та переконденсація (частина молекул води вертається у газоподібний стан).

Для початкової точки процесу, яка визначається завданням тиску і температури при заданому законі розширення пари (зміни питомого об'єму у часі), з використанням рівнянь стану і зміни температури (враховує кількість енергії, що виділяється при конденсації за рахунок прихованої теплоти пароутворення і витрачається на розширення) можна, використовуючи метод моментів для інтегрування рівняння утворення нової фази, визначити швидкість випадіння конденсаційної вологи при струминній течії. Відповідна система моментних рівнянь (до подібної системи приходять і при класичному підході до вирішення завдання конденсації) має вирішуватися як при конденсації, так і при переконденсації. На кожному часовому кроці ($\sim 10^{-7}$ с) з використанням різниць уперед розраховується спочатку процес нестационарної конденсації, а потім – переконденсації.

За останній час виконані такі роботи з доопрацювання математичної моделі нестационарної конденсації:

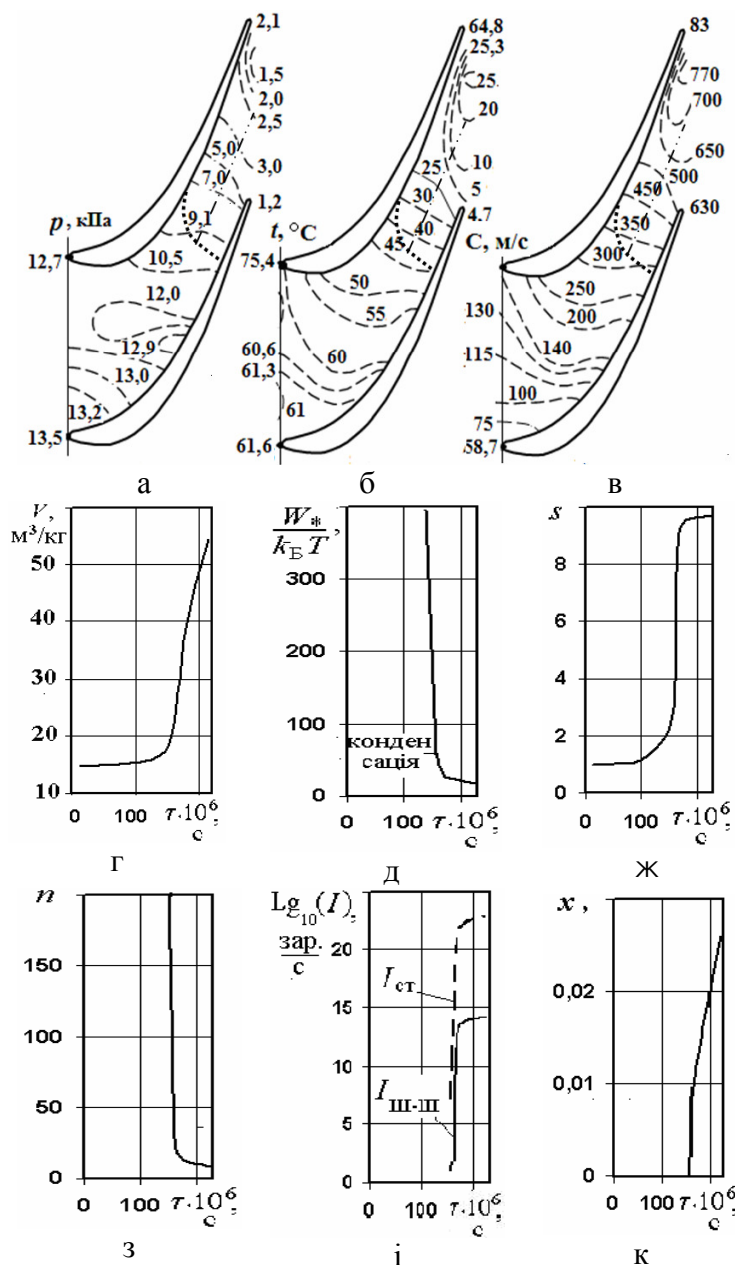
- уточнено алгоритм визначення параметрів стану пари (зараз після початку вологоутворення використовується рівняння Клапейрона – Клаузіса замість рівняння ідеального газу);

- з метою скорочення часу розрахунків знайдено аналітичне рішення системи моментів для процесу конденсації (рішення системи моментів для процесу переконденсації вирішується шляхом ітерацій) та інше.

Результати розрахунку: просторової течії пари без урахування конденсації у 3-му модернізованому ступені низького тиску турбіни К-200-130 на номінальному режимі [2] (вихідні дані задачі конденсації) та процесу нестационарної конденсації водяної пари при струминній течії наведено на рисунку. Крок за часом складав 10^{-7} с, час розрахунку цього процесу (300 кроків за часом) становить ~ 5 с на ПК середньої продуктивності.

Як видно з рисунку: межа переходу від перегрітої до вологої пари при розрахунках без конденсації лежить поблизу до ізолінії 45°C (поперечна лінія з крапок), відстань у 150 мм до вихідного зрізу лопатки пара проходить за мить у $224 \cdot 10^{-6}$ с.

Струминний процес розширення пари у відповідності з заданим законом зміни питомого об'єму у часі $V(\tau)$ (див. рис., поз. г) може починатися з області перегрітої пари. Коли активаційний бар'єр зародження вологи $W_*/(k_B \cdot T)$ (тут W_* – мінімальна робота, що потрібна для виникнення зародків критичного розміру, k_B – постійна Больцмана, T – абсолютна температура) досягне



Розрахункові характеристики течії пари у середньому перерізі 3-го ступеня модернізованого робочого колеса турбіни без урахування конденсації (а, б, в, г):

- а) – тиск P ; б) – температура t ; в) – абсолютна швидкість C течії пари (3-D) [2]; та процесу нестационарної конденсації водяної пари при струминній течії (д – к):
- г) – заданий закон зміни питомого об'єму пари V у часі τ у відповідності до [2], зміна у часі τ : д) – активаційного бар'єру зародження вологи ($W^*/(k_B T)$), ж) – ступені перенасичення пари s , з) – коефіцієнту нестационарності n процесу конденсації, и) – швидкості утворення зародків по Зельдовічу-Френкелю $I_{ст}$, та по Шубенко-Шнейдману $I_{ш-ш}$, к) – ступені вологості пари x

значення 60 ($\tau = 157 \cdot 10^6$ с, перенасичення пари $s=3,1$, дивись рис., поз. д та ж) починається нестационарна конденсація. При цьому коефіцієнт нестационарності n зменшується, а швидкості нуклеації $I_{ст}$ («класична») і $I_{ш-ш}$ (авторська) зростають (дивись рисунок, поз. з та и). Коли підвищення температури від повернення теплоти пароутворення стане відчутним ($\sim 0,5\%$) порівняно з падінням температури від розширення пари вважається, що почався процес переконасації. Швидкість волого-утворення під час нестационарної конденсації ілюструє крива на рис., поз. к.

Розроблені програмні засоби плануються застосовувати для оцінювання кількості вологи, що випадає в проточній частині ступеня при вдосконаленні характеристик економічності і надійності турбіни.

Робота виконана за рахунок цільової програми наукових досліджень НАН України «Надійність та довготривалість матеріалів, конструкцій, обладнання і споруд (Ресурс 2)»

Література

1. Шубенко А. Л., Голощапов В. Н., Бабак Н. Ю., Решитько И. В. Расчет неравновесной гомогенной конденсации в ступенях влажно-паровых турбин с учетом особенностей их рабочих процессов. *Пробл. машиностроения*. 2015. Т. 18, вып. 4/2. С. 3 - 12.
2. Русанов А. В., Пашенко Н. В. Повышение аэродинамической эффективности проточной части цилиндра низкого давления паровой турбины мощностью 200 МВт // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2009. № 7. – С. 78-83.

ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ НАСОС-ТУРБИНИ ДЛЯ УМОВ КАНІВСЬКОЇ ГАЕС З ВИКОРИСТАННЯМ СУЧАСНИХ ЧИСЕЛЬНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ МЕТОДІВ

¹ Русанов А. В., ¹ Хорєв О. М., ² Линник О. В., ¹ Дєдков В. М., ¹ Агібалов Є. С.,
¹ Сухорєбрий П. М., ¹ Берлізова Т. Ю., ¹ Максименко-Шейко К. В.

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна

² АТ «Турбоатом», Харків, Україна

E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua, oleg_xo@ukr.net, dedkov@ipmach.kharkov.ua
agibalov@ipmach.kharkov.ua, sukhor@ipmach.kharkov.ua, m-sh@ipmach.kharkov.ua

Представлено результати вибору розрахункових параметрів проточної частини радіально-осьової насос-турбіни підвищеної швидкохідності на напір до 120 м на умови роботи Канівської ГАЕС. Проведено проектування і попередній розрахунок гідродинамічних показників підводу: спіральної камери, колон статора, направляючого апарату. За допомогою програмного комплексу «Колесо» спроектовано робоче колесо і визначені його попередні кінематичні і енергетичні показники в турбінному і насосному режимах. Профілювання поверхні лопаті проведено методом вирішення диференціального рівняння лінії струму в плані. Перерахунок теоретичної напірної характеристики моделі на натурні умови Канівської ГАЕС і залежність ККД від подачі в насосному режимі показують, що розроблена лопатева система робочого колеса забезпечує показники, що задовольняють вимогам технічного завдання на проектування насос-турбіни. За допомогою програмного комплексу *IPMFlow* проведено чисельне дослідження просторової в'язкої течії рідини. Моделювання течії в'язкої нестисливої рідини в проточній виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Для урахування турбулентних ефектів застосовується диференціальна двопараметрична модель турбулентності *SST* Ментера. Дискретизація досліджуваної розрахункової області, що включає по одному каналу направляючого апарату і робочого колеса, виконана за допомогою структурованої сітки з шестигранними елементами. На основі аналізу структури потоку і гідравлічних втрат, з метою підвищення ефективності в турбінному режимі проведено модифікацію робочого колеса за рахунок зменшення кута охоплення лопаті і зменшення кута лопаті на всмоктувальній кромці. Чисельне дослідження течії в модернізованій проточній частині показало, що в турбінному режимі поліпшилася структура потоку на периферійній ділянці лопаті робочого колеса, наслідком чого стало підвищення його енергетичних якостей: гідравлічні втрати в направляючому апараті практично не змінилися, втрати в робочому колесі при оптимальному режимі знизилися на 0,65 %.

На даний час проводиться підготовка до експериментальних досліджень моделі насос-турбіни на гідродинамічному стенді ППМаш. Спіральна камера, лопаті робочого колеса, лопатки направляючого апарату і колони статора для зниження вартості та скорочення термінів дослідження виробляються за допомогою технології 3Д друку.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ НАСОС-ТУРБІН СЕРЕДНЬОЇ ШВИДКОХІДНОСТІ З РОБОЧИМИ КОЛЕСАМИ ЗІ СПЛІТТЕРАМИ

Русанов А. В., Агібалов Є. С., Хорєв О. М., Биков Ю. А., Максименко-Шейко К. В.

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна
E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua, agibalov@ipmach.kharkov.ua; oleg_xo@ukr.net;
bykov@ipmach.kharkov.ua; m-sh@ipmach.kharkov.ua

Проведено експериментальні дослідження моделей робочих коліс (РК) радіально-осьової насос-турбіни зі сплітерами. РК в них складаються з комплекту лопатей, що мають різну довжину і, відповідно, різний кут охоплення в плані. В якості вихідного варіанту було прийнято РК насос-турбіни діаметром 350 мм, розроблене для умов Дністровської ГАЕС і яке має 7 лопатей.

Другий варіант РК має 8 лопатей з таким же кутом охоплення лопаті в плані, як і у основного варіанту. Вибір восьми лопатевого варіанту колеса пояснюється тим, що автори прагнули після укорочення парних лопатей не змінювати густоту решітки семи лопатевого РК. Третій, четвертий і п'ятий варіанти РК містили по 8 лопатей – 4 лопаті такі, як у вихідного колеса і 4 укорочених: у третьому варіанті укорочені лопаті мали довжину, що дорівнювала 80 % відносно довжини вихідного варіанту, у четвертому 65 %, в п'ятому 50 %. Укорочення лопатей проводилася з боку всмоктувальної кромки таким чином, щоб кромка залишалася в радіальній площині.

Всі лопаті РК були виготовлені в ІПМаш НАН України за допомогою технології 3Д друку. Маточина РК була виконана з нержавіючої сталі, а нижній покриваючий диск – з прозорого блочного оргскла, він кріпиться до лопатей за допомогою 16 гвинтів і клею на основі дихлоретану. Попередній розрахунок на міцність показав, що модель може бути випробувана при напорі до 20 м водяного стовпа, що забезпечує отримання достовірних результатів при проведенні випробувань на стенді.

Енергетичні випробування в модельному блоці з проточною частиною Дністровської ГАЕС було проведено на гідродинамічному стенді ІПМаш ЕКС-30, що має статус «Національного надбання».

Дослідження в турбінному режимі проводились при напорі 6 м та 15 відкриттях направляючого апарата в діапазоні зміни приведеної частоти обертання n_1' від 50 до 110 хв⁻¹. У насосному режимі випробування проводилися при частоті обертання робочого колеса 600 хв⁻¹ при 9 відкриттях направляючого апарата і зміні приведеної подачі Q_1' від 0,100 до 0,600 м³/с.

Побудовано універсальні характеристики та розрізи $n_1' = const$ для всіх варіантів проточних частин. Визначено параметри оптимальних режимів і значення максимального ККД в досліджуваних РК. Визначено вплив довжини спліттера на характеристики проточних частин.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ГІДРОТУРБИНИ КРЕМЕНЧУЦЬКОЇ ГЕС НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДІВ ПРОСТОРОВОГО ПРОФІЛЮВАННЯ

Русанов А. В., Хорєв О. М., Сухоребрий П. М.

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна
E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua, oleg_xo@ukr.net

За допомогою програмного комплексу *IPMFlow* проведено розрахункові дослідження впливу периферійних окружних, осьових і комбінованих (одночасно осьового та окружного) навалів робочого колеса (РК) на структуру потоку і гідравлічні втрати в елементах проточної частини поворотно-лопатевої гідротурбіни на напір 20 м. Розроблено нову лопатеву систему РК ПЛ20/5251 з оптимальним значенням комбінованого периферійного навалу.

Виконано чисельні дослідження течії нестисливої в'язкої рідини в натурних вихідній гідротурбіні Кременчуцької ГЕС з РК ПЛ20/3271у-В та з модернізованим РК ПЛ20/5251 для максимального, розрахункового і мінімального напорів на станції при оптимальному куті установлення лопаті РК.

В результаті проведення чисельного експерименту отримано і проаналізовано наступні дані для двох варіантів проточних частин:

- візуалізація потоку (поля швидкостей і тиску) в характерних перетинах елементів проточної частини;
- епюри розподілу швидкостей і тиску уздовж перетинів лопаток направляючого апарату і лопатей робочого колеса;
- розподіл осереднених значень компонент швидкості і кутів потоку в характерних перетинах проточної частини (за напрямним апаратом, перед і за РК);
- інтегральні енергетичні характеристики розрахункової області.

Проведений чисельний експеримент показав, що значення ККД і потужності в модернізованому РК вище ніж у вихідного практично у всьому діапазоні напорів на умови Кременчуцької ГЕС. При розрахунковому напорі $H_p = 14,0$ м значення максимального ККД було підвищено на 0,87 %, а потужності – на 0,516 МВт.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ГІДРОТУРБИНИ ФРЕНСІСА P045

¹ Русанов А. В., ¹ Хорєв О. М., ¹ Биков Ю. А., ² Андрищенко С. О., ¹ Косьянов Д. Ю.

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна

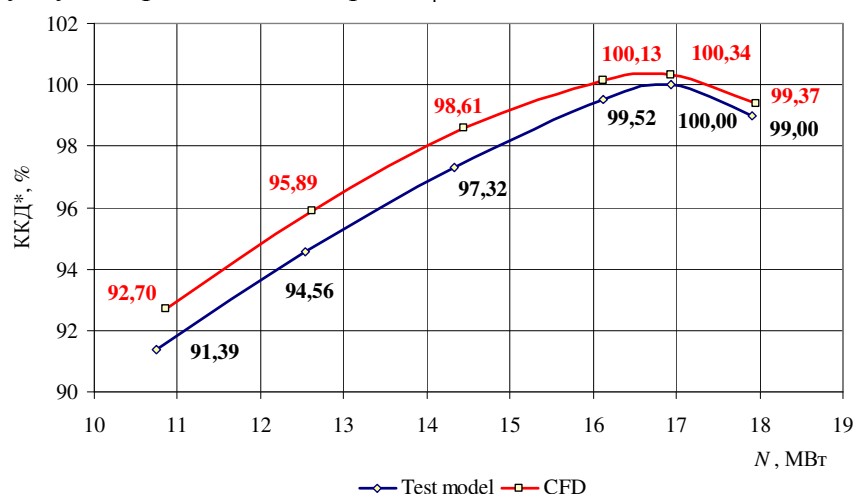
² ВАТ «Харківтурбоінжиніринг», Харків, Україна

E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua, oleg_xo@ukr.net; bykov@ipmach.kharkov.ua

Наведено результати чисельного дослідження течії рідини в проточній частині радіально-осьової турбіни Френсіса на напори до 45 м, що проектується фірмою «Харківтурбоінжиніринг» (Україна) та впроваджується компанією *Go Goal* (Індія) для проекту модернізації ГЕС Дхаліпур (Індія).

За допомогою програмного комплексу *IPMFlow* було визначено енергетичні, кавітаційні, силові та інші характеристики в широкому діапазоні експлуатаційних режимів. Отримані результати порівняно з дослідженням гідротурбіни-аналога на гідродинамічному стенді. Значення ККД турбіни визначено для експлуатаційних режимів, що відповідають 60; 70; 80; 90; 100 % від номінальної потужності $N_{\text{ном}} = 17,91$ МВт, а також максимальній $N_{\text{max}} = 18,64$ МВт при розрахунковому та максимальному напорах. Також спрогнозовано оптимальний режим за ККД для розрахункового та максимального напорів й досліджено структуру потоку в характерних перетинах всіх елементів проточної частини на всіх розглянутих режимах. Крім того, проведено розрахунок максимального осьового гідравлічного зусилля, що діє на робоче колесо.

Розрахунки виконано для проточної частини натурної гідротурбіни з діаметром робочого колеса (РК) $D_1 = 3,1$ м. Було побудовано 3D моделі спіральної камери (СК) зі статором, направляючого апарату (НА), РК і відсмоктувальної труби (ВТ). Дискретизацію розрахункової області виконано за допомогою неструктурованої сітки з шестигранними елементами. Число елементів у СК з колонами статора 806 тисяч, у ВТ 922 тисяч, в одному каналі НА 640 тисяч, а в одному каналі РК 768 тисяч. На рисунку наведено залежності відносного ККД від потужності турбіни N , отримані при модельних дослідженнях аналога та при CFD розрахунку, для режимів з напором $H_p = 29,988$ м.



Залежність ККД гідротурбіни від потужності при розрахунковому напорі

Проведені дослідження підтвердили високий рівень ефективності гідротурбіни. Показано, що має місце задовільна якісна і кількісна відповідність результатів фізичного та чисельного експерименту як для розрахункового, так і для максимального напорів.

МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНОГО СТЕНДУ ІПМАШ НАН УКРАЇНИ В ГАЛУЗІ ПРИЛАДОБУДУВАННЯ

Русанов А. В., Коротаєв П. О., Агібалов Є. С.

Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків, Україна
E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua; korotaiev@gmail.com; agibalov@ipmach.kharkov.ua

Інститут проблем машинобудування НАН України (ІПМаш НАН України) - провідна наукова організація України в області енергомашинобудування, до складу якої входить ряд наукових підрозділів, в т.ч. відділи гідроаеромеханіки, динаміки і міцності, основними напрямками діяльності яких є вдосконалення параметрів турбоустановок (парових, газових і гідрравлічних турбін, включаючи оборотні гідромашини) методами математичного і фізичного моделювання.

Автоматизована установка для градуювання витратомірів УГ-1 входить до складу гідросистеми гідродинамічних енергокавітаційних стендів ІПМаш НАН України ЕКС-15 і ЕКС-30, що є унікальними спорудженнями та мають статус «національного надбання». Вона призначена для калібрування витратомірних пристроїв, що використовуються при проведенні випробувань моделей гідромашин, в тому числі приймально-здавальних. Установку УГ-1 може бути використано для калібрування будь-яких витратомірів, попередньо підготовлених до умов установки на стендах.

Відносна похибка вимірювання об'ємної витрати установкою УГ-1 становить $\pm 0,2 \%$, що підтверджено сертифікатом калібрування №05/1781К від 26.03.2019 р., виданим Метрологічним центром державного підприємства «Харківський регіональний науково-виробничий центр стандартизації, метрології та сертифікації».

У 2018-2019 рр. були проведені роботи з калібрування витратомірів «СМХ», розроблених ТОВ «ЗАВОД МАНОМЕТР», методом звірення з показниками електромагнітного витратоміра «ADMAG AXF300» фірми Yokogawa, встановленого на гідродинамічному стенді ІПМаш НАН України. Витратоміри було вмонтовано в існуючу лінію з дотриманням всіх необхідних вимог МЕК 60193.

Завдання полягало в підтримці стабільної витрати води від 33 до 550 л/с протягом 100 с. При випробуваннях проводилось вимірювання значення витрати, а також розрахунок відносної похибки витратоміру «СМХ» за допомогою вимірювально-обчислювального комплексу стенду, до складу якого входить комплект первинних датчиків, комплект РМЕ-модулів для обробки і перетворення сигналів первинних датчиків стенду і персональний комп'ютер.

Проведена робота показала, що установку УГ-1 можливо використовувати для визначення метрологічних характеристик та калібрування лічильників та витратомірів рідини в якості робочого еталону 1 розряду за ДСТУ 4403:2005 при вимірюванні об'єму та маси води методом вимірювання маси та в якості 2 розряду за ДСТУ 4403:2005 при вимірюванні об'єму та маси води витратоміром лічильником.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДИНАМИКИ И АЭРОДИНАМИКИ РОТОРОВ ВЕРТИКАЛЬНО-ОСЕВЫХ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

¹ Редчиц Д. А., ² Моисеенко С. В., ² Алёшин Д. О.

¹ Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, Днепр, Украина

² Херсонский национальный технический университет, Херсон, Украина

E-mail: redchits_da@ua.fm

К одному из перспективных направлений решения энергетической безопасности Украины относится ветроэнергетика. В ближайшее десятилетие ветроэнергетика может стать источником наиболее дешевой электроэнергии, вырабатываемой в промышленных масштабах.

При проектировании ВЭУ следует проводить комплексное исследование аэродинамических характеристик лопастей, траверс и ротора в целом с учетом как нестационарных, так и пространственных эффектов. Экспериментальная аэродинамика зачастую оперирует ограниченными объемами данных. Кроме того, натурные эксперименты не всегда возможны, как по техническим, так и экономическим соображениям.

Современные тенденции в проектировании сложной техники связаны с применением полных математических моделей механики жидкости и газа, основанных на самых общих физических законах (сохранение массы, импульса, энергии), реологических соотношениях, динамике турбулентных вихрей. Такие модели являются, с математической точки зрения, сложными системами нелинейных дифференциальных уравнений, для решения которых требуется использование мощных вычислительных комплексов. Для создания таких моделей используется практически весь аппарат высшей математики – аналитическая и дифференциальная геометрия, математический анализ, тензорное исчисление, теория уравнений математической физики. Решение таких систем создает качественно новый уровень проектирования – проведение численных экспериментов, полностью воспроизводящих условия натурных экспериментов. Такой подход является основой сравнительно молодой науки – вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics – CFD).

Разработан специализированный CFD пакет, в котором достигнут компромисс между требуемыми вычислительными ресурсами и качеством получаемых результатов. Реализован полный подход вычислительной гидродинамики на основе уравнений Навье-Стокса, включая несколько дифференциальных моделей турбулентности, а также многоблочный подход для описания течений вблизи вращающегося многолопастного ротора ВЭУ. На основе разработанного программно-методического обеспечения проведено численное моделирование аэродинамики и динамики роторов Дарье и Савониуса с двумя и тремя лопастями. Результаты расчетов удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными, полученными в ЦАГИ (РФ), Sandia (США) и IRPHE (Франция).

Разработанное программно-методическое обеспечение позволяет воспроизводить реальные аэродинамические процессы обтекания роторов Дарье и Савониуса, используется в ИТСТ НАН Украины и в МНПК «ВЕСТА» для расчета и проектирования вертикально-осевых ВЭУ среднего (до 500 кВт) и малого (до 50 кВт) классов.

Результаты аэродинамического расчета служат исходными данными при расчете напряженно-деформированного состояния элементов конструкции ВО ВЭУ (роторов, опорно-поворотных узлов, элементов трансмиссии, включая мультипликаторы и т.д.), определении вибраций, шумовых полей, а также при проектировании специализированных электрогенераторов. К тому же полученные параметрические зависимости коэффициента мощности роторов Дарье и Савониуса от коэффициента быстроходности для различных коэффициентов заполнения и чисел Рейнольдса используются для совершенствования существующих инженерных и полуэмпирических методик.

Ветроэнергетика является перспективным направлением для создания дополнительного энергетического потенциала Украины. Поэтому основной задачей при решении данной проблемы должна быть разработка новых экономически эффективных ВЭУ с учетом природно-климатических условий Украины и современных научно-технических достижений.

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ГИДРОАККУМУЛИРОВАНИЯ В УКРАИНЕ

Ландау Ю. А.

ЧАО «Укргідропроект», Харьков, Украина
E-mail: water@uhp.kharkov.ua

В 21 веке резко изменился тренд развития электроэнергетики на основе принципов энергоэффективности, энергобезопасности и низкоуглеродной энергетики с переходом на ускоренное развитие возобновляемых источников энергии (ВИЭ) и резким сокращением производства электроэнергии на угле.

При этом в мировой электроэнергетике происходит резкое изменение структуры генерирующих мощностей. В 2018 г. мощность ВИЭ уже составила более 2360 млн. кВт (32 % мощности мировой генерации), в том числе: ГЭС – 1200 млн. кВт, ветроэлектростанции (ВЭС) – 564 млн. кВт, солнечные (СЭС) – 480 млн. кВт; биоэлектростанции и др. – 130 млн. кВт.

С учетом этих факторов определяются приоритеты национальной энергетической политики Украины. Так, в 2018 г. в Украине мощность ВИЭ (ВЭС, СЭС, без крупных ГЭС) составила 2 млн. кВт с выработкой 2,8 млрд. кВт·ч (около 2 % общей выработки). В соответствии с «Энергетической стратегией Украины на период до 2035 г.» (ЭСУ) предусматривается дальнейший рост мощностей ВИЭ, в первую очередь за счет СЭС и ВЭС с достижением выработки ВИЭ (без крупных ГЭС) в 2025 г. – 12 млрд. кВт·ч (6,7 % от общей выработки), в 2035 г. – 25 млрд. кВт·ч (12,8 %).

В современных условиях при быстром увеличении мощностей ВЭС и СЭС, которые характеризуются не стойким производством электроэнергии, резко возрастает роль балансирующих высокоманевренных мощностей, в первую очередь ГАЭС, в регулировании графиков нагрузок и обеспечении стойкости и надежной работы объединенных энергосистем (ОЭС). При этом происходит переход к новой инновационной модели функционирования электроэнергетики в условиях создания полноценного энергорынка и планируемой интеграции ОЭС Украины с европейской энергосистемой (ENNSO-E). Это ставит перед электроэнергетикой Украины новые задачи и открывает новые возможности в разработке и внедрении инновационных разработок в области производства, балансирования и поставки электроэнергии.

Из современных технологий по балансированию и регулированию электроэнергии наиболее широкое применение в мире получили ГАЭС (на них приходится 97 % регулирующих мощностей), благодаря существенным преимуществам по сравнению с другими источниками (парогазовыми и газотурбинными установками, аккумуляторными системами и др.).

ГАЭС могут осуществлять двойное регулирование при балансировании электроэнергии в ОЭС, работая в турбинном или насосном режимах, характеризуются высоким КПД (75-80 %), длительным сроком эксплуатации оборудования (более 40 лет) и др.

Значительное увеличение мощностей ГАЭС предусматривается в США, Китае, в странах ЕС, где прогнозируется увеличение до 2030 г. мощности ГАЭС в 2 раза до 98 млн. кВт.

В выполненной в ЧАО «Укргідропроект» работе «Аналіз умов розміщення і використання ГАЕС при розвитку ОЕС України на період до 2035 р.» на основании анализа состояния генерирующих мощностей в ОЭС Украины, планов их развития на период до 2025 и 2035 гг., в условиях интеграции с ENTSO-E, перспективных ГАЭС, их размещения, обоснована целесообразность их использования для регулирования ОЭС Украины и определены наиболее эффективные перспективные ГАЭС.

В условиях нерациональной структуры генерирующих мощностей в ОЭС Украины с выработкой около 55 % электроэнергии (базовой) на АЭС, острого дефицита маневренных мощностей ГЭС и ГАЭС (около 12 % общей мощности), с резким ростом мощностей ВИЭ регулирование графика нагрузок осуществляется блоками ТЭС с остановкой до 10 и более блоков при прохождении ночных провалов.

В этих условиях, в первую очередь, необходимо до 2025 г. завершить строительство Днестровской ГАЭС с вводом агрегатов № 4-7 с увеличением мощности до 2270 МВт, Ташлыкской ГАЭС с вводом агрегатов № 3-6 с увеличением мощности до 906 МВт, построить Каневскую ГАЭС с 4 агрегатами мощностью 1000 МВт.

При планируемом росте ВИЭ до 2035 г. для дальнейшего ввода крупных ГАЭС, учитывая их длительный инвестиционный цикл, с 2020 г. следует начать работы по выбору площадок и их проектированию.

К наиболее перспективным крупным ГАЭС относятся:

- Краснооскольская ГАЭС на р. Оскол в Северной ЭС мощностью 890 МВт при среднем напоре 84 м с использованием Краснооскольского водохранилища;
- Ломачинская ГАЭС на Днестровском водохранилище в Юго-западной ЭС мощностью 1100 МВт при среднем напоре 125 м;
- Закарпатская ГАЭС на р. Теремле вблизи западной границы Украины в Западной ЭС мощностью 1300 МВт при среднем напоре 500 м с использованием Теремлинского водохранилища.

Кроме того, в карпатском регионе имеются площадки небольших ГАЭС мощностью 100-300 МВт с напорами 200-300 м, характеризующиеся благоприятными природными условиями и высокой эффективностью. Такие ГАЭС, объединенные в энергоузлы с ВЭС, могут использоваться в распределительной генерации, в экспорте электроэнергии.

При планируемом росте экспорта электроэнергии в условиях интеграции с ENTSO-E и единого рынка с 6,2 (2018 г.) до 20 млрд. кВт·ч, важно экспортировать не дешевую базовую электроэнергию, а дорогую пиковую электроэнергию и системные услуги, для чего необходимо ввести новые мощности ГАЭС.

Важным преимуществом использования ГАЭС является то, что весь цикл их реализации, включая изготовление технологического оборудования, проектирование, строительство, выполняются украинскими предприятиями.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ОБЪЕКТЫ ГИДРОЭНЕРГЕТИКИ УКРАИНЫ, ТРЕБУЮЩИЕ РАЗРАБОТКИ НОВЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ГИДРОТУРБИН

Калинина Л. Г.

ЧАО «Укргидропроект», Харьков, Украина
E-mail: kalinina@uhp.kharkov.ua

В докладе представлены объекты гидроэнергетики как ближайшей, так и отдаленной перспективы, для которых необходимо создание новых современных гидроагрегатов, новых проточных частей гидротурбин.

Каневская ГАЭС. Является первоочередным объектом, уточнение проекта которой выполняется ЧАО «Укргидропроект».

Проектом предусмотрена установка четырех обратимых гидроагрегатов с насос-турбиной типа РОНТ-В-675, с встроенным кольцевым затвором, и синхронным генератором-двигателем единичной мощностью 250 МВт в турбинном и 260 МВт в насосном режимах.

Выбор гидросилового оборудования в проекте основывается на следующих исходных данных по напорам воды нетто, м:

<i>Турбинный режим:</i>	- максимальный	108,4
	- расчетный	95,0
	- минимальный	85,2
<i>Насосный режим:</i>	- максимальный	113,0
	- средний	101,85
	- минимальный	89,9

Для Каневской ГАЭС требуется создание новой проточной части, быстроходность которой превышает быстроходность насос-турбин, созданных для Днестровской, Киевской, Загорской и Ташлыкской ГАЭС заводами Турбоатом и ЛМЗ.

Ташлыкская ГАЭС. На этой ГАЭС проектом предусмотрена установка шести обратимых гидроагрегатов поставки ЛМЗ.

В настоящее время, ввиду невозможности использования полной площади и полезного объема верхнего водохранилища, в эксплуатации находятся только агрегаты №№1,2, агрегат №3 монтируется. После реализации расширения системы охлаждения Южно-Украинской АЭС со строительством дополнительных брызгальных установок, верхнее водохранилище Ташлыкской ГАЭС будет расширено, что позволит завершить строительство с вводом агрегатов №№ 4, 5 и 6. При этом, нормальный подпорный уровень верхнего водоема будет поднято на 3,5 м по сравнению с первоначальным проектным для увеличения его полезной емкости. Основные узлы агрегатов №№ 4,5, в том числе и рабочие колеса насос-турбин, хранятся на ГАЭС в законсервированном виде. Рабочее колесо агрегата № 6 отсутствует.

Предлагается создать для этого агрегата новую проточную часть насос-турбины, которая смогла бы работать в расширенном диапазоне напоров с сохранением диаметра рабочего колеса и единичной мощности агрегата.

Основные параметры насос-турбины № 6:

Диапазон напоров нетто в турбинном режиме, м: от 68,9 до 85,9

Диапазон рабочих напоров в насосном режиме, м: от 74,8 до 91,1

Мощность агрегата в турбин./насосн. режимах, МВт: не менее 151,0/не более 211,0

Закарпатская ГАЭС (старое название -Тереблинская ГАЭС). Проектные проработки по ней были выполнены ЧАО «Укргидропроект» совместно с АО «Турбоатом» в 2001 г. Предусматривается установка шести радиально-осевых насос-турбин мощностью по 220/230 МВт в турб./наосн. режимах с шаровыми предтурбинными затворами.

Для этой ГАЭС необходимо создание проточной части обратимых турбин на средние напоры порядка 500 м.

Основные параметры насос-турбин:

Напоры нетто в турбинном режиме, м:	
- максимальный	526,0
- расчетный	499,0
- минимальный	494,0
Напоры рабочие в насосном режиме, м:	
- максимальный	528,0
- минимальный	526,0

Реконструкция гидроагрегатов Днестровской ГЭС-1. Реконструкция агрегатов этой ГЭС является объектом ближайшей перспективы. Учитывая возросшие требования энергосистемы к участию гидроагрегатов ГЭС в регулировании частоты и мощности, принято решение при реконструкции гидротурбин Днестровской ГЭС-1 рассмотреть вопрос о замене существующих гидроагрегатов новыми надежными агрегатам, при этом для замены существующих ПЛ турбин рассматриваются поворотно-лопастные (ПЛ) и радиально- осевые (РО) турбины.

В результате реконструкции установленная мощность ГЭС должна быть увеличена на 10 %, кроме того, при применении РО-турбины, необходимо обеспечить регулирование мощности от 40 до 100 % во всем диапазоне напоров. Предусматривается восстановление возможности работы агрегата в режиме синхронного компенсатора.

Исходные данные для рассмотрения вариантов замены турбин:

Количество агрегатов, шт.	6
Напоры нетто, м:	
-максимальный	52,9
- расчетный (уточняется)	44,0
- минимальный	23,9
Мощность турбины при H_p , МВт	не менее 132,0
Диаметр рабочего колеса, м	6,0

Гидрогенераторы с переменной частотой вращения. Применение гидрогенераторов с переменной частотой вращения является ведущей мировой тенденцией, о чем свидетельствует опыт ведущих фирм Европы, Японии и др. за последние 20 лет.

Применение гидрогенераторов с переменной частотой вращения увеличивает регулирующий диапазон работы гидротурбин, повышает КПД и надежность работы агрегата.

Создание гидрогенераторов с переменной частотой вращения особенно важно для насос-турбин ГАЭС и, в частности, может быть осуществлено для Каневской и Закарпатской ГАЭС.

Выводы. Вопрос разработки новых проточных частей турбин и насос-турбин, а также создание гидрогенераторов с изменяющейся частотой вращения весьма актуален и требует обязательного обсуждения на всеукраинских и международных форумах для возможности привлечения инвестиций, объявления конкурсов между различными специализированными организациями Украины (ИПМаш НАН Украины, АО «Турбоатом», НТУ «ХПИ») для получения наиболее подходящих к условиям вышеперечисленных ГЭС и ГАЭС проточных частей с обеспечением высоких энерго-кавитационных показателей.

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ, БУДІВНИЦТВА ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ СТАЛЕЗАЛІЗОБЕТОННИХ СПІРАЛЬНИХ КАМЕР ГІДРОАГРЕГАТИВ ДНІСТРОВСЬКОЇ ГАЕС

Чернобиль О. Є.

ПрАТ «Укргідропроект», Харків, Україна

E-mail: oleg.chernobyl@gmail.com

Проектування турбінних блоків оборотних гідромашин Дністровської ГАЕС та рішення задач по розробці найбільш раціональних їх конструкцій у своєму роді унікальні і об'єднали в собі накопичений ПрАТ «Укргідропроект» досвід проектування, експлуатації та натурних спостережень за їх роботою.

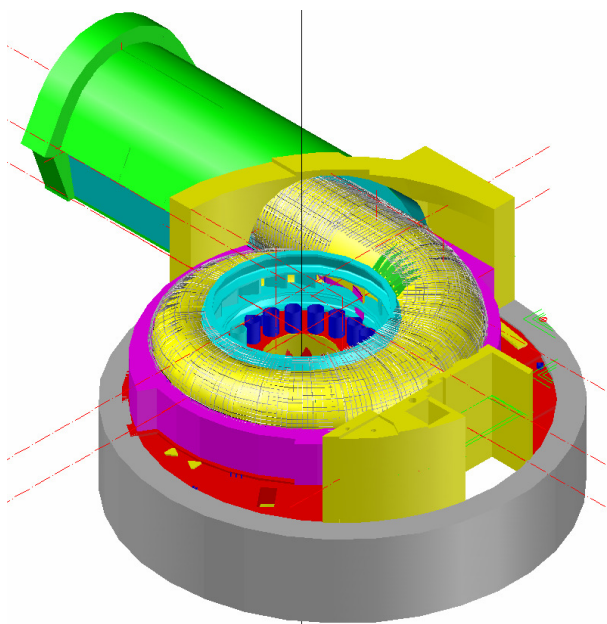
Сталезалізобетонна конструкція складається зі сталеві оболонки, розміщеної в залізобетонному блоці. Оболонка з м'якої сталі, оптимальної за умовами проведення зварювальних робіт товщини (20-40 мм), виконана у вигляді спіралі, сприймає частину зусиль і частково передає навантаження на армований залізобетонний блок.

При удосконаленні конструкції спіральної камери Дністровської ГАЕС фахівцями ПрАТ «Укргідропроект» були виконані уточнюючі розрахунки з врахуванням:

- фактору температурних впливів на сталеву оболонку і залізобетонну конструкцію турбінного блоку;
- змін в розташуванні технологічних приміщень та їх геометричних розмірів в конструкції турбінного блоку у зв'язку з обмеженістю розмірів шахти гідроагрегату;
- запасу товщини металевої оболонки на стирання і корозію (2 мм).

З метою детального конструювання при розробці робочих креслень масиву спіральної камери виконано трьохвимірне моделювання її конструкції в Mechanical Desktop (рисунок).

Запропонована і застосована методика розрахунку сталезалізобетонних спіральних камер врахувала умови спільного деформування сталеві оболонки та арматури, діючі напруження в арматурі відповідають граничним напруженням в сталевій оболонці і температурним впливам.



Трьохвимірне зображення масиву спіральної камери

Будівництво спіральних блоків Дністровської ГАЕС виконувалося під авторським наглядом ПрАТ «Укргідропроєкт».

Особливості будівництва:

- забезпечення рівномірної подачі цементної суміші при бетонуванні з унеможливленням утворення пустот;
- виконання зварювальних робіт в стиснених умовах;
- максимальне обмеження товщини стінок між спіральною камерою і технологічними приміщеннями;
- виконання ускладненої прокладки закладних технологічних труб;
- встановлення контрольно-вимірювальної апаратури.

З початку будівництва ПрАТ «Укргідропроєкт» виконує комплекс робіт по натурних контрольних спостереженнях за станом конструкцій, відповідно до вимог діючих норм проектування. Інструментальні спостереження за станом сталезалізобетонних спіральних камер включають спостереження за напружено-деформованим станом за допомогою дистанційної контрольно-вимірювальної апаратури:

- перетворювачі сили арматурні ПСАС-28 (арматурні динамометри) - для вимірювання діючих в арматурі зусиль;
- перетворювачі температури ПТС-60 (дистанційні термометри) - для вимірювання температури бетону і скелі;
- перетворювачі лінійних деформацій ПЛДС-2000 (телетензометри) - для вимірювання лінійних деформацій.

Характер зміни кільцевих напружень в оболонці і арматурі спіральної камери відмінний від характеру зміни гідростатичною навантаження. Це вказує на істотну роль температурних впливів у формуванні напруженого стану.

На підставі узагальнення досвіду проектування і експлуатації спіральних камер, а також наявних даних експериментальних і теоретичних досліджень, ПрАТ «Укргідропроєкт»:

- прийнято конструкцію турбінного блоку;
- розроблено схему армування конструкції турбінного блоку, розроблено робочу документацію і виконано будівництво;
- здійснюється авторський нагляд і контроль експлуатаційних показників за допомогою спостережень за дистанційною контрольно-вимірювальною апаратурою в спіральній камері і прилеглих до неї елементах турбінного блоку, яка забезпечує надійний і оперативний контроль за станом конструкцій;

Результати інструментальних натурних спостережень за напружено-деформованим станом конструкцій свідчать про те, що поступово відбуваються процеси, які ведуть до перерозподілу напружень між металом і бетоном композитної конструкції. Максимальні розтягують кільцеві напруги в металевій оболонці, у внутрішній і зовнішній арматурі спіральних камер шахт працюючих гідроагрегатів №1, 2 і 3 не перевищують рекомендованих гранично допустимих показників.

Натурні спостереження за напружено-деформованим станом турбінних блоків дозволяють стверджувати, що технічний стан їх елементів в даний час не викликає занепокоєння. Конструкція турбінного блоку зі сталезалізобетонною оболонкою спіральної камери задовольняє пропонованим вимогам по експлуатаційній надійності та несучої здатності. Характер розподілу напружень в арматурі сталезалізобетонної спіральної камери відповідає натурним даними. Розбіжність між натурними і розрахунковими значеннями напружень в кільцевій арматурі не перевищує 15 %, що є свідченням того, що результати розрахунків узгоджуються з даними натурних спостережень.

ПРОЕКТУВАННЯ ФАКЕЛЬНИХ ЗАПАЛЬНИКІВ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК В СЕРЕДОВИЩІ СУЧАСНИХ CAD/CAE СИСТЕМ

¹Торба Ю. І., ²Планковський С. І.^{*}, ²Трифонов О. В., ³Павленко Д. В.

¹ ДП «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна

² Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна

³ Національний технічний університет «Запорізька політехніка», Запоріжжя, Україна
^{*}E-mail: s.plank@khai.edu

Наземні ГТУ широко застосовуються як при генерації електроенергії, так і в якості складової газоперекачувальних систем. Одним з найбільш відповідальних вузлів таких установок, що визначає їх основні характеристики, є камера згоряння (КЗ). Незважаючи на те, що її конструкція, як правило, складається з нерухомих деталей, її розрахунок і проектування, є складним завданням. Провідні конструкторські бюро ГТУ вважають, що КЗ - найважливіший і найбільш важкий в проектуванні і доведенні вузол, що визначає не тільки її технічний рівень, а й рівні викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище. При цьому проблема проектування ГТУ полягає в тому, що до організації робочого процесу в КЗ ВМД пред'являється більше двох десятків параметричних вимог, багато з яких найкращим чином задовольняються при істотно різній організації робочого процесу [1].

Останнім часом активно розвиваються методи чисельного моделювання, застосування яких дозволяє істотно скоротити терміни проведення проектних і довідних робіт з пошуку оптимальної конструкції КЗ. Однак, їх застосування вимагає побудови коректних розрахункових проектів в спеціалізованих програмних продуктах і оцінки їх адекватності. Питанням моделювання процесу горіння паливної суміші в КЗ присвячено досить велику кількість досліджень [2-7]. Велика частина з них присвячена дослідженню процесів сумішоутворення, ініціалізації горіння, безпосередньо горіння і оптимізації конструкції елементів основної КЗ.

Для підвищення комплексу характеристик КЗ в сучасних ГТУ знаходять широке застосування факельні запальники, що складаються з електричної свічки і джерела допоміжного палива, укладених в загальний корпус. У таких пристроях паливноповітряна суміш, створювана в результаті змішування розпорошеного палива з повітрям, запалюється іскрою електричної свічки, утворює факел палаючих крапель, який, в свою чергу, запалює основне паливо в камері згоряння [8]. Відомо, що характерним недоліком запальників такого типу є можливі проблеми з пусковими характеристиками. Низька надійність займання палива при різних умовах запуску пов'язана з тим, що склад паливно-повітряної суміші залежить не тільки від конструктивних параметрів запальника, але і від змінних неконструктивних параметрів (температури і вологості повітря, температури корпусу запальника і т. д.). Незважаючи на складність процесу організації сталого горіння в факельних запальниках КЗ, дослідження, присвячені оптимізації їх конструкції і умов роботи, вельми обмежені.

Метою роботи була розробка методики проектування факельних запальників ГТУ в умовах використання сучасних CAD/CAE розрахункових пакетів. Для реалізації зазначеної методики розроблено розрахункову модель процесів течії та гетерофазного горіння у факельному запальнику. Сформовано вимоги до якості сітки скінченних елементів у факельному запальнику та побудована структура сітки, яка задовольняє таким вимогам та може використовуватись під час параметричної оптимізації. Для урахування турбулентності використано SST модель, додатковою перевагою якої є висока ефективність при розрахунках процесів конвективного теплообміну. Відмінністю запропонованого підходу є застосування попереднього моделювання ініціації горіння в зоні поблизу свічки запалювання, яке базується на одночасному моделюванні хімічних реакцій та процесів передачі енергії в електричному ланцюгу, в який включено область плазмового розряду.

Запропонована методика передбачає наявність попередньо отриманої геометрії пальника. Для цього можуть бути використані результати власних попередніх розробок, або застосовані методи статистичного аналізу існуючих конструкцій запальників інших фірм. На першому етапі з використанням розробленої розрахункової моделі методика передбачає оптимізацію режимів роботи запальника. При цьому в якості змінних параметрів розглядаються характеристики потоку розпорошеного рідкого палива та спосіб введення енергії електричного розряду. В якості цільової функції розглядаються характеристики зони сталого запалювання факелу.

При необхідності геометричного масштабування факельного запальника на основі існуючого проекту проводиться попередній розрахунок характеристик хімічно реагуючого потоку. Отриманий розв'язок використовується для аналізу чутливості впливу геометричних характеристик запальника на цільову функцію. Зміна локальної геометрії запальника проводиться градієнтним методом в зонах з найбільшою чутливістю стосовно до цільової функції. Після цього отримана фасеточна поверхнева сітка конвертується в САД геометрію з залученням модуля зворотного інжинірингу. Цикл оптимізації проточної частину запальника повторюється до досягнення встановленого рівня цільової функції або до досягнення геометричних обмежень, встановлених технічними умовами.

Запропонований підхід може також використовуватись при багатокритеріальній оптимізації. При цьому в якості обмежувальних умов можуть використовуватись не тільки геометричні, але й фізичні параметри, зокрема характеристики поля температур, температурних напружень та ін. Додатковою можливістю є побудова пошарової сітчастої твердотільної моделі, орієнтованої на подальше використання для виготовлення корпусу запальника сучасних адитивних технологій.

Література

6. Кравченко И. Ф. Концепция решения проблемы запуска камеры сгорания при создании и доводке ГТД с низким выбросом вредных веществ. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2005. № 7 (23). С. 40 – 51.
7. Грасько Т. В., Маяцкий С. А. Верификация разработанной расчетной модели основной камеры сгорания серийного газотурбинного двигателя с результатами испытаний на основе численного моделирования. *Известия высших учебных заведений*. 2014. № 10. С. 18 -24.
8. Александров Ю. Б., Вафин И. И., Мингазов Б. Г. Исследование формирования температурных полей в камерах сгорания газотурбинных двигателей. *Инженерный журнал: наука и инновации*. 2018. №1. С. 1 – 15.
9. Сербин С. И., Мостипаненко А. Б. Совершенствование характеристик камеры сгорания газотурбинного двигателя с использованием методов трехмерного моделирования. *Електронний вісник наук*. 2010. №1.
10. Орлов М. Ю., Матвеев С. С. Расчётное исследование характеристик противоточной камеры сгорания малоразмерного ГТД с учетом влияния компрессора и турбины. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2013. Т. 15, №6(4). С. 911-916.
10. Сербин С. И., Мостипаненко А. Б., Козловский А. В., Ванцовский В. Г., Вилкул В. В. Разработка методов расчета характеристик нестационарного рабочего процесса в низкоэмиссионных камерах сгорания ГТД. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування*. 2014. № 11(1054). С. 90-94.
11. Сербин С. И., Козловский А. В. Повышение устойчивости процессов горения в камере сгорания ГТД газодинамическим совершенствованием проточной части. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування*. 2016. № 9(1181). С. 65- 69.
12. Иноземцев А. А., Сандрацкий В. Л. Газотурбинные двигатели. ОАО «Авиадвигатель». 2006. 1204 с.

ВПЛИВ ХВИЛЬ ПЕРЕМІЩЕННЯ НА РОБОТУ ВЕРХНЬОЇ ВОДОЙМИ ДНІСТРОВСЬКОЇ ГІДРОАКУМУЛЮЮЧОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Рябенко О. А., Тимошук В. С., Клюха О. О., Галич О. О., Поплавський Д. М.

Національний університет водного господарства та природокористування, Рівне, Україна
E-mail: o.a.riabenko@nuwm.edu.ua, o.o.halych@nuwn.edu.ua, o.o.kluha@nuwm.edu.ua,
d.m.poplavskiy@nuwm.edu.ua

Гідравлічна енергія є одним з основних видів відновлюваної енергії, що йде на задоволення постійно зростаючих виробничих і побутових потреб суспільства. Наразі саме гідравлічна енергія забезпечує до 76 % сумарної відновлюваної енергії, використовуваної у світі [1]. Як відомо, графік споживання електричної енергії протягом доби характеризується великою нерівномірністю. Досить часто регулювання цієї нерівномірності здійснюють за допомогою базових блоків теплових електростанцій потужністю 200-300 МВт. В умовах України кількість таких пусків-зупинок доходить до 3000 за рік. Таке регулювання є досить дороговартісним прийомом та призводить до суттєвих поломок і виходу з ладу обладнання ТЕС. Для атомних електростанцій такий спосіб регулювання є взагалі небажаним [2].

Враховуючи вказані обставини, регулювання роботи енергосистеми прагнуть здійснювати за допомогою агрегатів ГЕС і ГАЕС, які характеризуються високою маневреністю. Характерним прикладом може слугувати режим роботи Загорської ГАЕС. Число пусків оборотних агрегатів цієї станції досягає 440 в місяць а в окремі періоди – біля 30 пусків за добу без врахування пусків агрегатів у режимі синхронного компенсатора. Кількість змін режимів роботи ГАЕС доходить до 4000-8000 за рік. Наприклад, ця кількість становить для ГАЕС Дракенсберг (ПАР) – 8000, Гільбоа (США) – 6000, Дінорвіг (Англія) – 5000 [3].

Існуючий Дністровський каскад складається з Дністровської ГЕС-1, Дністровської ГАЕС, Дністровської ГЕС-2 в Україні та Дубоссарської ГЕС в Молдові. Дністровська ГАЕС - це найамбітніший проект України в галузі гідроенергетики. Згідно з проектом Дністровська ГАЕС має складатися із 7-ми гідроагрегатів загальною потужністю 2268 МВт в генераторному режимі та 2 947 МВт у насосному, що після завершення будівництва поставить її на шосте місце серед ГАЕС світу за встановленою потужністю.

Пуск, робота, регулювання потужності та зупинка агрегатів ГАЕС характеризуються виникненням в аванкамері, верхній водоймі та відповідному каналі неусталених гідравлічних режимів потоку. Ці режими супроводжуються виникненням хвиль переміщення, характеристики яких потрібно враховувати при проектуванні та експлуатації споруд.

Існує кілька методик чисельного розрахунку висот хвиль переміщення на етапах їх виникнення та поширення у водоймах ГАЕС. Найбільш загальна математична модель ґрунтується на системі рівнянь Нав'є-Стокса, але її використання пов'язане з певними складностями. По-перше, потрібно мати дуже багато вихідних даних (особливо граничні умови) та врахувати всі сили взаємодії; по-друге, складність реалізації розрахунку, оскільки інші математичні моделі з однаковим порядком точності можна вирішити з меншою затратою часу та зусиль [4].

Натурні дослідження та проведені розрахунки показали наявність хвиль переміщення у верхній водоймі Дністровської ГАЕС. Ці дослідження та розрахунки були проведені для першої черги Дністровської ГАЕС з проміжною дамбою на ПК7+00 пікетажу верхньої водойми. Вимірювання були зроблені датчиком тиску мембранного типу WEGAWELL72, який розташований у лівому стояні аванкамери. Найбільші висоти хвиль спостерігаються при зупинці агрегату. Математична модель якісно описує утворення та поширення хвиль переміщення

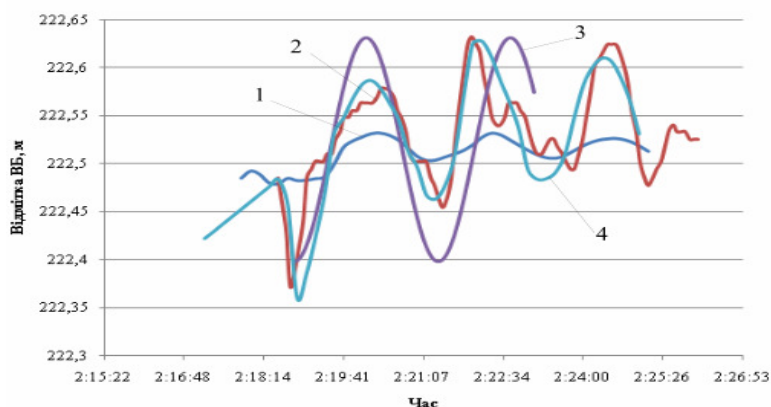
співпадаючи по фазі, але є досить великі розбіжності щодо висоти хвиль у випадку зупинки агрегату. Зупинка агрегату відбувається за наявності у верхній водоймі зосередженого потоку води від агрегатів станції, який під час руху захоплює також і боковий притік.

Згідно з результатами натурних досліджень, боковий притік води до основного потоку має гармонічний характер, період якого можна визначити з результатів вимірювань. Висоту гребеня хвилі переміщення після зупинки агрегата, яка була розрахована за двовимірною методикою в основі рівняння Сен-Венана, можна описати гармонічним рівнянням сейші для прогресивної хвилі, а для врахування бокового притоку води до основного потоку був введений поправочний коефіцієнт. При цьому гармонічне рівняння сейші набуло вигляду:

$$\eta = H e^{\beta k} \cos \left(\frac{2\pi}{T \sqrt{gd}} x - \frac{2\pi}{T} t \right), \quad (1)$$

де H – висота хвилі, T – період хвилі, d – глибина водойми у створі при відповідній відмітці рівня води.

Коефіцієнт $e^{\beta k}$ враховує збільшення висоти хвиль переміщення зумовлене боковим притоком води до основного потоку. Значення коефіцієнта бокового притоку води у верхній водоймі Дністровської ГАЕС під час роботи одного агрегату в насосному режимі знаходиться в межах 1,79-1,87 при відмітках рівнів води близьких до $\downarrow \text{НПР} = 222,500\text{м}$. Врахувавши це значення в граничних умовах отримаємо наступний графік (рис.).



Графік співставлення результатів розрахунку та натурних досліджень на етапі зупинки агрегату Дністровської ГАЕС в насосному режимі: 1 - результати математичного моделювання за двовимірною методикою Сен-Венана, 2 - результати натурних досліджень, 3 - результати розрахунку з врахуванням поправки на боковий притік води, 4 - результати розрахунку з врахуванням поправки на боковий притік води в математичній моделі

Після врахування бокового притоку води значення висоти для першої хвилі переміщення співпадає як по фазі, так і по висоті. Для подальшого розрахунку потрібно врахувати зменшення періоду хвиль та згасання хвиль в часі з допомогою коефіцієнта.

В умовах інтенсивного будівництва ГАЕС питання розрахунків параметрів хвиль переміщення у верхній водоймі при роботі цих станцій в насосному режимі є досить актуальним, оскільки ці параметри є орієнтиром для перевірки відміток гребеня огороджуючих дамб.

Література

1. Сорокина Н. Л., Кучерявая И. Н. Современные тенденции в развитии мировой гидроэнергетики. *Гідроенергетика України*, № 1-2, 2015. С. 78-81.
2. Ландау Ю. О., Сташук І. В. Значення гідроенергетики в розвитку ОЕС України відповідно до НЕС-2035 і екологічні виклики. *Гідроенергетика України*, № 1-2, 2018. С. 3-6.
3. Тихомирова Н.В. ГАЭС на развивающемся энергорынке: инновации и инвестиции. *Гидротехническое строительство*. 2005, № 6. С. 30-37.
4. Рябенко О. А., Осадчий С. Д., Клюха О. О., Тимошук В. С. Особливості роботи ГАЕС в умовах виникнення хвиль переміщення. *Гідроенергетика України*, № 1-2, 2017. С. 45-47.