

ТЕЗИ ПЛЕНАРНИХ ДОПОВІДЕЙ

УДК 621.165

АТ «ТУРБОАТОМ» ТА ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МАШИНОБУДУВАННЯ ІМ. А. М. ПІДГОРНОГО НАН УКРАЇНИ – 80 РОКІВ СТРАТЕГІЧНОЇ СПІВПРАЦІ В ГАЛУЗІ ЕНЕРГЕТИЧНОГО МАШИНОБУДУВАННЯ

Русанов А. В., Костіков А. О.

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

E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua, kostikov@ipmach.kharkov.ua

МОДЕЛЮВАННЯ ЗВАРЮВАЛЬНОГО НАГРІВУ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ РОТОРІВ ТУРБІН ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ

Дмитрик В. В., Іглін С. П., Усатий О. П.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
Харків, Україна

E-mail: svarka126@ukr.net, alpaus@ukr.net

При виготовленні роторів турбін великої потужності необхідно отримувати вихідну структуру їх зварних з'єднань з покращеними якісними характеристиками. Саме наявність такої структури забезпечить підвищення надійності їх експлуатації в умовах зростаючого робочого навантаження та маневрового режиму, а також приводить до збільшення ресурсу напрацювання роторів.

Отримання якісної вихідної структури надається можливим шляхом моделювання зварювального нагрівання з'єднань роторів, що виготовляються. Така процедура доцільна для наступного їх зварювання на оптимізованих параметрах автоматичного зварювання. Моделювання передбачає вирішення теплової задачі, як спряженої в трьохвимірному просторі. Для рідкої фази (розплавлений метал ванни) використовували умови закону Нав'є-Стокса, а для твердої – Фур'є. Рух рідкого металу в об'ємі зварювальної ванни залишимо у вигляді рівнянь Нав'є-Стокса

$$\begin{cases} \left(\frac{dy}{dt} + (V \cdot \nabla)V \right) = -\nabla p + \mu \Delta + f, \\ \frac{dp}{dt} + \nabla \cdot (\gamma V) = 0. \end{cases}$$

Де: x, y, z – координати (м); t – час (с); $V = (U, V, W)$ - координати вектора швидкості, (м/с), що залежать від x, y, z, t ; p – тиск (Па), який залежить від x, y, z, t ; γ – щільність розплаву ванни (кг/м³); μ – динамічна в'язкість (Па·с); f – вектор щільності внутрішніх сил (н/м³).

Дослідження руху розплавленого металу в зварювальній ванні проводили шляхом використання методу кінцевих елементів, схема якого передбачала заміну диференціальних рівнянь їх кінцевоелементною дискретизацією. Розрахунки проводилися в математичному пакеті MATLAB з використанням відповідних функцій.

Розроблена математична модель зварювального нагрівання перевершує відомі аналоги стосовно врахування умов зварювального нагрівання з'єднань, що виготовляються. Вирішення наведеної теплової задачі дозволило оптимізувати параметри режиму автоматичного зварювання і таким чином отримати зварні з'єднання ротора з покращеними якісними характеристиками їх вихідної структури. Наприклад, дійсне аустенітне зерно на ділянках сплавлення і перегріву відповідало 6-7 балам (ГОСТ 5639-82), а в зварних з'єднаннях штатного режиму – 3-4.

Висновки

1. Моделювання зварювального нагрівання забезпечило відсутність згрупованих зерен структурно вільного фериту на ділянці сплавлення зони термічного впливу зварних з'єднань роторів.
2. Зварювання на оптимізованих параметрах режиму дозволило отримати нові продукти розпаду аустеніту у вигляді сорбіту або троститу і попередити утворення глобуляризованого перліту.

РЕСУРСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ К-1000-60/3000

Черноусенко О. Ю., Пешко В. А.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, Україна
E-mail: chernousenko20a@gmail.com

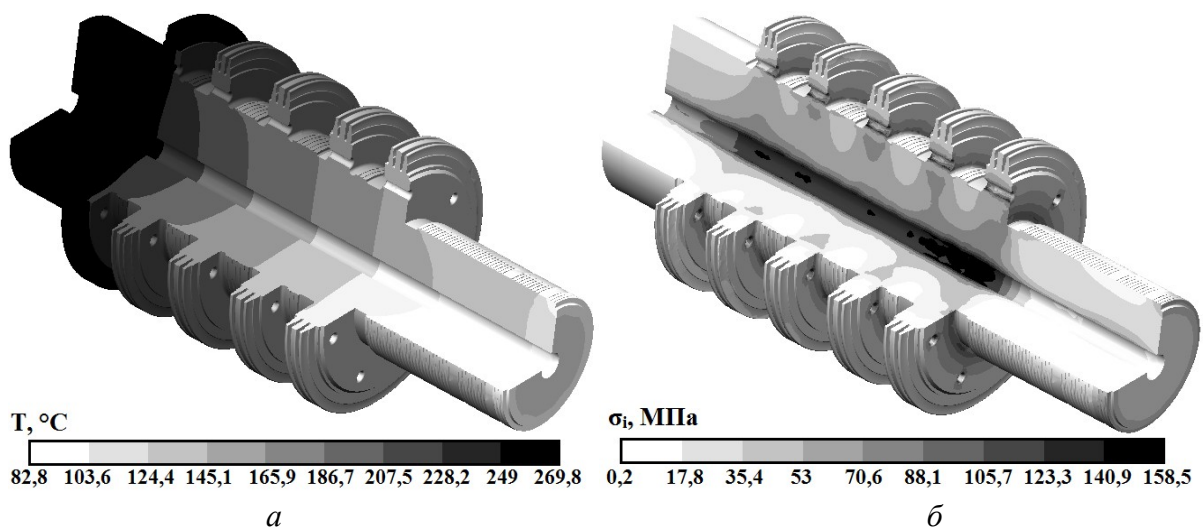
Вступ. В загальному енергетичному балансі України останніх років доля генерації електроенергії АЕС складає 50-58 %. В умовах значного вичерпання ресурсу енергетичного обладнання та дефіциту органічного палива на ТЕС, надійність роботи ядерної енергетики створює передумови сталого розвитку енергетичного сектору України.

Мета роботи. Розрахункове дослідження ресурсних характеристик ротора високого тиску (РВТ) парової турбіни К-1000-60/3000 на базі теплового та напружено-деформованого стану, а також згідно галузевих нормативних документів.

Загальна частина. Дослідження теплового стану РВТ передбачає рішення красвої задачі нестационарної теплопровідності, для чого задаються граничні умови теплообміну на поверхнях об'єкту, згідно до розробленого програмного комплексу [1]. Враховувалися схеми витоків пари в проточній частині та в ущільненнях, а також реальні графіки роботи за типових експлуатаційних режимів, а саме стаціонарного та пусків з холодного (ХС), неостиглого та гарячого станів (ГС). Приклад такого розрахунку наведено в [2].

НДС оцінювався у пружно пластичній постановці з використанням скінчено-елементного методу дискретизації розрахункової області. Враховувалися основні типи напружень, а саме температурні, нерівномірність температурних полів, напруження від тиску та відцентрові сили.

Тепловий та напружено-деформований стан для стаціонарного режиму роботи виконано у квазістаціонарній постановці. Рівень температур складає 270 °С для першого ступеня та 165-228 °С з другого по четвертий ступені (рис.). Максимальна інтенсивність умовних пружних напружень спостерігається в осьовому отворі та в розвантажувальних отворах дисків всіх п'яти ступенів $\sigma_i = 158$ МПа. В інших характерних зонах РВТ інтенсивність напружень складає від 66 до 105 МПа.



Тепловий (а) і напружено-деформований стан (б) ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 на номінальному режимі роботи

Високий рівень інтенсивності напружень в області осьового отвору пояснюється великими значеннями відцентрових сил, що діють на значні зосередження маси, якими є диски ступенів тиску та їх робочі лопатки. При чому найбільший рівень напружень спостерігається ближче до п'ятого ступеня, який є найбільш масивним та облопачений найважчими лопатками.

Пускові режими роботи розглянуті у нестационарній постановці. Окремий інтерес на змінних режимах роботи представляє інформація щодо нерівномірності температурних полів у часі, яка представлена у вигляді динаміки зміни градієнта температур для найбільш характерних областей.

Так, для пуску з холодного стану градієнт температур досягає свого максимального значення на початкових етапах пуску і для певних досліджуваних областей складає $\text{grad}T = 1200 \text{ К/м}$. В цілому, рівень значень градієнта температур не перевищує 1300 К/м протягом пуску з холодного стану, що свідчить про невелику нерівномірність температурного поля.

У відношенні напружено-деформованого стану, слід відзначити, що найвищі значення інтенсивності напружень спостерігаються на початкових етапах пуску з ХС – $\sigma_i = 263 \text{ МПа}$ для розвантажувальних отворів диску першого ступеня. Ці значення зберігаються майже незмінними до моменту часу 6800 с , починаючи з якого спостерігається поступове зменшення загального рівню напружень безпосередньо до завершення пускового етапу турбіни. Починаючи з 6800 с частота обертання турбіни сягає свого номінального значення, і зонами високих напружень стають галтельні переходи дисків ступенів та осьовий отвір ротора.

Аналогічні дані отримано і для режимів пуску з неостиглого та гарячого станів. Проведені розрахунки дозволяють оцінити довготривалу міцність та стійкість до малоциклової втоми основного металу ротора. Для цього було обрано РВТ К-1000-60/3000 блоку № 5 Рівненської АЕС (табл.).

Ресурсні характеристики ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 блоку № 5 Рівненської АЕС

Напрацювання енергоблоку станом на 22.03.2019, год.	209690	
Загальне число пусків станом на 22.03.2019	271	
Число пусків з різних теплових станів	ХС	58
	ГС	213
Інтенсивність напружень на номінальному режимі роботи, МПа	122,6	
Допустиме число циклів пуску з різних теплових станів	ХС	1945
	ГС	2591
Циклічна пошкоджуваність, %	11,20	
Статична пошкоджуваність, %	55,18	
Сумарна пошкоджуваність, %	66,38	
Залишковий ресурс, год.	106199	

Малоциклова втома оцінена за допустимими значеннями чисел пуску з різних теплових станів, які були розраховані з використанням кореляційних залежностей втомлюваності сталі 38ХНЗМ1ФА, з якої виготовлений РВТ. Розрахована пошкоджуваність основного металу становить $P_{ц} = 11 \%$, $P_{ст} = 55 \%$, що свідчить про менш вагомий вплив малоциклової втоми, як механізму руйнування ротора в порівнянні з вичерпанням довготривалої міцності. Залишковий ресурс РВТ турбіни К-1000-60/3000 блоку № 5 Рівненської АЕС становить 106 тис. год.

Висновки. Для парової турбіни К-1000-60/3000 розроблено модель розрахунку ТС та НДС ротора високого тиску на базі 3D-просторового аналогу. Встановлено, що зонами концентрації напружень є галтельні скруглення та розвантажувальні отвори перших ступенів, а також осьовий отвір турбіни в області ступенів № 4 і 5. Для блоку № 5 Рівненської АЕС оцінено залишковий ресурс його РВТ, який складає 106 тис. год.

Література

1. Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T. [et. al.]. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines. *Propulsion and Power Research*. China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics. 2016. Volume 5. Issue 4. pp. 302–309.
2. Черноусенко О. Ю., Нікуленков А. Г., Нікуленкова Т. В., [та ін] Розрахунок граничних умов для визначення теплового стану ротора високого тиску турбіни АЕС К-1000-60/3000. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 12(1288). Бібліогр.: 4 назв. С. 51–55.