

УДК 629.7.045

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ВИГОТОВЛЕННЯ ОБОДУ РОТОРА ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ- ДВИГУНІВ

П. М. Макаров

p.makarov_khai@gmx.com

ORCID: 0009-0008-6415-8970

Національний
аерокосмічний
університет
ім. М. Є. Жуковського
«Харківський
авіаційний інститут»,
61070, Україна, Харків,
вул. Чкалова, 17

Об'єктом дослідження у статті є технологія виготовлення сегментів ободу ротора великих гідрогенераторів-двигунів. Предметом вивчення виступає конструкція й геометричний стан ободу ротора у процесі експлуатації гідроагрегатів. Мета – постановка тривимірного механічного розрахунку сегмента ротора для подальшого визначення найбільш оптимальної технології виготовлення ободу ротора. Задачі: дослідити особливості технології виготовлення сегментів ободу ротора; провести аналітичний розрахунок і тривимірний розрахунок із визначенням середніх значень напружень і деформацій в сегменті ротора. Використовуваними методами є: метод скінченних елементів математичного моделювання термонапруженого стану вузлів. Отримано наступні результати: надано опис двох основних технологій виготовлення сегмента ободу ротора, а саме метод штампкування і метод лазерного різання. Проаналізовано переваги й недоліки кожного технологічного процесу, визначено, що при виробництві потужних дрібносерійних гідрогенераторів доцільно застосувати метод лазерного різання. Розроблено тривимірні моделі сегмента ротора й виконано тривимірний механічний розрахунок даної моделі, у результаті чого отримано значення переміщення ротору гідрогенератора при номінальній частоті обертання, а також середні значення напружень у спиці й ободі ротора. За результатами розрахунків встановлено, що значні допуски при виготовленні сегментів ротора можуть призвести до зміни форми ротора при його подальшій експлуатації, появі додаткових вібрацій і в подальшому вплинути на працездатність гідроагрегату. Наукова новизна полягає у комбінованому підході до оцінки середніх значень напружень і деформації ободу ротора з урахуванням технології його виготовлення, що включає в себе елементи аналітичного механічного розрахунку й розрахунок у тривимірній постановці.

Ключові слова: обід ротора, штампівка, лазерна різка, міцнісний розрахунок.

Вступ

Електроенергетика є базовою галуззю економіки України і невід'ємною складовою електрифікації країни. Згідно з програмними документами, що визначають напрямок розвитку гідроенергетики України, а саме «Енергетичною стратегією України на період до 2035 р.» та «Програмою розвитку гідроенергетики до 2026 р.», передбачається суттєве збільшення потужностей ГЕС і ГАЕС шляхом модернізації існуючих гідроагрегатів [1, 2]. Станом на 2021 р. генерування електроенергії за рахунок гідроелектростанцій збільшилося на 37,7 % в порівнянні з 2020 р. [3]. Одним із перспективних напрямів розвитку гідроенергетики є використання ГАЕС, оскільки вони виступають основним джерелом покриття пікових потужностей і належать до аварійних резервів [4].

Основною особливістю ГАЕС вважається використання синхронних гідрогенераторів-двигунів, ротори яких, залежно від режиму роботи, обертаються в обох напрямках і працюють в умовах частих пусків і зупинок, що призводить до підвищення вимог до міцності й надійності вузлів таких гідроагрегатів, із метою зменшення відмов у роботі таких агрегатів.

На рис. 1 представлена конструкція гідрогенератора-двигуна зонтичного типу з одним напрямним підшипником (1), розміщеним у масляній ванні хрестовини (3) над ротором (9) і з опорою підп'ятника (8) на кришці насоса-турбіни. Збудження гідрогенератора-двигуна здійснюється від системи незалежного тиристорного збудження. Втулка ротора (10) з'єднана з валом насоса-турбіни за допомогою фланців. До верхньої частини втулки ротора кріпиться вал-надставка, на якому розміщуються втулка направляючого підшипника й контактні кільця. Статор (6) встановлюється на фундамент усередині шахти гідрогенератора-двигуна і кріпиться до фундаменту за допомогою анкерних шпильок (7). На верхню полицю корпусу статора спирається хрестовина з розпірними домкратами (4). Рифлене переkritтя хрестовини розташоване на одному рівні з підлогою машинного залу. У центральній частині над хрестовиною встановлено підставку (ковпак) (2), всередині якої кріпиться

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.
© П. М. Макаров, 2023

траверса контактних кілець. Перекриття шахти насоса-турбіни, що встановлюється на балках під ротором гідрогенератора-двигуна, є майданчиком для обслуговування під'ятника і гальм. Вентиляція гідрогенератора-двигуна здійснюється за замкненим циклом із частковим відбором гарячого повітря для обігріву машинної зали. Охолоджувачі повітря (5) розташовані навколо корпусу статора гідрогенератора-двигуна. Зони холодного і гарячого повітря розділені верхнім і нижнім щитами повітря. Напрямок обертання гідрогенератора-двигуна у генераторному режимі – за годинниковою стрілкою, у режимі двигуна – проти годинникової стрілки (якщо дивитися зверху).

Одним із важливих факторів, що визначає працездатність гідрогенератора, є вібрація. Сильна вібрація знижує продуктивність і параметри ефективності гідроагрегату через втрати електричної енергії та підвищення температури в машині [5].

У роботі [6] наведений детальний огляд пошкоджених елементів підшипника в результаті перегріву і встановлені причинно-наслідкові зв'язки між вібрацією, перегрівом і подальшим виходом з ладу агрегату. Типи відмов гідроагрегатів детально представлені в роботі [7], в якій також проаналізовано економічні збитки, що завдаються виходом з ладу хоча б одного агрегату. Представлена робота є оглядовою і дійсно розкриває багато факторів, що впливають на появу додаткових вібрацій гідроагрегатів.

Причини підвищеної вібрації гідроагрегату залежно від джерела сили, що обурює, можуть бути поділені на три види: механічні, гідравлічні й електричні.

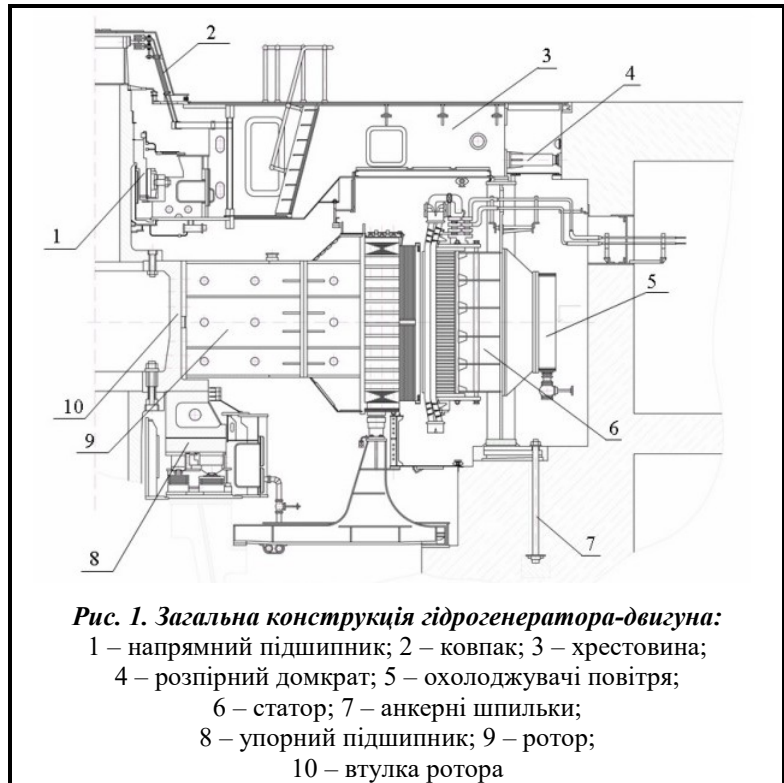
До механічних відносять: дисбаланс ротора генератора і робочого колеса турбіни; неправильний стан і положення осі валу гідроагрегату; неполадки в підшипникових вузлах; слабе кріплення опорних деталей агрегату або їх недостатня жорсткість; зачіплення деталей агрегату, що обертаються [8].

Гідравлічними причинами є: гідравлічний дисбаланс робочого колеса; неправильність висотного положення робочого колеса радіально-осьової турбіни щодо направляючого апарату; неправильно встановлена комбінаторна залежність у поворотнлопатевих турбінах; робота турбіни у кавітаційних режимах [9].

Електричні причини вібрації агрегату полягають зазвичай у нерівномірності тяжіння ротора до статора (електромагнітний небаланс), що викликається переважно: нерівномірністю повітряного зазору генератора, збудника і підзбудника; овальністю форми ротора генератора; замиканням витків обмотки полюсів ротора [10, 11].

Із метою оптимізації технологічного процесу обід ротора великих генераторів-двигунів виконується шихтованим, він збирається з окремих сегментів, відштампованих зі сталі товщиною 3–4 мм. Розміри ободу ротора середніх і великих генераторів не допускають його транспортування в зібраному вигляді, і тому такі ободи виконуються з окремих штампованих сталевих сегментів і збираються на місці їх установки.

Обід по висоті поділяється на ряд пакетів, набраних з окремих сегментів і стягнутих шпильками. У проміжках між пакетами вбудовані розпірки, що виконують роль вентиляційних лопаток, які забезпечують інтенсивну подачу повітря до активних частин генератора, що найбільш нагріваються. Зібраний обід в підігрітому стані розклинається по торцях спиць парними клинами, що забезпечують щільну посадку ободу ротора на кістяк.



Оскільки ротори гідрогенераторів є одним з найнавантажених вузлів і зазнають постійних вібрацій, доцільно провести механічний розрахунок ободу ротора гідрогенератора, беручи до уваги технологічні особливості складання даного вузла. При цьому визначальним фактором буде відповідність вимогам ДСТУ EN IEC 60034-33:2022 [12], де зазначено допустимі запаси міцності для обертових частин гідроагрегатів, які становлять до 95% від межі плинності матеріалу.

Технологія виготовлення сегментів ободу ротора гідрогенератора

Як вище було зазначено, обід ротора гідрогенераторів виконується шихтованим і збирається з окремих сегментів. Основними методами виготовлення сегментів для ободу ротора є штампування й лазерна різка. Розглянемо детальніше особливості, переваги і недоліки кожного методу.

Штампування

Штампування як технологічний процес обробки заготовок, виготовлених із металу, дозволяє отримати готові вироби плоского або об'ємного типу, що відрізняються як своєю формою, так і розмірами. Робочим інструментом при виконанні штампування може виступати штамп, закріплений на пресі або обладнанні іншого типу. Штампування металу залежно від умов виконання буває гарячим і холодним. Ці два види даної технології передбачають використання різного обладнання й дотримання певних технологічних норм.

При виконанні холодного штампування металевих деталей процес формування готового виробу протікає тільки за рахунок тиску робочих елементів преса на заготовку. Завдяки тому, що заготовки при штампуванні за холодною технологією попередньо не нагріваються, вони не піддаються усадці. Це дозволяє виготовляти вироби закінченого виду, які не вимагають подальшого механічного доопрацювання. До недоліків холодного листового штампування металу відносять високу вартість обладнання, а суттєва економічна вигода даного процесу можлива лише за серійного виробництва.

У минулому столітті допускалося виготовлення листів ободу ротора зі сталі Ст3 (межа плинності $\sigma_T=255$ МПа), а згодом почали переходити на високолеговані сталі марки 10ХСНД, що мають поліпшені механічні властивості (межа плинності $\sigma_T=1080$ МПа). Внаслідок холодної пластичної деформації спотворюється кристалічна структура металу; зерна, з яких він складається, витягуються в одному напрямку; зростає міцність і знижується пластичність. Це явище називається наклеп. Деформувати наклепаний метал важче, потрібні більші зусилля й потужніше обладнання. З огляду на це холодна пластична деформація застосовується рідше, тільки для пластичних металів або заготовок малого перерізу (листи, дріт) [13].

Зважаючи на те, що виробництво гідрогенераторів належить до одиничного або малосерійного, використання холодної штамповки для виробництва ободу ротора економічно недоцільне, а значна деформація металу призводить до великих технологічних допусків, що неприпустимо для надійної роботи агрегату.

Лазерне різання

Лазерне різання металу – найбільш прогресивний процес обробки металів. Воно дозволяє створювати високоякісні елементи з таких металів і сплавів, як латунь, мідь, легована, інструментальна та нержавіюча сталі, титан, алюмінієві сплави та ін.

Лазер досить широко застосовується у різних галузях промисловості. На сьогоднішній день завдяки високій точності і складноконтурному розкрою він є найкращою альтернативою механічній обробці металів. Лазерне різання також здатне скоротити час виробничого процесу й забезпечити високу точність різання, без нагрівання виробу і збереження механічних властивостей матеріалів. Сьогодні компанії, які займаються лазерною різкою металу, використовують два типи лазерів:

- твердотільні (YAG лазери), потужність яких зазвичай не перевищує 1–6 кВт, а довжина хвилі – 1 мкм;
- газові (CO₂-лазери) з потужністю 50–15000 Вт, активним середовищем яких є гелій, аргон, азот, а також вуглекислий газ.

Більшість сталей вважається ідеальним матеріалом для лазерного різання. Такі високоміцні метали, як AISI-SAE 4130 (хромомолібденова сталь) і 4340 (хромонікелевомолібденова сталь), показують виняткову точність лазерного різання. Завдяки цьому на поверхні різки відсутня шорсткість

Технологічні переваги лазерного різання:

- виготовлена деталь набуває ідеальної лінії зрізу, яка не потребує додаткової обробки;
- внаслідок оптимізації розкрою листа металу значно скорочується кількість відходів;
- можливість працювати з найбільш крихкими й тонкими матеріалами;
- збільшення продуктивності завдяки роботі на максимальній швидкості лазерного розкрою.

Однак використання методу лазерного різання має недоліки, пов'язані з габаритами виробів.

На разі немає лазерів, здатних обробляти товстостінні метали, а максимальний розмір заготовочного листа не повинен перевищувати 3000×1500 мм.

Відповідно до сучасних вимог щодо міцності і надійності гідроагрегатів технологія виготовлення сегментів ободу роторів за допомогою лазерного різання є найбільш ефективною.

Аналітичний та тривимірний розрахунок міцності ободу ротора під час складання гідроагрегату

Як було зазначено раніше, обід ротора складається з великої кількості листів, з'єднаних між собою стяжними шпильками, при цьому висота пакета ободу ротора може досягати понад 2 м. У класичних аналітичних розрахунках для статичної задачі у пружній постановці, виходячи з експериментальних даних, модуль пружності ободу ротора становить 120 ГПа. Розрахунок проводиться у два основні етапи: визначення механічних напружень й оцінка стану стиків пакета.

Враховуючи багаторічний досвід співвітчизників у проектуванні гідрогенераторів, найбільш ефективні є аналітичні алгоритми розрахунку, запропоновані в минулому столітті Wiedemann Ye. [14], які в подальшому будуть використані для проведення аналітичного розрахунку.

У табл. 1 наведено початкові данні гідрогенератора-двигуна, що досліджується.

Таблиця 1. Початкові данні для аналітичного розрахунку

Назва	Позначення	Розмірність
Зовнішній діаметр ободу ротора	$D_1=5,592$	м
Внутрішній діаметр ободу ротора	$D_2=4,868$	м
Номинальна частота обертання ротора	$N_H=187$	об/хв
Угонна частота обертання ротора (максимально допустима)	$N_y=262$	об/хв
Кількість полюсів ротора	$Z_1=32$	–
Глибина паза у сегменті під хвіст полюса	$H_2=0,097$	м
Маса шихтованого полюса ротора	$G=1637,81$	кг
Радіус по центру мас полюса	$R_1=3,63$	м
Межа плинності матеріалу сегментів	$S_9=240$	МПа
Осьова довжина ободу без каналів під сердечниками полюсів	$L_0=1,584$	м
Мінімальна радіальна ширина сегмента ободу ротора	$H_1=0,212$	м
Маса ободу ротора під сердечниками полюсів з вирахуванням маси пазів під хвосту полюсів	$G_{06}=81000$	кг

Визначними умовами розрахунку є те, що отримані напруження не повинні перевищувати: допустимі $0,95 \sigma_T$ від межі плинності, для обертових частин гідрогенераторів згідно з ДСТУ EN IEC 60034-33:2022 [12], допустимі $(2/3) \sigma_T$ від межі плинності, для частин ротора гідрогенератора в номінальному режимі роботи від $0,95 \sigma_T$ при угоні.

Аналітичний розрахунок міцності ободу ротора

Коефіцієнт відцентрових сил при номінальній та угонній частотах обертання становить

$$A_N = \left(\pi \cdot \frac{N_H}{30} \right)^2 = 385,531 \text{ л/с}^2; \quad A_y = \left(\pi \cdot \frac{N_y}{30} \right)^2 = 752,766 \text{ л/с}^2.$$

Радіус інерції ободу ротора

$$a = \frac{D_2}{D_1} = 0,87053; \quad R_{oi} = \frac{1}{3} \cdot D_1 \cdot \left(\frac{1+a+a^2}{1+a} \right) = 2,619 \text{ м.}$$

Відцентрова сила полюсів

$$C_{\pi} = A_y \cdot Z_1 \cdot G \cdot R_1 \cdot 10^{-6} = 143,212 \text{ МН.}$$

Відцентрова сила ободу ротора

$$C_0 = A_y \cdot G_{06} \cdot R_1 \cdot 10^{-6} = 159,702 \text{ МН.}$$

Напруження розтягування в сегменті ободу ротора при угонній частоті обертання

$$Z_6=4; \quad \sigma_0 = \frac{C_n + C_0}{6,26 \cdot H_1 \cdot L_0} \cdot \frac{Z_6}{Z_6 - 1} = 192,129 \text{ МПа.}$$

Матеріал сегмента ободу ротора – S300MC згідно з ДСТУ EN 10149-2-95 [15] із межею плинності $\sigma_T=300$ МПа.

Запас міцності за межами плинності – $m = \frac{\sigma_T}{\sigma_0} = 1,561$.

Діаметр ободу ротора по дну пазів під хвостовики полюса – $D_3 = D_1 - 2 \cdot H_2 = 5,398$ м.

Модуль пружності приймаємо рівним $E=2,1 \times 10^{11}$ Н/м².

Середня піддатливість ободу ротора на діаметр

$$L_1 = \frac{D_3 + D_2}{D_3 - D_2} \cdot \frac{1,1}{2 \cdot \pi \cdot L_0 \cdot E} = 1,019 \text{ м/Н.}$$

Деформація ободу на діаметр, викликана відцентровими силами, при номінальній частоті обертання

$$E_2 = L_1 \cdot \left(C_n \frac{A_N}{A_y} + C_0 \frac{A_N}{A_y} \right) \cdot 10^6 = 0,00158 \text{ м.}$$

Деформація ободу ротора на діаметр, зумовлена відцентровими силами, при угонній частоті обертання

$$E_3 = L_1 \cdot (C_n + C_0) \cdot 10^6 = 0,003088 \text{ м.}$$

Натяг розклинування ободу ротора, виходячи з можливого перегріву 60 °С: $\alpha=11,5 \times 10^{-6}$; $d_t = \alpha \cdot 60 \cdot D_2 = 0,00336$ м.

Приймаємо натяг на діаметр 3,3–3,4 мм.

Частота обертання ободу, що відокремлює, при розрахунковому натягу без урахування деформації кістяка ротора

$$n_{\text{відокр}} = N_H \cdot \sqrt{\frac{d_t}{E_2}} = 273,25 \text{ об/хв.}$$

Як видно з аналітичного розрахунку, середні значення механічних напруг при угонній частоті склали 192 МПа, а деформація ободу ротора – 0,003 м. Деформація ободу ротора при номінальній частоті обертання становить 0,00158 м.

Тривимірний розрахунок міцності ободу ротора

Для уточнення значень механічних напружень в ободі ротора було проведено тривимірний міцнісний розрахунок ободу ротора у програмному комплексі SolidWorks. Розрахункова сітка будувалася для кожного окремого елемента конструкції. Вводиться елемент керування сіткою. При цьому за мінімальним геометричним елементом має бути не менше трьох елементів сітки. Збіжність результатів проводилася шляхом зменшення сітки таким чином, щоб результати не відрізнялися більш ніж на 0,5%. Основна задача розрахунку – визначення середніх значень механічних напружень і деформації зовнішнього діаметра ободу ротора при номінальних й угонних частотах обертання. Результати розрахунку наведені на рис. 2–9.

У результаті проведеного тривимірного розрахунку середні значення механічних напружень при угонній частоті склали 278 МПа, а деформація ободу ротора при номінальній частоті обертання становить 0,007 м на радіус (на діаметр 0,014 м).

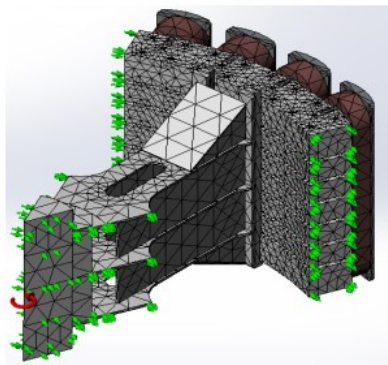


Рис. 2. Розрахункова сітка

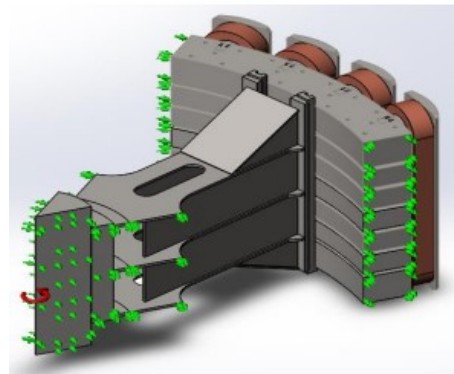


Рис. 3. Граничні умови

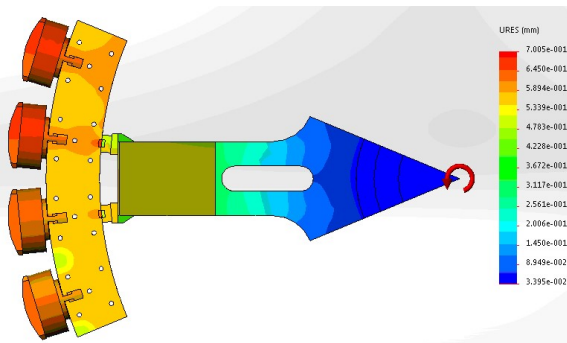


Рис. 4. Деформація обода ротора при номінальній частоті обертання

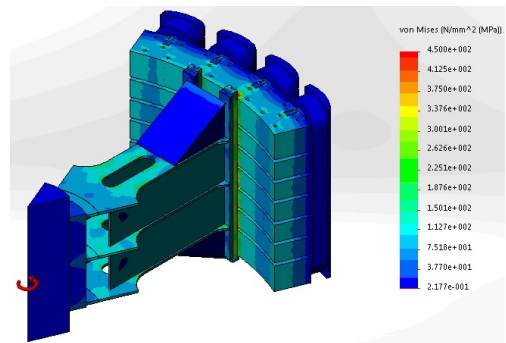


Рис. 5. Епюра напруження обода ротора при угонній частоті обертання

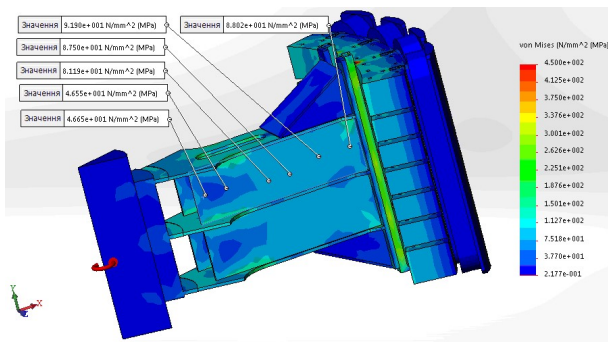


Рис. 6. Епюра напруження при угонній частоті обертання вздовж спиці

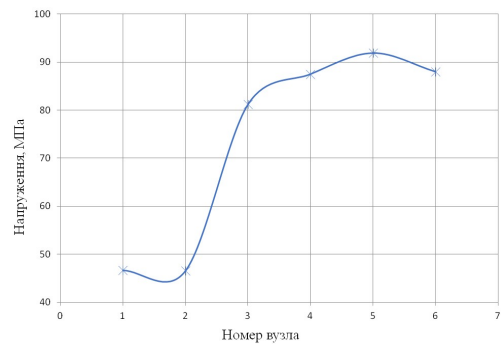


Рис. 7. Графік розподілу напруження при угонній частоті обертання вздовж спиці

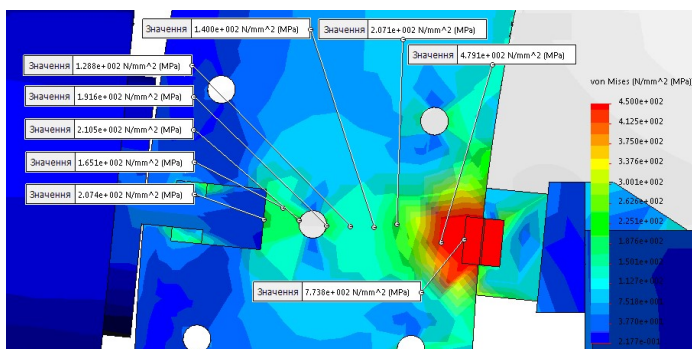


Рис. 8. Епюра напруження обода ротора при угонній частоті обертання

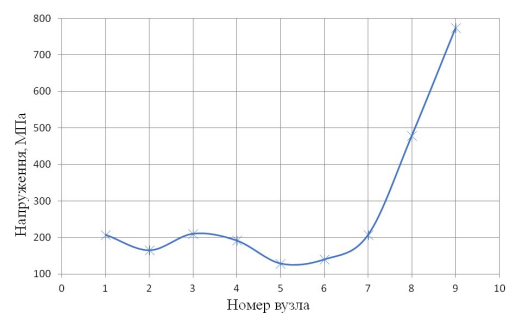


Рис. 9. Графік напруження обода ротора при угонній частоті обертання

Висновки

Згідно з результатами тривимірного розрахунку міцності ободу ротору видно, що середні значення напружень перевищують допустимі $2/3 \sigma_T$ від межі плинності, для частин ротора гідрогенератора в номінальному режимі роботи і $0,9 \sigma_T$ від межі плинності при угоні відповідно до ДСТУ EN IEC 60034-33:2022 [12].

При виготовленні ободу ротора методом штамповки є очевидним, що отримані допуски у сегментах можуть призвести до появи значно вищих напружень і, як наслідок, ще більшої деформації по діаметру ободу ротора, що в подальшому негативно вплине на роботу агрегату в цілому. Тому в процесі виготовлення ободу ротора доцільно перейти на лазерну різку сегментів, що збільшить точність виготовленого вузла.

Література

1. Енергетична стратегія України на період до 2035 року. Безпека, енергоефективність, конкурентноспроможність: розпорядження Кабінету Міністрів України від 18.08.2017 № 605-р. 2017. Київ, 66 с. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/605-2017-%D1%80#Text>.
2. Про схвалення Програми розвитку гідроенергетики України до 2026 року: розпорядження Кабінету Міністрів України від 13.07.2016 р. № 552-р. 2016. Київ, 19 с. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/552-2016-%D1%80#Text>.
3. Інформаційна довідка про основні показники розвитку галузей ПЕК України за червень та 6 місяців 2021 року. Київ: Міністерство Енергетики України, 2021. 10 с. https://www.mev.gov.ua/sites/default/files/field/pdf/%D0%86%D0%BD%D1%84_%D0%B4%D0%BE%D0%B2_%D1%87%D0%B5%D1%80%D0%B2_6%D0%BC%D1%96%D1%81_21_%D0%B7%D0%B2.pdf.
4. Ландау Ю. А. Анализ состояния и перспективы использования гидроэнергетических ресурсов при развитии объединенной энергосистемы (ОЭС) Украины. *Гидроэнергетика Украины*. 2020. № 3–4. С. 16–21.
5. Mohanta R., Chelliah T., Allamsetty S., Akula A., Ghosh R. Sources of vibration and their treatment in hydro power stations – A review. *Engineering Science and Technology, an International Journal*. 2019. Vol. 20. Iss. 2. P. 637–648. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2016.11.004>.
6. Pliev H. Failure analysis of hydro-generator thrust bearing. *Wear*. 1999. Vol. 225–229. Part 2. P. 913–917. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(98\)00410-4](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(98)00410-4).
7. Liu X., Luo Y., Wang Z. A review on fatigue damage mechanism in hydro turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 54. P. 1–14. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.025>.
8. Zhang W., He Y.-L., Xu M.-X., Zheng W.-J., Sun K., Wang H.-P., Gerada D. A comprehensive study on stator vibrations in synchronous generators considering both single and combined SAGE cases. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*. 2022. Vol. 143. Paper 108490. <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2022.108490>.
9. Li J., Chen D., Liu G., Gao X., Miao K., Li Y., Xu B. Analysis of the gyroscopic effect on the hydro-turbine generator unit. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 132. P. 138–152. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2019.06.020>.
10. Valavi M., Nysveen A., Nilsen R., Le Besnerais J., Devillers E. Analysis of magnetic forces and vibration in a converter-fed synchronous hydrogenator. Proceedings of 2017 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), USA, Cincinnati, October, 1–5, 2017. P. 1838–1844. <https://doi.org/10.1109/ECCE.2017.8096018>.
11. Tétreault A. Rotor shape vs. rotor field pole shorted turns: Impact on rotor induced vibrations on hydrogenerators. Proceedings of 2012 IEEE International Conference on Condition Monitoring and Diagnosis, Indonesia, Bali, September, 23–27, 2012. P. 133–136. <https://doi.org/10.1109/CMD.2012.6416393>.
12. ДСТУ EN IEC 60034-33:2022 Машини електричні обертові. Ч. 33. Синхронні гідрогенератори, включаючи моторгенератори. Особливі вимоги (EN IEC 60034-33:2022, IDT; IEC 60034-33:2022, IDT) / ДП «Український науково-дослідний та навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). Київ, 2022.
13. Юхимчук В. Д. Технологія виробництва електричних машин: Підручник. Харків: Тім Пабліш Груп, 2014. 750 с.
14. Wiedemann Ye., Kellenberger W. Konstruktion elektrischer maschinen. New York: Springer – Verlag Berlin (Heidelberg), 1967. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-12180-1>.
15. ДСТУ EN 10149-1:2009 Вироби зі сталі з високою границею плинності плоскі гарячекатані для холодного формозмінювання. Ч. 1. Загальні умови постачання (EN 10149-1:1995, IDT) / Технічний комітет зі стандартизації «Чугун, прокат листовий, прокат сортовий термозміцнений, вироби для рухомого складу, металеві вироби, інша продукція з чавуну та сталі» (ТК 4). Київ, 2012

Надійшла до редакції 23.08.2023