



УДК 621.313

КОБЗАР К.О., канд. техн. наук, Головн. конструктор з ТТ

АТ «Завод «Електроважмаш»,

РЕПЕТЕНКО М.В., канд. техн. наук, доцент,

Національний університет цивільного захисту України,

ПОЛИЩЕНКО В.Р., аспірант, Національний аерокосмічний університет ім. М.С. Жуковського "Харківський авіаційний інститут".

КІЯШКО А.О., студент, Комп'ютерна Академія ШАГ, м. Харків.

ТРЕТЯК О.В., докт. техн. наук., нач. відділу, АТ «Завод «Електроважмаш», доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки, Національний аерокосмічний університет ім. М.С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут».

ТРИВИМІРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ПІДВІСОК ОСЕРДЯ СТАТОРА ПОТУЖНИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ

Розроблено метод розрахунку НДС пружної підвіски статора турбогенератора великої потужності при аварійних навантаженнях, викликаних коротким двофазним замиканням, який враховує нерівномірність нагріву статора.

Ключові слова: турбогенератори, напружено-деформований стан, міцність, пружна підвіска статора..

Вступ. В останні десятиліття спостерігається тенденція не тільки до збільшення коефіцієнту корисної дії (ККД) електричних машин (ЕМ), а також до зменшення її масо-габаритних показників на одиницю потужності. Як правило, це обумовлено збільшенням потужності обчислювальної техніки, а також появою нових матеріалів з поліпшеними параметрами, що дозволяє більш точно змодельовати електромагнітні, механічні, температурні та вентиляційні процеси в ЕМ і зменшити вагу вузлів машини.

На сьогодні в Україні основну частину електричної енергії виробляють на теплових, атомних та гідроелектростанціях, де працюють турбо- та гідрогенератори відповідно. Більшість агрегатів вже відпрацювали свій нормативний строк, а ще частина знаходиться на межі його закінчення, що пов'язано з недостатнім фінансуванням енергетичної галузі. При цьому режими роботи ЕМ ускладнюються нерівномірні навантаження в електричній мережі, що спричиняють як перевантаження генераторів (перехід у аварійні режими роботи, у зв'язку з несправністю генераторів на станціях або збільшенням кількості споживаної енергії), так і їх зупинку (зменшення кількості споживаної енергії). Вирішенням даної проблеми є часткова модернізація вже існуючих агрегатів зі збільшенням їх потужності та паралельна поетапна заміна іншої частини застарілих машин новими більш потужними та легшими.

В більшості випадків, для розрахунку вентиляційних та теплових процесів, а також міцності конструкції використовуються спрощені методики, де вирішуються одно- або двовимірні задачі. В результаті отримуються середні значення параметрів на певних ділянках і порівнюються зі значеннями поданими у нормативній документації. При цьому можливі неточності в розрахунку компенсуються введенням підвищених коефіцієнтів запасу, які вибираються на основі досвіду експлуатації

ЕМ. Тому розробка єдиної методології розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) генераторів великої потужності, що базується на поєднанні аналітичних та тривимірних розрахунків, які дозволяють підвищити точність обчислення задачі, має великий науковий і практичний інтерес.

Міцність конструкцій внутрішніх підвісок статорів турбогенераторів з водневим охолодженням потужністю 200, 250, 300 і 325 МВт, виробництва АТ «Завод «Електроважмаш». Досліджується міцність конструкцій внутрішніх підвісок статорів турбогенераторів з водневим охолодженням потужністю 200, 250, 300 і 325 МВт, виробництва АТ «Завод «Електроважмаш». Всі досліджувані машини мають схожу конструкцію внутрішніх підвісок, відмінність полягає в кількості та геометричних параметрах застосованих підвісок.

Проводиться аналіз напружено-деформованого стану вузла підвіски, що включає в себе пружину, опорну плиту, накладку, систему штифтів і болтових з'єднань. Досліджується міцність вузла підвіски в момент двофазного короткого замикання, яке відповідає максимальним навантаженням на систему підвіски. Виникнення короткого замикання характеризується появою моменту короткого замикання $M_{кз}$, який призводить до появи сил стиснення/розтягування $P_{кз}$, що діють на пружину. Величина цих зусиль визначається для кожної машини за класичними інженерними методами розрахунку підвіски осердя статора при двофазному короткому замиканні відповідно до технічних умов для турбогенераторів серії ТГВ-200, ТГВ-300 виробництва АТ «Завод «Електроважмаш». Розрахунок проводиться для випадку статичного навантаження системи підвіски силою стиснення/розтягування $P_{кз}$, при цьому коефіцієнт динамічності вибирається рівним 2.

Номінальний крутильний момент, що діє на статор генератора, визначається за формулою

$$M_n = 9560 N/n,$$

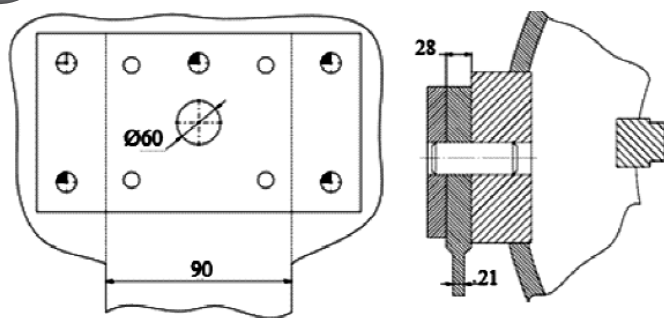


Рис. 1. Креслення вузла кріплення пружини до рами.

де N – потужність генератора; n – кількість обертів генератора за хвилину.

Зусилля на вертикальну пружину в номінальному режимі розраховується за формулою

$$P_n = G_g/z_g + (M_n \cdot \cos\varphi)/z \cdot 1/R,$$

де G – маса статора; z_g – кількість вертикальних пружин; $\cos\varphi$ – коефіцієнт потужності; z – загальна кількість пружин; R – радіус розташування пружини.

В режимі короткого замикання це зусилля визначається як

$$P_{кз} = G_g/z_g + P_{max},$$

де P_{max} – зусилля, що діє на пружину при раптовому двофазному короткому замиканні на виводах.

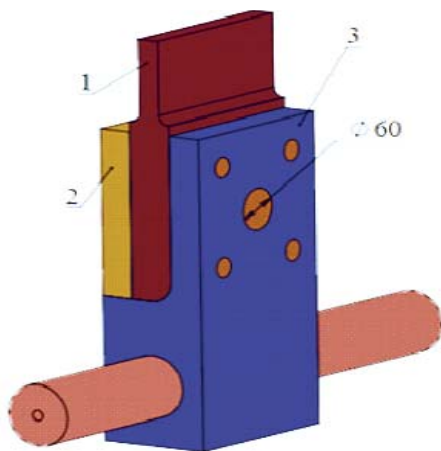


Рис. 2. Тривимірне зображення вузла кріплення пружини до рами.

Крім цього, враховується вплив на підвіску температурних навантажень, які змінюються по довжині осердя статора і визначаються з урахуванням внутрішнього нагріву статора з розв'язанням газодинамічної задачі. Відповідно до досвіду експлуатації турбогенераторів з водневим охолодженням потужністю 325 МВт, які підтверджуються розрахунковими даними, різниця температур осердя і корпусу статора може становити 60 °С. Згідно з даними розрахунку для турбогенератора потужністю 250 МВт з воднево-водяним охолодженням температура «активної сталі» статора з боку контактних кілець дорівнює 36 °С, в середині машини – 39 °С, а з боку турбіни – 41 °С. Найгарячіша точка по газу на статорі становить 47 °С і розташована у другому відсіку в місці спинки. Температура газу зростає від зубця до спинки на ~10 °С. Отже, для кожного ряду пружин необхідно визначити механічні напруження з урахуванням зміни їх теплового стану. Визначення поля температур в деталях вузла підвіски виконується шляхом розв'язання незв'язаної теплової задачі, застосовуючи граничні умови першого роду. Температури поверхонь деталей визначаються з розв'язання загальної газодинамічної задачі для турбогенератора.

Таким чином, розрахунок підвіски проводиться для осевих зусиль розтягування/стиснення, що діють на пружину при короткому замиканні і визначаються за класичними інженерними методами, які застосовуються для розрахунку підвіски турбогенераторів. При цьому враховуються додаткові температурні навантаження на вузол підвіски, що визначаються з розв'язку загальної газодинамічної задачі для турбогенератора. Це дозволяє більш точно описати реальний напружено деформований стан (НДС) в вузлі підвіски.

Загальний вигляд підвіски розглянутих турбогенераторів показано на Рис. 1. Підвіска складається з вертикальних і горизонтально розташованих плоских пружин, з яких один кінець закріплений на корпусі статора, а другий – в рамі. Кількість пружинних підвісок статора для генераторів, навіть однієї потужності, може відрізнятись. При цьому в залежності від потужності генератора змінюються геометричні параметри підвісок і навантаження, що діють на них. Далі проводиться дослідження міцності вузла підвіски для генераторів потужністю 200 МВт, 250 МВт і 325 МВт.

Завданням розрахунку є визначення напружень в пружині підвіски, деталі її кріплення до корпусу статора і до рами при короткому замиканні в обмотці статора, з урахуванням нерівномірності температурних навантажень і можливих неточностей збірки.

Дослідження міцності підвіски статора генератора потужністю 325 МВт и 250 МВт. Основні геометричні і фізичні характеристики підвіски турбогенератора потужністю 325 МВт, 3000 об/хв мають такий вигляд:

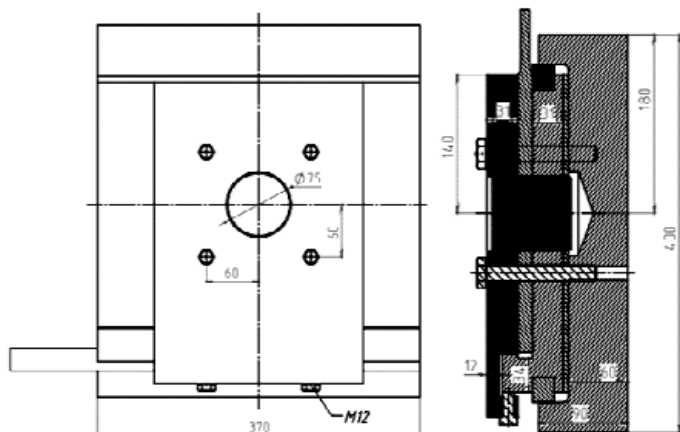


Рис. 3. Тривимірне зображення вузла кріплення пружини до корпусу статора.

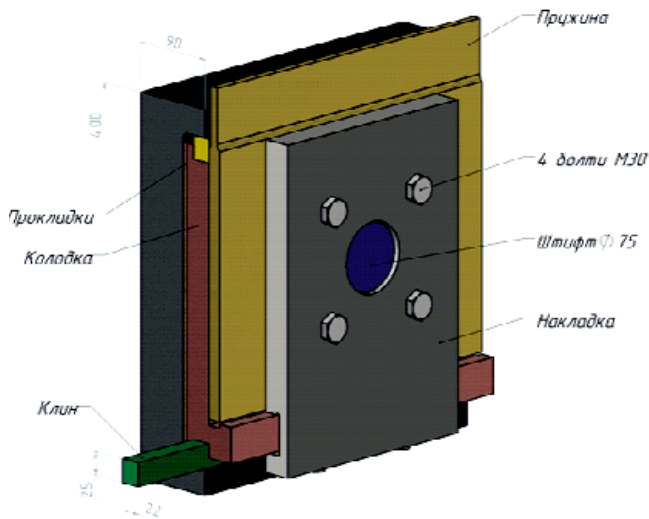


Рис. 4. Тривимірне зображення вузла кріплення пружини до корпусу статора.

- вага осердя статора з обмоткою $G = 185000$ кг;
- кількість пружин $Z = 20$ шт.;
- товщина пружини $h = 1,8$ см;
- ширина пружини $b = 20$ см;
- розрахункова довжина пружини $l = 65$ см;
- площа поперечного перерізу пружини $F = b \cdot h = 20 \cdot 1,8 = 36$ см²;
- відстань між призонами пружин $L = 85$ см;
- радіус розташування пружин $R = 147,4$ см.

Амплітудне значення моменту при короткому замиканні дорівнює $M_{к.з.} = 2,62 \cdot 10^8$ кГ·см, а максимальне зусилля на одну пружину від крутильного моменту при короткому замиканні – $P_2 = 89000$ кг.

Осердя статора генератора потужністю 325 МВт кріпиться до корпусу за допомогою 10 горизонтальних і 10 вертикальних пружин. Використовується також кріплення за допомогою 16 пружин. На Рис. 1 показано креслення вузла кріплення пружини до рами, а на Рис. 2 – його тривимірне зображення.

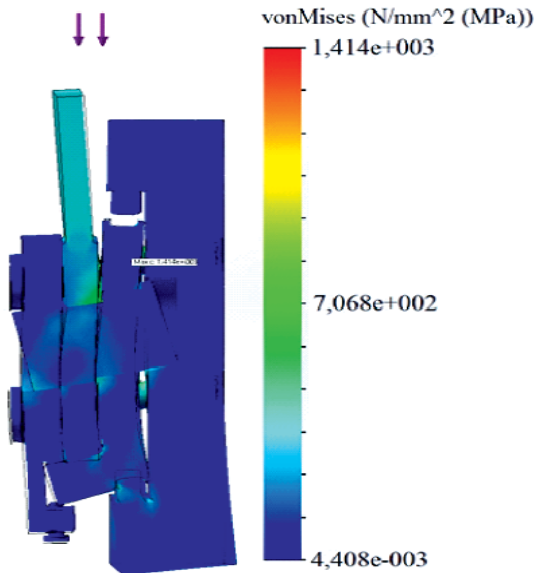


Рис. 6. Напружено-деформований стан збірки при стисненні.

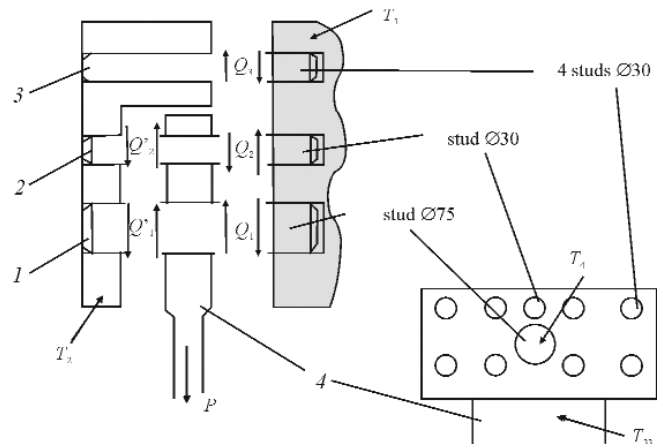


Рис. 5. Розрахункова схема підвіски.

Аналогічні зображення способу кріплення пружини до корпусу статора подано на Рис. 3 та 4.

До рами приварена планка з отворами під кріплення, до якої приєднується пружина і закріплюється накладкою. На генераторі потужністю 250 МВт і 320 МВт пружина кріпиться до рами кінцевим штифтом діаметром 60 мм, 5-ю кінцевими штифтами 30 мм і 4 болтами М30.

Кріплення пружини до корпусу статора.

Пружина кріпиться до корпусу статора через штифт і накладку. На генераторі потужністю 250 МВт пружина приєднується до опори кінцевим штифтом діаметром 60 мм і трьома болтами М30. На циліндричні кінці опори встановлена з натягом втулка, що приварюється до кілець корпусу статора. Кінцевий штифт з одного боку утримується опорою, а з іншого – щокою, яка двома болтами М36, що працюють на розтяг, кріпиться до опори. Таким чином, штифт має дві площини зрізу. На генераторі потужністю 320 МВт кріплення здійснюється одним штифтом діаметром 60 мм і 4 болтами М36.

Матеріал підвіски і штифтів – легована сталь.

На Рис. 5. подана розрахункова схема з основними навантаженнями, що діють на опорні елементи.

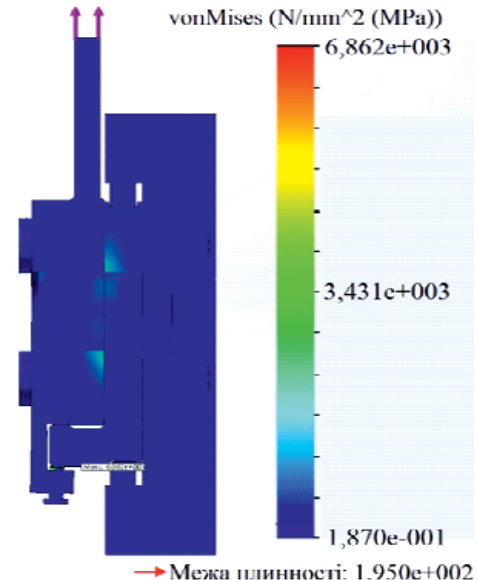


Рис. 7. Напружено-деформований стан збірки при розтягуванні.



Таблиця 1. Напруження в підвісці генератора потужністю 325

Параметри	Метод розрахунку	
	Інженерний розрахунок	3D розрахунок (пропонований метод)
Максимальні значення напружень в пружині, МПа	40	44,6
Напруження в штифтах Ø60: – від зминання (пружина-штифт), МПа	85,6	84,4
Напруження зминання між штифтом Ø60 і опорою (накладкою), МПа	22,7	25,0

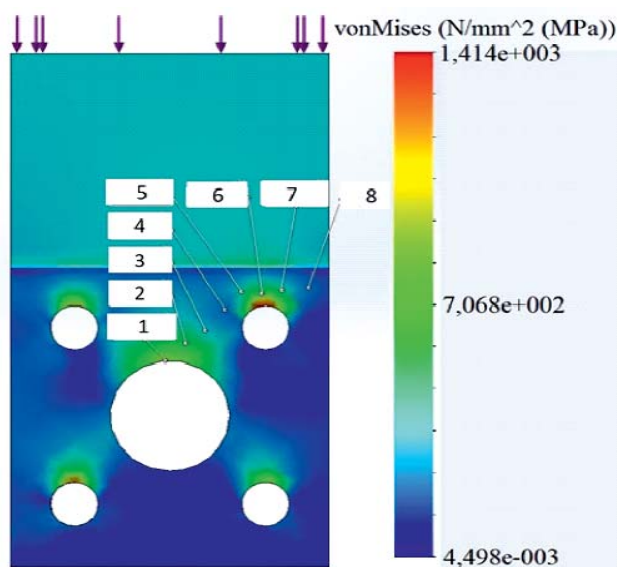


Рис. 8. Поле напружень на поверхні пружини.

ти підвіски і температура її елементів, де цифрами 1, 2, 3 позначені опорні штифти, а 4 – основне тіло пружини, стрілками вказані напрямки дії сил. T_1 , T_2 , T_3 , T_4 – розрахункова температура елементів підвіски.

Напружено-деформований стан збірки при стисненні подано на Рис. 6, а при розтягуванні – на Рис. 7.

На Рис. 8–9 наведено поле напружень на поверхні пружини та графік зміння напружень вздовж кривої, яку на рисунку позначено цифрами від 1 до 8, при стисненні. Як і слід було очікувати, спостерігається значна концентрація напружень поблизу отворів.

Kobzar K.O., Repetenko M.V., Polienko V.R., Kiyashko A.O., Tretiak O.V.

FUNDAMENTALS OF THREE-DIMENSIONAL DESIGN AND CALCULATION OF COOLERS AND SUSPENSIONS OF THE STATOR CORE OF POWERFUL TURBOGENERATORS

The method of calculation of the stressed deformed state of the elastic suspension of a stator of a high power turbogenerator at emergency loads caused by short two-phase short circuit, which takes into account the uneven heating of the stator.

Keywords: turbogenerators, stress-strain state, strength, emergency loads, elastic suspension of a stator.

© Кобзар К.О., Репетенко М.В., Полиєнко В.Р., Кіяшко А.О., Третяк О.В., 2021

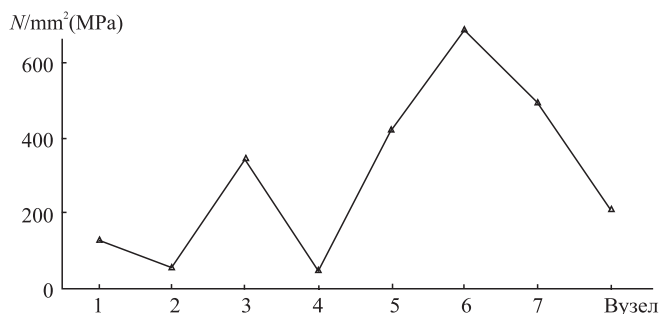


Рис. 9. Напружено-деформований стан збірки при розтягуванні.

У Табл. 1 наведено дані розрахунку вузла підвіски, які отримані інженерним методом і запропонованим методом, заснованим на тривимірному моделюванні.

Висновок. Напруження в пружині наводяться тільки від зусиль стиску. Видно, що максимальна відмінність результатів розрахунку за запропонованим методом і за інженерною методикою не перевищує 15%. Це, з одного боку, підтверджує достовірність отриманих результатів, а з іншого, свідчить про необхідність проведення остаточних розрахунків міцності вузла підвіски, використовуючи тривимірне моделювання для уточнення отриманих значень напружень.

ЛІТЕРАТУРА.

1. Кобзарь К.О., Третяк О.В., Шуть О. Ю., Полиєнко В. Р., Гакал П. Г., П'ятницька Є. С. Розроблення й впровадження перспективних методів розрахунку і моделювання при проектуванні та експлуатації потужних турбогенераторів та гідроенергетичних агрегатів для ТЕС, АЕС, ГЕС, ГАЕС. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії». – 2018. – № 5 (1281). – С. 38-45.
2. Kobzar K., Tretiak O., Ovsianynkova O., Polienko V., Gakal P. Designing of high power turbogenerators. Vestnik Kaznrtu. – 2018. – № 4 (128). – С. 164-169.
3. Третяк А.В., Кобзарь К.А., Гакал П.Г., Репетенко М.В., Трибушиной Н.В., Барышева Е.С. Методы определения напряженно-деформированного состояния коробов турбогенераторов в трехмерной постановке и их верификация на стенде завода. East European Scientific Journal. – 2019. – № 3(43), part 4, – С. 71-78.

