

ЕЛЕКТРИЧНІ МАШИНИ ТА АПАРАТИ

УДК 621.313.322

DOI: <https://doi.org/10.15407/publishing2020.57.065>

ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ТОРЦЕВІЙ ЗОНІ ТУРБОГЕНЕРАТОРА ПРИ МЕХАНІЧНИХ УШКОДЖЕННЯХ КРІПЛЕННЯ ОСЕРДЯ СТАТОРА

К.А. Кучинський^{1*}, докт. техн. наук, В.А. Крамарський¹, канд. техн. наук, Д.І. Хвалін^{2**}, канд. техн. наук, В.А. Мистецький¹

¹ – Інститут електродинаміки НАН України, пр. Перемоги, 56, Київ, 03057, Україна

² – Інститут проблем безпеки атомних електростанцій НАН України, вул. Лисогірська, 12, Київ, 03028, Україна
e-mail: denis_h@bigmir.net

За допомогою математичного моделювання механічних процесів у системі кріплення осердя статора торцевої зони потужного турбогенератора отримано закономірності зміни основних параметрів у разі обриву головок тяжких призм осердя статора. Визначено, що раптове руйнування однієї чи декількох тяжких призм призводить до поздовжнього коливання інших їхніх робочих головок і, відповідно, жорстко зв'язаною з ними натискної плити. Хоча таке коливання незначне, але розповсюджується вздовж усієї поверхні натискної плити з максимальним значенням у зоні обриву та подальшим зменшенням із віддаленням від цієї зони й тому може бути зафіксоване з використанням наявних датчиків вібрації через їхнє встановлення на натискній плиті. З огляду на те, що вібрації розповсюджуються вздовж усієї поверхні плити, є можливість використання обмеженої кількості датчиків. Але оскільки зміни вібрації незначні, то в цьому випадку виникає складність контролю, що вимагає використання датчиків високої чутливості та обчислювальної апаратури великої інформативності. Згідно з показниками датчиків можна визначати кількість обривів головок тяжких призм осердя статора та, відповідно, кількість їхніх робочих головок. На додаток це явище можна використати для діагностування розпресовування зубцевої зони осердя статора. Оскільки одним із важливих напрямів покращення контролю та діагностики турбогенераторів є виявлення, то наявність таких знань дасть можливість прийняти оптимальне рішення щодо подальших заходів. Бібл. 8, рис. 8., табл. 2.

Ключові слова: турбогенератор, математичне моделювання, торцева зона, осердя статора, система кріплення, механічне ушкодження, діагностика.

Унаслідок недостатньої маневрової потужності гідро- та гідроаккумуляційних електричних станцій на сьогодні газомазутні й вугільні блоки теплових електростанцій (ТЕС) беруть участь у регулюванні частоти та активної й реактивної потужності об'єднаної електричної системи України. Водночас понад 90 % турбогенераторів (ТГ), встановлених на ТЕС і ТЕЦ України, уже виробили свій ресурс експлуатації. Конструкції ТГ є застарілими, а технічний стан не відповідає сучасним вимогам з ефективності, надійності та маневровості. Тому в процесі експлуатації збільшується кількість дефектів і частота руйнувань деяких елементів і вузлів конструкції. Зокрема, під час кожного ремонту фіксується відкручування гайок на головках тяжких призм осердя статора та мають місце непоодинокі випадки їхнього обриву. Оскільки осердя статора потужного ТГ закріплюється за допомогою системи тяжких призм, натискних плит і пальців, то під час обриву однієї чи декількох призм виникає підвищене механічне навантаження на елементи системи, що призводить до швидкого зростання вібрації статора [1, 2]. Найтяжчий випадок для експлуатації – це розпресовування листів крайніх пакетів осердя статора, яке виникає з причини послаблення зусилля пресування цих листів. Пошкодження зубців зі свого боку призводить до руйнування діелектричної ізоляції, а тріщини в

діелектричній ізоляції можуть бути причиною появи електричної іскри між зубцями шихтованої зони осердя статора. З іншого боку, нерівномірність механічного напруження в зубцях пакетів зумовлює неправильний розподіл магнітного поля в статорі. Усі ці проблеми в сукупності призводять до перенапруження, зносу, механічного, термомеханічного та вібромеханічного руйнування деталей і вузлів статора, а також ТГ загалом [3, 4].

Застосування всіх відомих на сьогодні методів і заходів, спрямованих на підвищення механічної надійності системи кріплення осердя статора остаточно цю проблему не вирішує. Отже, стан проблеми є таким, що потребує подальшого дослідження.

Метою цієї роботи є дослідження з використанням математичного моделювання механічних коливань у системі кріплення осердя статора потужного ТГ під час обриву головок стяжних призм.

На рис. 1 показано систему кріплення шихтованого осердя статора синхронного ТГ потужністю 300 МВт, де позначені: 1 – натискна плита; 2 – стяжна призма; 3 – пакет активної сталі; 4 – вентиляційний канал; 5 – опорне кільце; 6 – гайка; 7 – кільцева шпонка; 8 – натискний палець; 9 – східчасті крайні пакети; 10 – шпилька стяжної призми; l_1 – довжина активного заліза статора синхронного генератора.

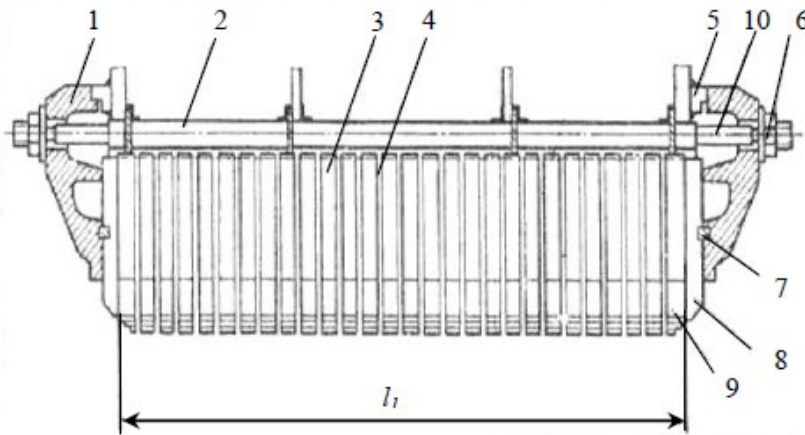


Рис. 1

Деякі сегменти заліза (приблизно 150 тис. одиниць) шихтуються в осьовому напрямку, утворюючи певні пакети осердя статора 3, які в спресованому стані закріплюються натискними плитами 1 через стягування болтів 2 і закручування гайок 6. Для утримання зусилля пресування зубцева частина закріплюється певними натискними пальцями 8, встановленими під плитою 1. Під час експлуатації ТГ у системі кріплення виникають механічні, електродинамічні та термомеханічні сили, які діють на певні елементи цієї системи. У найнесприятливіших умовах у такому разі є крайні пакети осердя статора 9.

Кріплення лобових частин обмотки статора 13 передбачає використання опорних кронштейнів 12, приєднаних до натискної плити 1 (рис. 2).

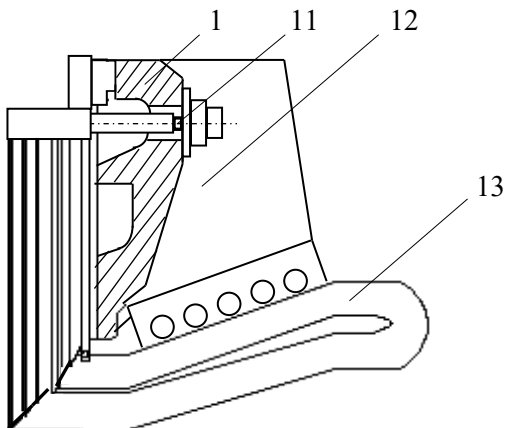


Рис. 2

Оскільки зв'язок між лобовою частиною обмотки та плитою не є механічно жорстким (лобові частини обмотки мають можливість переміщуватися в осьовому напрямку [5]), то для цього дослідження використовується спрощена математична модель механічних процесів у системі кріплення осердя статора, яка складається з натискної плити 1 та головок стяжних призм 11 (рис. 2).

Модель розроблено з урахуванням реальних габаритних розмірів елементів і вузлів торцевої зони ТГ потужністю 300 МВт.

Під час математичного моделювання використовується відоме рівняння поздовжнього механічного коливання жорстко закріпленої з одного кінця балки після ударного навантаження з іншого кінця в напрямку її головної осі [6].

Під час побудови математичної моделі зроблено такі основні припущення:

1. Головки стяжних призм осердя статора розглядаються як балки, що жорстко закріплені з одного кінця в місці приварювання до першої полиці рами статора на торці осердя, а на другий кінець діє осьове механічне навантаження, яке передається через гайки на натискній плиті.

2. Перерозподіл навантаження на головки призм під час поодиноких їхніх обривів приймається рівномірним.

Під час руйнування однієї або декількох головок стяжних призм в інших робочих головках різко змінюється розподіл навантаження та виникає процес затухаючого поздовжнього механічного коливання (подібний до процесу затухання одноразово розтягнутої пружини). У цьому процесі силою опору є внутрішнє тертя в металі головки стяжної призми.

Відоме [6] диференціальне рівняння затухаючого вільного поздовжнього механічного коливання жорстко закріпленої з одного кінця балки :

$$\Delta \ddot{l} + 2\delta \cdot \Delta \dot{l} + \omega^2 \cdot \Delta l = 0, \quad (1)$$

де Δl – деформація балки; δ – коефіцієнт затухання поздовжнього механічного коливання; ω – циклічна частота затухаючого коливання.

Розв'язок рівняння (1) має вигляд:

$$\Delta l = A_0 \cdot \exp(-\delta \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (2)$$

де A_0 – початкова амплітуда коливання; t – час.

Залежність циклічної частоти власного коливання ω_0 від коефіцієнта пружності головки стяжної призми k має вигляд:

$$\omega_0^2 = \frac{k(N-n)}{m}, \quad (3)$$

де N – кількість головок призм; n – кількість неробочих головок призм; m – маса натискної плити.

Числове значення коефіцієнта пружності головки стяжної призми визначається через рівняння Гука [7]:

$$k = \frac{E \cdot s}{D}, \quad (4)$$

де E – модуль Юнга (для сталі він дорівнює $2,1 \cdot 10^5$ кг/мм²); s , D – площа та діаметр поперечного перерізу головки стяжної призми відповідно.

Коефіцієнт затухання поздовжнього механічного коливання δ залежить від циклічної частоти незатухаючого власного коливання ω_0 та добротності коливальної системи Q :

$$\delta = 0,5Q^{-1}\omega_0. \quad (5)$$

Для знаходження Q використовується залежність величини оберненої добротності від механічного видовження головки стяжної призми:

$$Q = \frac{\pi}{\lambda}, \quad (6)$$

де λ – логарифмічний декремент затухання коливання, який знаходиться згідно з виразом

$$\lambda = \ln \frac{A(t)}{A(t+T)}, \quad (7)$$

де A , T – амплітуда та період коливання відповідно.

Декремент затухання коливання визначається як

$$\frac{A(t)}{A(t+T)} = \exp(\delta T). \quad (8)$$

Час зменшення амплітуди коливання удвічі становить:

$$\Delta T_{0,5} = \ln(0,5) / \delta. \quad (9)$$

Після пошкодження однієї або декількох головок стяжних призм середнє механічне навантаження інших робочих головок збільшуються. Середнє значення цього збільшення дорівнює:

$$\Delta P_n = \frac{P}{(N - n + 1)(N - n)}. \quad (10)$$

Вихідні дані для розрахунку такі: кількість стяжних призм становить 30 шт.; довжина головки стяжної призми $l = 0,2$ м (відстань від гайки на натискній плиті до місця приварювання до рами осердя); діаметр перерізу головки стяжної призми $D = 0,056$ м; площа поперечного перерізу головки стяжної призми $s = 0,002463$ м²; маса натискної плити $m = 2221$ кг. Осьове навантаження на головки стяжних призм протилежне за напрямком осьовому зусиллю з боку натискної плити та приймається рівним 8,829 МН [8].

Розглянемо випадок для пошкодження однієї головки стяжної призми за умови, що всі інші головки є в робочому стані. Тоді середнє механічне навантаження робочих головок призм збільшується на величину $\Delta P_1 = 10148$ Н, а середня початкова амплітуда поздовжнього затухаючого коливання головки стяжних призм складає $A_{01} = \Delta P_1 / k$.

Закономірність зміни середнього видовження головки стяжної призми визначається як

$$\Delta l_1(t) = 3,924(1 - \cos(5811t)) \cdot \exp(-1,889t).$$

Закономірність зміни середньої швидкості деформації кінця головки стяжної призми має такий вигляд:

$$V_1(t) = (22,8 \sin(5811t) + 0,0074 \cos(5811t) - 0,0074) \cdot \exp(-1,889t) \approx 22,8 \sin(5811t) \cdot \exp(-1,889t).$$

Закономірність зміни середнього прискорення кінця головки призми:

$$a_1(t) = (-0,0043 \sin(5811t) + 132,5 \cos(5811t)) \cdot \exp(-1,889t) \approx 132,5 \cos(5811t) \cdot \exp(-1,889t).$$

Розрахункове значення середнього збільшення навантаження на величину ΔP_n , співвідношення $\Delta P_n / E$ та лінійного видовження $\varepsilon_n = \Delta l_n / l$ головки стяжної призми ТГ залежно від кількості неробочих головок зведено в табл. 1.

Таблиця 1

Кількість неробочих головок, n	ΔP_n , Н	$(\Delta P_n / E) \cdot 10^{-8}$, Н · мм ² / кг	$\varepsilon_n \cdot 10^{-5}$, мкм
1	10148	4,833	1,962
2	10873	5,178	2,102
3	11679	5,561	2,258
4	12577	5,989	2,432
5	13583	6,468	2,626
10	21021	10,010	4,064

Розрахункові значення початкової амплітуди коливання кінця головки стяжної призми ТГ A_{0n} , її початкового прискорення a_{0n} , циклічної частоти коливання ω_n , частоти коливання $\nu_n = 1 / T_n$, періоду коливання T_n , коефіцієнта затухання δ_n і часу зменшення амплітуди коливання удвічі $\Delta T_{0,5(n)}$ залежно від кількості неробочих головок зведено в табл. 2.

Таблиця 2

Кількість неробочих головок, n	A_{0n} , мкм	a_{0n} , мм/с ²	ω_n , рад/с	ν_n , Гц	T_n , с	δ_n , с ⁻¹	$\Delta T_{0,5(n)}$, с
1	3,924	132,5	5 811	924,92	0,001081	1,889	0,3670
2	4,204	137,07	5 710	908,83	0,001100	1,856	0,3735
3	4,516	141,97	5 607	892,45	0,001121	1,822	0,3803
4	4,863	147,27	5 503	875,77	0,001142	1,788	0,3876
5	5,252	152,92	5 396	858,76	0,001164	1,754	0,3953
10	8,128	189,30	4 826	768,10	0,001302	1,568	0,4419

На рис. 3 – 8 для прикладу показано залежності від часу максимальної амплітуди деформації (видовження) кінця головки стяжної призми, її максимальної швидкості та прискорення відповідно для випадку пошкодження однієї головки стяжної призми за умови, що всі інші головки є в робочому стані. Рис. 6, 7, 8 для наочності наведено в збільшеному масштабі за віссю абцис.

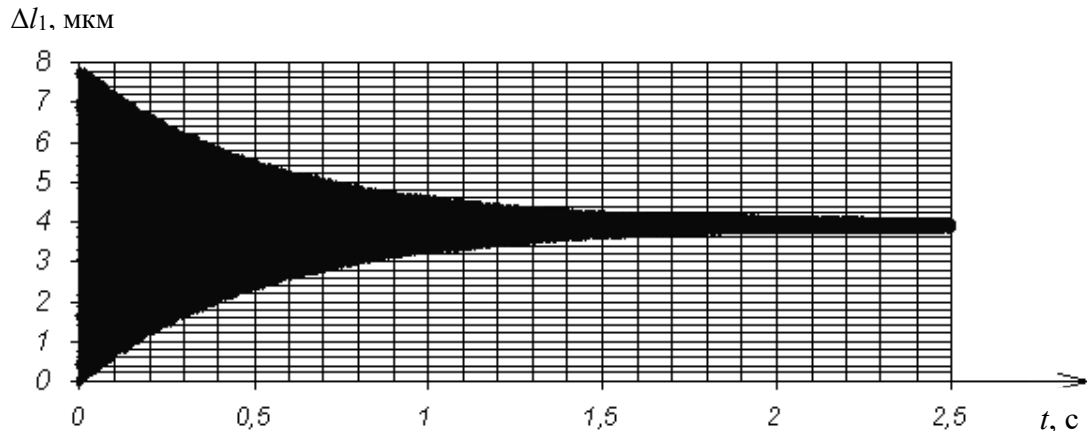


Рис. 3

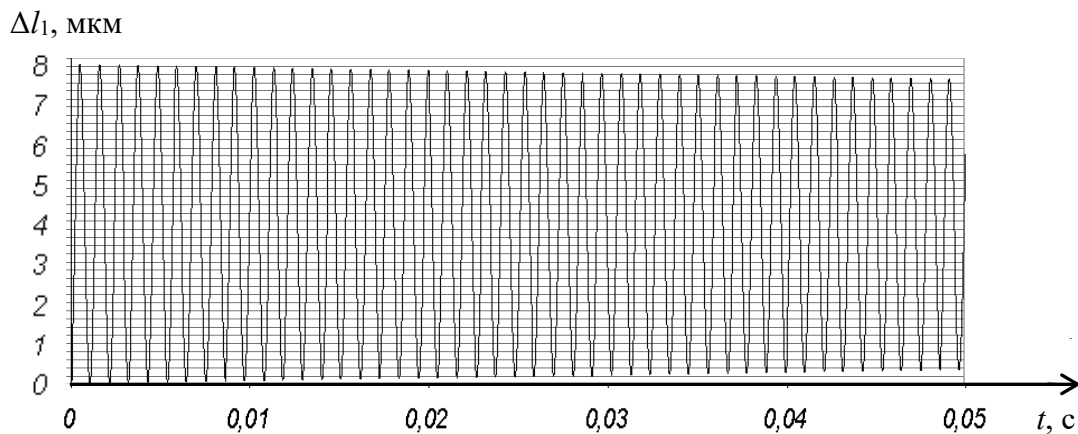


Рис. 4

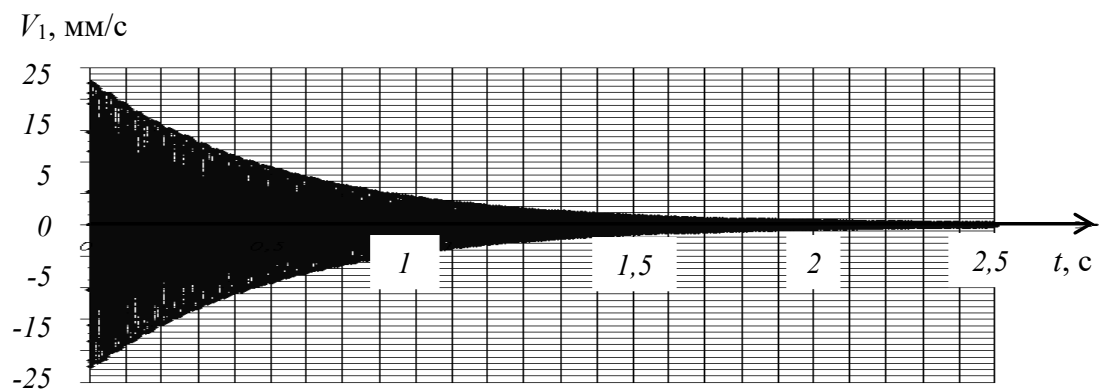


Рис. 5

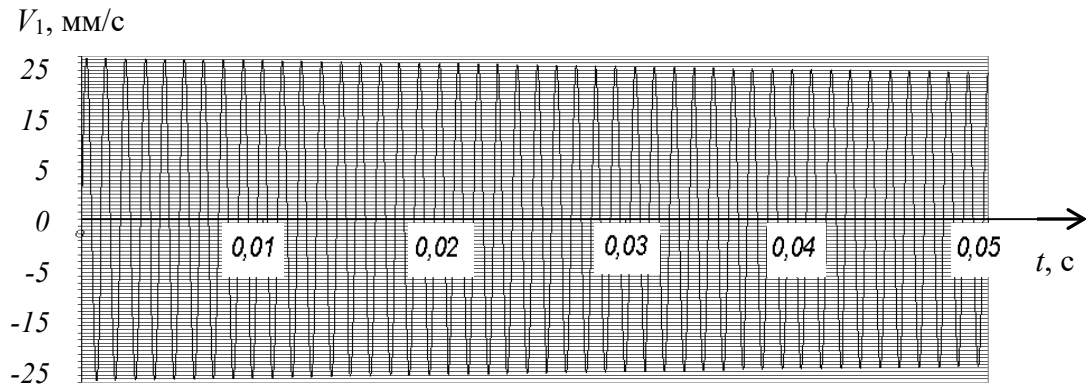


Рис. 6

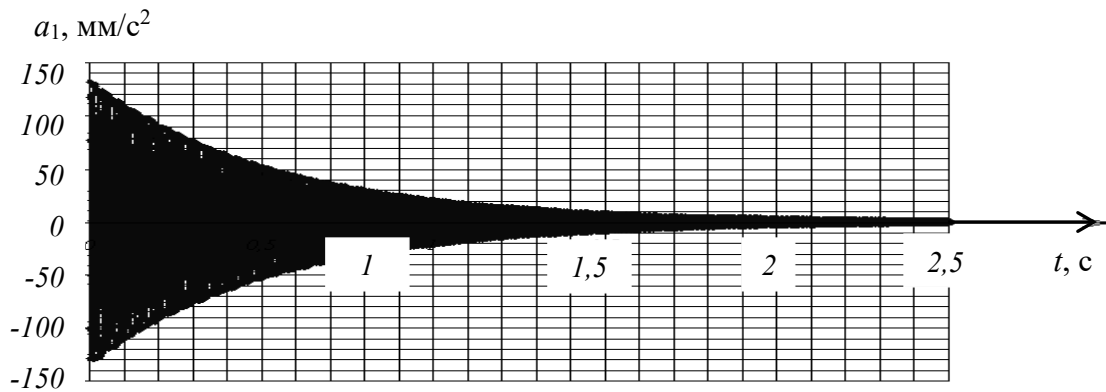


Рис. 7

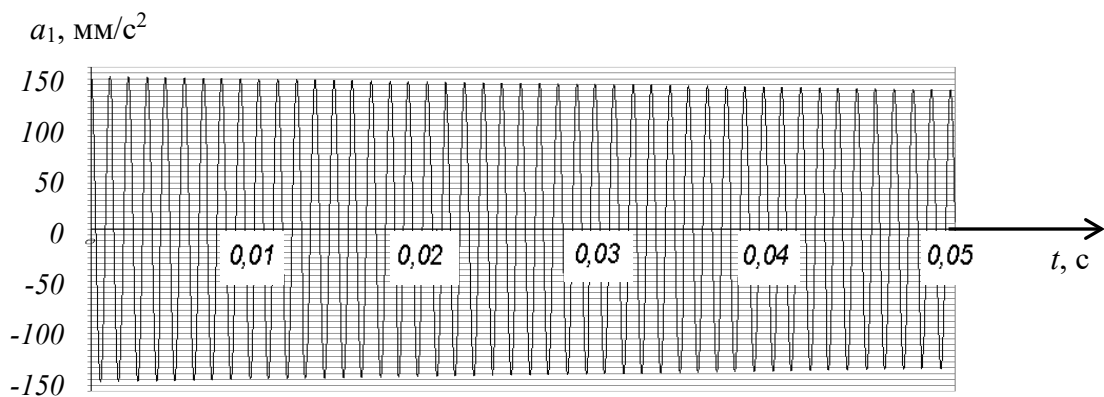


Рис. 8

Наведені залежності показують, що в разі обриву головок стяжних призм осердя статора ТГ виникає поздовжнє коливання інших робочих головок і, відповідно, жорстко зв'язаної з ними натискної плити. Хоча таке коливання незначне, але може бути зафіксовано з використанням наявних датчиків вібрації, наприклад, акселерометром FOA-200 через встановлення їх на натискній плиті під час ремонту. Згідно з показниками датчиків можна визначати кількість обривів головок стяжних призм і, відповідно, оцінити кількість робочих (цілих з невідкрученими гайками) головок стяжних призм осердя статора.

Висновки.

За допомогою математичного моделювання отримано закономірності механічних коливань в елементах кріплення осердя статора торцевої зони потужного турбогенератора, що виникають під час обривів головок стяжних призм. Визначено, що раптове руйнування

однієї чи декількох стяжних призм призводить до коливання натискної плити. Хоча амплітуда коливання становить десятки долі мікрон, але розповсюджується вздовж усієї поверхні натискної плити з максимальним значенням у зоні обриву та подальшим зменшенням із віддаленням від цієї зони. Оскільки коливання розповсюджуються вздовж усієї поверхні плити, є можливість використання обмеженої кількості датчиків.

Фінансується за держбюджетною темою «Наукове обґрунтування та розробка методів і засобів підвищення безвідмовності потужного генеруючого обладнання ТЕС, ГЕС і АЕС» (шифр «БЕЗВИДМОВНІСТЬ-2»), що виконується за Постановою Бюро ВФТПЕ від 29.05.2018 р., протокол № 9, Державний реєстраційний номер роботи 0119U001213. КПКВК 6541030.

1. Титко О. І., В. А. Крамарський, В. А. Мистецький. Математичне моделювання вібраційних процесів у системі кріплення осердя статора турбогенератора при раптовому обриві стяжних призм. *Пр. Ін-ту електродинаміки НАН України*. 2016. № 44. С. 43–50.
2. Yoshihiko I., K. Takahashi Finite element modelling of turbine generator stator end windings for vibration analysis. *Electr. Power Appl.* 2016. Vol. 10. Iss. 2. Pp. 75–81.
3. Кузнецов Д. В. Развитие методов исследования процессов в узлах крепления сердечников статоров к корпусам турбогенераторов и совершенствование их диагностики в условиях эксплуатации: *Автореф. дис. канд. техн. наук*. Москва, 2009. 25 с.
4. Мистецький В. А. Математическая модель и методика расчета усилий в стяжных призмах сердечника статора турбогенератора при наличии дефектов на основе метода абсолютно твердого тела. *Пр. Ін-ту електродинаміки НАН України*. 2013. № 34. С. 34–41.
5. Постников И. М., Станиславский Л. Я., Счастливый Г. Г. *Электромагнитные и тепловые процессы в концевых частях мощных турбогенераторов*. К.: Наукова думка, 1971. 360 с.
6. Фирсанов Е. П. *Исследование термомеханических процессов в одномерной системе прямолинейных механически связанных стержней*. URL: <http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/11226.html>
7. Фесик С. П. *Справочник по сопротивлению материалов*. Киев: Будівельник, 1982. 280 с.
8. Титко О. І., В. А. Мистецький. Аналіз впливу кількості зруйнованих шпильок статора турбогенератора на механічні характеристики стяжних призм. *Пр. Ін-ту електродинаміки НАН України*. 2015. № 40. С. 85–90.

УДК 621.313.322

ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТОРЦЕВОЙ ЗОНЕ ТУРБОГЕНЕРАТОРА ПРИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОВРЕЖДЕНИЯХ КРЕПЛЕНИЯ СЕРДЕЧНИКА СТАТОРА

К.А. Кучинский¹, докт. техн. наук, **В.А. Крамарский**¹, канд. техн. наук, **Д.И. Хвалин**², канд. техн. наук, **В.А. Мистецький**¹

¹ – Институт электродинамики НАН Украины,
пр. Победы, 56, Киев, 03057, Украина

² – Институт проблем безопасности атомных электростанций НАН Украины,
ул. Лысогорская, 12, Киев, 03028, Украина

С помощью математического моделирования механических процессов в системе крепления сердечника статора торцевой зоны мощного турбогенератора получены закономерности изменения основных параметров при обрыве головок стяжных призм сердечника статора. Определено, что внезапное разрушение одной или нескольких стяжных призм приводит к продольному колебанию других их рабочих головок и, соответственно, жёстко связанной с ними нажимной плиты. Хотя такое колебание незначительное, но распространяется вдоль всей поверхности нажимной плиты с максимальным значением в зоне обрыва и последующим уменьшением с удалением от этой зоны и поэтому может быть зафиксировано с помощью существующих датчиков вибрации путём их установки на нажимной плите. Поскольку вибрации распространяются вдоль всей поверхности плиты, имеется возможность использования ограниченного количества датчиков. Но поскольку изменения вибрации незначительны, то в этом случае возникает сложность контроля, что требует использования датчиков высокой чувствительности и вычислительной аппаратуры большой информативности. Согласно показаниям датчиков можно определять количество обрывов головок стяжных призм сердечника статора и, соответственно, количество их рабочих головок. В дополнение это явление можно использовать для диагностирования распрессовки зубцовой зоны сердечника статора. Поскольку одним из важных направлений улучшения контроля и диагностики турбогенераторов является выявление, то наличие таких знаний позволит принять оптимальное решение относительно дальнейших мер. Библ. 8, рис. 8, табл. 2.

Ключевые слова: турбогенератор, математическое моделирование, торцевая зона, сердечник статора, система крепления, механическое повреждение, диагностика.

STUDY OF PHYSICAL PROCESSES IN A TURBOGENERATOR END ZONE AT THE MECHANICAL DAMAGES OF STATOR CORE FASTENING

K.A. Kuchynskiy, V.A. Kramarskiy, D.I. Hvalin, V.A. Mystetskiy

Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
pr. Peremohy, 56, Kyiv, 03057, Ukraine

Institute for Safety of Problems of Nuclear Power Plants of the National Academy of Sciences of Ukraine,
Lysogirska str., 12, Kyiv, 03028, Ukraine

With the help of mathematical simulation of mechanical processes in the stator core fastening system of a powerful turbogenerator end zone obtained appropriateness of basic parameters changes at the break of clamp prisms heads of the stator core. It is determined that the sudden break of one or more clamp prisms leads to longitudinal oscillation of their other working heads and stiff connected with them press plate, accordingly. Although such oscillation is insignificant but propagates along the entire surface of the press plate with a maximum value in the break zone and subsequent decrease with distance from this zone and therefore can be detected with the help of existing vibration sensors by installing them on the press plate. It is possible to use a limited number of sensors due to the propagation of vibration along the entire surface of the plate. But because the vibration changes are insignificant, in this case, there is a complexity of control that requires the use of high-sensitivity sensors and great informative computing equipment. According to the sensors indices, it is possible to determine the number of breaks for clamp prisms heads of the stator core and the number of them working heads, accordingly. Besides, this effect can be used to diagnose the un-compression of the stator core tooth zone. Since one of the important ways to improve the control and diagnostics of turbogenerators is the detection, the presence of such knowledge will allow making the optimal decision for further measures. Ref. 8, fig. 8, tables 2.

Keywords: turbogenerator, mathematical simulation, end zone, stator core, fastening system, mechanical damage, diagnostics.

1. Titko O. I., Kramarskiy, V. A. Mistetskiy Mathematical modeling of vibration processes in the stator core fastening system of a turbogenerator at the sudden breakage of coupling prisms. *Pratsi Instytutu elektrodynamiky NAN Ukrainy*. 2016. No 44. Pp. 43–50 (Ukr.)
2. Yoshihiko I., K. Takahashi. Finite element modeling of turbine generator stator end windings for vibration analysis. *Electr. Power Appl.* 2016. Vol. 10. Iss. 2. Pp. 75–81.
3. Kuznecov D. V. Development of methods for processes research in the stator cores fastening units to a turbogenerators housings and improvement in their diagnostics under operation conditions: *abstract of thesis. Ph.D.* Moscow. 2009. 25 p. (Rus.)
4. Mistetskiy V. A. A mathematical model and methods of calculation for efforts in coupling prisms of a turbogenerator stator core at the presence of defects on basis the method of absolutely solid body. *Pratsi Instytutu elektrodynamiky NAN Ukrainy*. 2013. No 34. Pp. 34–41 (Rus.)
5. Postnikov I. M., Stanislavskiy L. Ya., Schastliviy G. G. (1971). *Electromagnetic and thermal processes in the end parts of powerful turbogenerators*. Kiev: Naukova dumka, 360 p. (Rus.)
6. Firsanov E. P. Research of thermo-mechanical processes in the one-dimensional system of rectilinear mechanically connected bars. URL: <http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/11226.html> (Rus.)
7. Fesik S. P. *Handbook of materials resistance*: Kiev: Budivel'nik, 1982, 280 p. (Rus.)
8. Titko O. I., V. A. Mystetskiy. The analysis for effect of destroyed pins quantity of a turbogenerator stator on the mechanical characteristics of coupling prisms. *Pratsi Instytutu elektrodynamiky NAN Ukrainy*. 2015. No 40. Pp. 85–90 (Ukr.)

Надійшла: 27.06.2020

Received: 27.06.2020