

Ю.Н. ВАСЬКОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф., НТУУ "КПИ", Киев
Ю.А. ШУМИЛОВ, д-р техн. наук, проф., НТУУ "КПИ", Киев
А.В. ШТОГРИН, инженер, Хмельницкая АЭС, Хмельницкий

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЦОВ КРАЙНИХ ПАКЕТОВ СЕРДЕЧНИКА СТАТОРА МОЩНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

Предложена расчетная модель, объясняющая возможные причины разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора мощных турбогенераторов резонансными явлениями в зубцах.

Запропонована розрахункова модель, що пояснює можливі причини руйнування зубців крайніх пакетів осердя потужних турбогенераторів резонансними явищами в зубцях.

Введение. В процессе эксплуатации мощных турбогенераторов неоднократно фиксировались факты разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора после продолжительного периода их работы. Были установлены случаи "распушения" (расслоения) шихтованных пакетов, полученных склеиванием тонких листов стали. Наблюдались

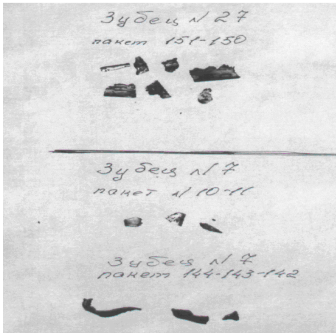


Рис. 1.

обломы коронок зубцов, что в итоге приводило к повреждению изоляции расположенной в пазах статора обмотки и ее короткому замыканию. При этом в ряде случаев поврежденные зубцы располагались не в крайних пакетах статора, а в рядом расположенных пакетах [1]. На рис. 1 изображены фрагменты поврежденных зубцов крайних пакетов сердечника статора ТВВ-1000-2 на третьем энергоблоке ЮУАЭС.

Ранее проводившийся анализ причин повреждений зубцов не смог дать однозначного объяснения наблюдаемому явлению [1-4].

Цель работы – разработка расчетной модели, позволяющей объяснить разрушения зубцов резонансными явлениями, обусловленными вибрациями сердечника статора.

Модель зубца. Известно, что с целью уменьшения вихревых токов и потерь в крайних пакетах сердечника статора выполняется их скос. Другими словами, ряд примыкающих к торцу сердечника пакетов выполняется с различной высотой зубцов, причем, чем ближе расположен пакет к торцу, тем меньше высота его зубца. Например, в ТВВ-1000-2 высота зубцов статора изменяется от 222 мм (пакеты в центральной активной зоне) до 50 мм (на торце статора).

Рассмотрим следующую модель зубца. Представим зубец в виде призматического стержня, один из концов которого жестко присоединен к ярму, а второй может свободно перемещаться. Под действием описанных в работе [5] осевых вибраций сердечника статора закрепленный конец зубца вибрирует вместе с ярмом, в результате чего зубец совершает поперечные упругие колебания.

Уравнение, описывающее поперечные колебания призматического стержня с одним жестко закрепленным концом, имеет следующий вид [6]:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} dx = -\rho F \cdot dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (1)$$

где EI - жесткость стержня при изгибе; ρ – плотность материала; F – площадь поперечного сечения.

С учетом граничных условий при решении дифференциального уравнения четвертого порядка (1) получим конечное частотное уравнение

$$\cos kl \cdot \operatorname{ch} kl = -1. \quad (2)$$

Последовательный ряд корней этого уравнения равен:

$$k_1 l = 1,875; k_2 l = 4,694; k_3 l = 7,855; k_4 l = 10,996; k_5 l = 14,137,$$

где $k_i l$ обозначает форму колебаний, приближенное значение которой

можно определить по формуле $k_i l \approx \left(i - \frac{1}{2}\right) \pi$.

Для первой формы колебаний получим собственную частоту колебаний

$$f_1 = \frac{(1,875)^2}{2\pi L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot F}}, \quad (3)$$

где L – длина стержня; E - модуль упругости; I – момент инерции поперечного сечения; ρ – плотность; F – площадь поперечного сечения.

Для консольно закрепленного стержня переменного поперечного сечения выражение (3) можно представить в виде

$$f_1 = \frac{\alpha_1 \cdot r_n}{2\pi \cdot L^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

где α_1 – постоянная, зависящая от конфигурации стержня; $r_n = \sqrt{I/F}$ радиус инерции поперечного сечения стержня в месте жесткой заделки.

В рассматриваемом случае изменение площади и момента инерции поперечного сечения носит линейный характер и, следовательно, радиус r_n остается постоянным по всей длине стержня.

Преобразовав выражение (3) к виду, удобному для вычисления, и приняв единую систему измерения величин, в частности, в мм и кГ, в окончательном виде получим:

$$f_1 = \frac{3,515 \cdot r_n}{2\pi \cdot L^2} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot E}{\rho}}, \quad (4)$$

где $g = 9810$ мм/сек²; $\rho = 6,88 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³ – удельная плотность зубца; $r_n = 11,95$ мм; $E = 0,8 \cdot 10^4$ кг/мм².

Подставив численные значения исходных данных в выражение (4), получим зависимость частоты собственных колебаний для первой ее формы как функцию только лишь длины стержня:

$$f_1 = 22,59 \cdot 10^6 / L^2. \quad (5)$$

Результаты расчетов. В табл. 1 представлены результаты расчетов частот первой формы собственных колебаний зубца в зависимости от его длины.

Таблица 1 – Частоты первой формы собственных колебаний зубца.

L , мм	222	150	100	50
f_1 , Гц	458	1003	2258	9032

Известно, что основная частота вибровозмущающих сил в сердечнике статора равна 100 Гц. Как следует из табл. 1, собственные частоты колебаний зубцов весьма удалены от частоты 100 Гц. Поэтому вибрации электромагнитного происхождения на вышеуказанной частоте резонансных колебаний *сплошных* зубцов не вызывают.

При оценке прочности зубца следует учитывать изменение характеристик его шихтованной (клеевой) структуры при длительном циклическом нагружении. Клеевые соединения вследствие усталостных явлений существенно снижают свою прочность. На рис. 2 представлены приведенные в работе [7] диаграммы усталостной прочности (сдвиг

при кручении) ряда клеевых соединений на эпоксидной основе. Кривые 1-4 характеризуют соединение сталей; 1,3 – клей ЭПЦ-1; 4 – клей К-153. В этой же работе отмечено, что повышение температуры и наличие существенной статической составляющей при циклическом нагружении также существенно снижает усталостную прочность.

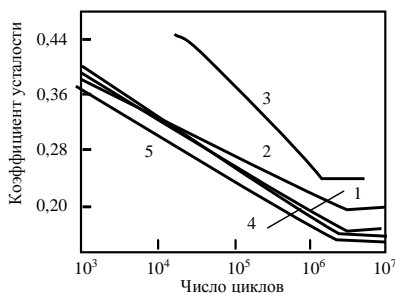


Рис. 2.

На рис. 2 видно, что при достаточно большом числе циклов нагружения прочность клеевых соединений существенно уменьшается, что создает предпосылки для расслоения шихтованной структуры зубца на отдельные части.

Если предположить, что вследствие разрушения клеевого слоя первичное расслоение зубца происходит лишь в одном месте пакета, то две отдельные части зубца могут резонировать самостоятельно.

Расслоение зубца на части имеет случайный (стохастический) характер, вплоть до такого его состояния, при котором он может быть расслоен (распушен) на отдельные листы стали. Рассмотрим несколько характерных случаев расслоения зубца.

Согласно формуле (4), для разных толщин слоев зубца изменится только радиус инерции поперечного сечения

$$r_n = \sqrt{\frac{I}{F}} = \frac{h}{2\sqrt{3}}, \quad (6)$$

где h – толщина зубца.

Примем несколько толщин отколовшихся частей зубца: толщину 41,4 мм (равна толщине исходного пакета сердечника) и толщины двух его отдельных частей – 20 и 10 мм.

Модуль упругости E для отколовшихся частей зубца принимаем таким же, как и для исходного зубца $E = 0,8 \cdot 10^4$ кг/мм². В табл. 2 приведены результаты расчетов собственных частот первой формы колебаний трех пакетов зубцов четырех длин разной толщины.

Таблица 2 – Результаты расчетов собственных частот зубцов.

Толщина, h , мм	Длина зубца, L , мм			
	222	150	100	50
41,4	458	1003	2258	9032
20	221	484	1090	4364
10	110	242	545	2182

Как видно из приведенных расчетов, с уменьшением толщины отслоенной части зубца происходит снижение собственных частот его поперечных колебаний, т.е. отдельные его части могут резонировать самостоятельно. Это вызовет резкое повышение амплитуды колебания и, как следствие, возрастание деформации и напряжений, что резко интенсифицирует процесс разрушения зубца.

В дальнейшем возможно полное разрушению всех клеевых слоев зубца, в результате чего отдельные стальные листы при наличии внешнего источника колебаний будут резонировать самостоятельно. Причем форма колебаний листа может быть самая различная. Формула (4) позволяет выполнить расчеты собственных частот при различных формах колебаний. Результаты таких расчетов представлены в табл. 3, в которой показаны различные формы колебаний и возможный размер отколовшихся частей.

Таблица 3 – Возможный размер отколовшихся частей зубца.

L, мм	222	150	100	50	Длина отломившихся кусочков листов $\Delta L = \frac{L}{i}$, мм			
					СФ*	СЧ**		
1	8	17,96	40,41	161,3	222	150	100	50
2	51,39	112,56	253,26	1013,0	111	75	50	25
3	143,9	315,203	709,2	2836,7	74	50	33,3	16,6
4	282,10	617,68	1386,8	5558,9	55,5	37,5	25	12,5
5	454,78	1020,99	2297,2	9169,5	44,4	30	20	10

*СФ – собственная форма; **СЧ – собственная частота; i – порядковый номер СФ.

При расчетах принято, что для листа стали толщиной 0,5 мм модуль упругости и плотность материала соответственно равны $E = 2 \cdot 10^4$ кг/мм², $\rho = 7,8 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³.

Из табл. 3 видно, что в зависимости от формы колебаний и длины зубца собственные частоты колебаний отдельных листов стали лежат в широком спектре, от 8 до 9169 Гц. Имеются в этом спектре и частоты, близкие к частоте осевых электромагнитных сил на частоте 100 Гц, что обуславливает резонансные колебания листов и их разрушение. Следует подчеркнуть, что в спектре собственных частот имеются также более низкие частоты, близкие, например, к 50 Гц, которые могут совпадать с частотой возмущающих сил механического происхождения. В работе [8] показано, что кроме названных вибровозмущающих сил на частотах 100 и 50 Гц, в турбогенераторе генерируются колебания в

более широком диапазоне частот, также способные вызвать резонанс групп зубцов или отдельных зубцов различной высоты. В результате колебаний зубцов, особенно интенсивных при резонансе или же вблизи резонанса, будут возникать максимальные напряжения в узлах изгиба листов, что приведет к накоплению усталостных повреждений и разрушению листов металла. Длины отломившихся кусочков листов также приведены в табл. 3.

Выводы. Расчетным путем показан возможный механизм разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора мощных турбогенераторов. Основными причинами, приводящими к разрушению зубцов, являются расслоение склеенных пакетов сердечника вследствие потери склеивающих и изолирующих свойств лака (клея) при длительной эксплуатации турбогенератора и повышенная вибрация отдельных листов или групп листов электротехнической стали под воздействием вибровозмущающих сил, в основном, на частотах 100 и 50 Гц. Свою долю могут вносить резонансы на инфранизких (12,5, 25 Гц) и более высоких частотах, кратных 100 и 50 Гц.

Список источников информации: 1. *Бутов А.Б., Мамиконянц Л.Г., Пикульский В.А.* и др. Повреждаемость и контроль запеченных концевых пакетов стали сердечников статоров турбогенераторов // *Электрические станции.* – 2001. – № 5. – С. 41-47. 2. *Голоднова О.С., Ростик Г.В.* Анализ и мероприятия по предупреждению повреждений сердечников статоров турбогенераторов // *Электросила.* – 2004. – №43. – С. 56-64. 3. *Кузнецов Д.В., Маслов В.В.* и др. Дефекты турбогенераторов и методы их диагностики на начальной стадии появления // *Электрические станции.* – 2004. – №8. – С. 79-85. 4. *Иогансен В.И.* Исследование и разработка методов расчета и конструирования основных узлов высокоиспользованных турбогенераторов: Автореф. дис. д-ра техн. наук / С.-Петербург, 2003. – 32 с. 5. *Васьковский Ю.Н., Шумилов Ю.А., Штогрин А.В.* Анализ вибровозмущающих осевых сил в сердечнике статора мощного турбогенератора. // *Электротехника і Електромеханіка.* – 2009. – №2. С. 21-26. 6. *Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У.* Колебания в инженерном деле / Пер. с нгл. Л. Г. Корнейчука; Под ред. Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 7. *Ясовский С.Р., Фрейдін А.С.* – *Вестник машиностроения*, 1968. т. 48, № 7, с. 51-54. 8. *Шумилов Ю.А. Демидюк Б.М. Штогрин А.В.* Результаты экспериментальных исследований вибраций турбогенератора ТБВ-1000-2УЗ энергоблока № 3 ЮУ АЭС // // *Электротехніка і Електромеханіка.* – 2008. – № 5. С. 32-36.



Васьковський Юрій Миколайович, професор, доктор технічних наук. Захистив диплом інженера за фахом електричні машини і апарати в Київському політехнічному інституті в 1975 р., диплом кандидата і диплом доктора технічних наук за фахом електричні машини і апарати - в Інституті Електродинаміки НАН України відповідно в 1980 і 2001 р.р. Наукові інтереси пов'язані з моделюванням електромагнітних полів в електромеханічних перетворювачах енергії, польовими методами аналізу фізичних полів, характеристик і параметрів електричних машин, а також вібродіагностикою технічного стану потужних синхронних машин.



Шумилов Юрій Андрійович, професор, доктор технічних наук. Захистив диплом інженера в Київському політехнічному інституті в 1956 р. за фахом електричні машини та апарати, диплом кандидата технічних наук - у Київському Вищому інженерно-авіаційному військовому училищі військово-повітряних сил в 1964 р., диплом доктора технічних наук - у Харківському політехнічному інституті в 1981 р. за фахом електричні машини. З 1983 до 1998 р.р. завідувач кафедри Електромеханіки Київського політехнічного інституту, зараз – професор тієї ж кафедри.

Наукові інтереси пов'язані з проблемами моделювання фізичних полів електричних машин, віброакустикою електричних машин різних типів, а також вібродіагностикою технічного стану потужних турбо- і гідрогенераторів.



Штогрін Олександр Валерійович, інженер, Хмельницька АЕС.

Захистив диплом спеціаліста за спеціальністю "Теплові електричні станції" в Одеському державному політехнічному університеті в 2001 р. Захистив диплом спеціаліста за спеціальністю "Атомна енергетика" в національному технічному університеті України "Київський політехнічний інститут" в 2007 р. Наукові інтереси пов'язані з дослідженням причин виходу з ладу силового обладнання (турбоагрегатів) АЕС.

Поступила в редколлегию 20.10.2009