

УДК 621.313

Ю. К. ПЕТРЕНЯ, д-р физ.-мат. наук, проф., чл.-корр. РАН; зам. ген. директора – техн. директор ОАО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия;

О. В. АНТОНЮК, гл. конструктор по проектированию турбогенераторов ОАО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия;

С. Н. ГАВРИЛОВ, канд. техн. наук, зав. отд. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;

А. В. ГАЕВ, канд. техн. наук; зав. лаб. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия

О ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ СТАТОРОВ МОЩНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

Отмечена большая практическая важность проблемы определения собственных частот и форм колебаний элементов лобовых частей мощных турбогенераторов. Представлены результаты анализа различных методик с учётом степени достоверности расчётных характеристик вибрационного состояния и их сходимости с результатами стендовых испытаний и опытом эксплуатации, что позволило выявить существенную зависимость результатов расчёта от ряда параметров и условий постановки и решения проблемы определения и управления вибрационным состоянием турбогенераторов. Результаты численного моделирования для определения собственных частот выводного конца и части кольца соединительных шин статора в трехмерной постановке получены с применением метода конечных элементов. Показана сильная зависимость расчётных характеристик, как от используемых алгоритмов расчёта, так и от корректной постановки краевых условий. Повышение достоверности численного моделирования требует учёта в расчётных процедурах экспериментальных данных стендовых исследований и промышленных экспериментов, таким образом, должен быть обеспечен переход от численного расчёта и моделирования к расчётно-экспериментальным методам определения вибрационного состояния мощных турбогенераторов.

Ключевые слова: турбогенератор, статор, лобовая часть, собственная частота, форма колебаний, численное моделирование.

Введение

Повышение единичной мощности турбогенератора, в основном, происходит за счет более интенсивного использования активных материалов при форсировании охлаждения обмоток статора и ротора. Большие линейные токовые нагрузки и, как следствие, большие переменные электродинамические усилия, наличие воды как охлаждающего элемента делают обмотку статора очень уязвимым местом турбогенератора.

Самыми распространенными повреждениями статоров мощных турбогенераторов являются ослабление и разрушение элементов крепления лобовых частей, истирание и механические повреждения корпусной изоляции, нарушение герметичности соединения стержней. Практически все эти повреждения связаны с повышенной вибрацией обмотки статора.

Источником вибрации лобовых частей статоров турбогенераторов является сердечник. Магнитные силы, действующие радиально в воздушном зазоре между ротором и статором, вызывают вибрацию сердечника статора. В двухполюсных турбогенераторах основная гармоническая составляющая индукции в воздушном зазоре вызывает вибрацию с частотой вдвое большей, чем частота вращения ротора. То есть при частоте вращения ротора 3000 об./мин., частота вибрации составляет 100 Гц.

© Ю.К. Петреня, О.В. Антонюк, С.Н. Гаврилов, А.В. Гаев, 2014

Сердечники мощных турбогенераторов проектируют таким образом, чтобы их собственные частоты изгибных колебаний были выше 100 Гц и находились в диапазоне 140–170 Гц [1].

Вибрация корпуса статора при жестком закреплении сердечника того же порядка, что и вибрация сердечника. В крупных турбогенераторах для снижения вибраций корпуса и фундамента применяется упругое закрепление сердечника в корпусе. Система корпус – упругая связь – сердечник проектируются так, чтобы частоты свободных колебаний были достаточно удалены от 100 Гц.

На основании экспериментальных исследований турбогенераторов установлено, что при недостаточной проработке конструкции системы крепления обмотки статора её виброперемещения в нормальных эксплуатационных режимах работы способны достигнуть недопустимо больших величин [2–5].

Резкое возрастание вибрации возникает при приближении частоты колебаний вынуждающей силы к собственной частоте колебаний элемента обмотки, поэтому задача обеспечения вибрационной отстройки имеет приоритетное значение для обеспечения надежной и безопасной эксплуатации мощных турбогенераторов.

Анализ основных достижений и литературы

Развитие методик расчета вибрационного и напряженного состояния лобовых частей обмотки статора имеет уже вековую историю. Вначале лобовую часть стержня представляли прямой многопролетной балкой с шарнирными опорами, имитирующими дистанционные распорки. Такая схема позволила рассмотреть деформации обмотки в зависимости от действующих на неё усилий, а также оценить влияние расстояния между распорками на собственные частоты лобовых частей.

Однако дальнейший анализ механизма колебаний лобовых частей стержневой обмотки статора показал, что элементы крепления их достаточно упруги, а помимо изгиба значительную роль в деформировании стержневой играет скручивание.

Корзины лобовых частей рассматривали как циклически замкнутую систему, где каждая лобовая дуга представлялась одномассовой системой с некоторой эквивалентной массой и жёсткостью [6].

Были разработаны пространственные стержневые расчетные схемы лобовых частей на упругих опорах, учитывающие реальную геометрию лобовой дуги и опирающиеся на теорию колебаний тонких стержней [7, 8]. Расчётная схема такого типа имеет следующую структуру. Лобовые части обмотки статора крупных турбогенераторов представляют систему стержней, связанных между собой и с внешней опорной конструкцией. Каждая лобовая дуга состоит из двух соединенных в головке стержней, начинающихся на выходе из паза статора. Лобовая часть стержня обмотки разделяется на прямой участок продолжение пазовой части, эвольвентный участок – эвольвенту на конической поверхности и головку.

В других расчетных схемах [9] лобовая обмотка статора рассматривается как сложная система связанных криволинейных стержней. Все стержни системы считаются монолитными, с жестко заделанными концами. Каждый стержень в нескольких точках по длине связан с двумя соседними стержнями, а также со стержнем другого слоя, так что они образуют связанную систему, называемую «корзиной». При решении используется метод циклической симметрии, использующий предположение об идентичности стержней, связей и структурной симметрии системы.

Один из основных недостатков применяемых расчетных схем заключается в недостатке надёжной информации о механических параметрах обмотки и в неопределённости упругих свойств конструкции крепления. Эти величины являются

исходными для расчётов, что в конечном итоге определяет недостаточную точность результатов.

Другим недостатком является множество допущений в расчётных методиках. Необходимость идеализации расчётной схемы связана как со сложностями геометрии лобовых частей, характерами связей их между собой и опорными конструкциями, так и с особенностями технологии, используемыми материалами, недостоверностью многих исходных данных.

Таким образом, основными недостатками расчетного определения собственных частот колебаний элементов лобовых частей статоров турбогенераторов являются:

- Неопределенность в физико-механических свойствах материалов.
- Неопределенность условий закрепления.
- Неопределенности вносимые при изготовлении и монтаже.
- Идеализации и допущения расчетных схем.

Сложившаяся ситуация приводит к тому, что в исследованиях вибрации преобладают экспериментальные работы.

В последнее время, благодаря значительному развитию вычислительной техники и расчетных методов анализа, появилась возможность решить эту задачу в более полной постановке.

Цель исследования, постановка задачи

Все выше сказанное свидетельствует о масштабности и актуальности проблемы обеспечения вибрационной надежности статоров мощных турбогенераторов. В настоящее время как расчетная, так и экспериментальная база для такой работы существенно расширилась по сравнению с ранее использовавшимися методиками и подходами. Это позволяет проводить комплексные работы, направленные на расчет вибрационных характеристик, рассматривать и учитывать влияние большинства эксплуатационных факторов и конструкционных особенностей.

Комплексный подход подразумевает использование, как расчетных методов оценки вибрационных характеристик, так и проведение модельных или натурных испытаний, а также экспериментальных работ по определению вибрационного состояния статора турбогенераторов в условиях станций. По мере проведения работ предполагается уменьшение объема экспериментальных исследований с учетом накопления и анализа информации по результатам уже выполненных работ, смещение направленности работ в расчетную область.

Таким образом, необходимо разработать и применить при проектировании комплекс современных расчетно-экспериментальных методов обеспечения вибрационной надежности статоров мощных турбогенераторов ТЭС и АЭС с учетом действующих статических и динамических напряжений.

Целью данного исследования является анализ возможности решения поставленной задачи с помощью современных возможностей многофункциональных расчетных комплексов методом конечных элементов.

Результаты исследования

В качестве примера рассмотрим расчет собственных частот и форм колебаний выводного конца и соответствующей ему части кольца соединительных шин с шинодержателями. Выводной конец обмотки статора соединен с выводными шинами гибкой перемычкой и закреплен на корпусе статора. Между выводным концом и корпусом установлена резиновая прокладка. Шины в шинном кольце закреплены с помощью кронштейнов-шинодержателей. Крепление осуществляется с помощью

набора стеклотекстолитовых колодок, между которыми расположены шины и стальных шпилек ввернутых в резьбовые отверстия нажимного кольца.

Все расчетные исследования проводились с помощью многофункционального конечно-элементного расчетного комплекса.

В соответствии с практикой измерений динамических характеристик элементов лобовых частей обмотки статора, собственные частоты шин не должны попадать в отстраиваемый диапазон 90–120 Гц.

Для решения поставленной задачи, на основе предоставленной пространственной геометрической модели, разработана трехмерная конечно-элементная модель (рис. 1).

В таблице представлены основные физико-механические свойства используемых материалов.

Таблица

Физико-механические свойства материалов

Материал	Модуль упругости, E , Па	Коэффициент Пуассона, ν	Плотность, кг/м^3
Медь	$1,15 \cdot 10^{11}$	0,3	8900
Резина	$1 \cdot 10^7$	0,49	2500
Стеклотекстолит	$2 \cdot 10^{10}$	0,3	1600

Как видно из таблицы, свойства используемых материалов существенно отличаются, что необходимо учитывать при создании расчетной модели. Композиционная структура стеклотекстолита вносит дополнительную неопределенность и требует проведения серии экспериментальных работ для определения эффективных физико-механических характеристик. В модели соединительные шины представляют собой трехслойную конструкцию – проводник прямоугольного сечения (медь), стеклотекстолитовая изоляция и внутри охлаждающая вода – это дает возможность корректно моделировать жесткостные и массовые характеристики шин.

Как видно из полученных результатов (рис. 2) для выбранной модели, в спектре собственных частот модели присутствует частота 109,8 Гц, лежащая в опасном диапазоне 90–120 Гц. Это свидетельствует о возможности возникновения резонансных колебаний выводных шин на рабочем режиме.

При решении задачи не учитывалось влияние нажимной плиты. Учет податливости «заделки» – нажимной плиты может привести к дополнительному снижению частоты колебаний.

Следует отметить, что в зонах установки кронштейнов нажимная плита не является равножесткой конструкцией, в связи с этим, жесткость закрепления для каждого кронштейна является разной.

Дополнительное крепление соединительных шин осуществляется с помощью вязки между собой кольцевых участков лавсановым шнуром. Шнур предварительно пропитывается специальным составом и запекается после наложения на шины. Опыт эксплуатации генераторов показал, что лавсановый шнур имеет тенденцию к растягиванию в процессе работы турбогенератора из-за действия тепловых деформаций и релаксации напряжений в шнурах. Это приводит к ослабеванию вязок и изменению вибрационных характеристик выводных шин.

В этих условиях корректная постановка граничных условий возможна только с использованием расчетно-экспериментального подхода, когда пошагово все

закрепления моделируются и их вибрационные характеристики определяются в начале расчетным путем, а затем выполняется серия экспериментальных работ. Окончательное формирование граничных условий выполняется после сопоставления результатов независимых расчетных и экспериментальных исследований.

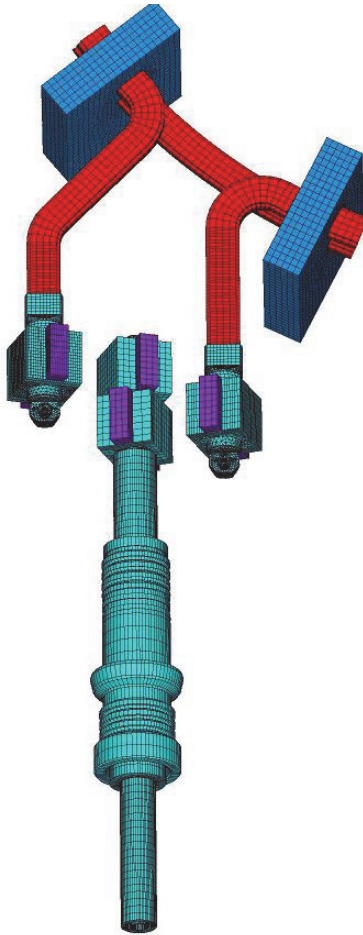


Рис. 1 – Конечно-элементная модель

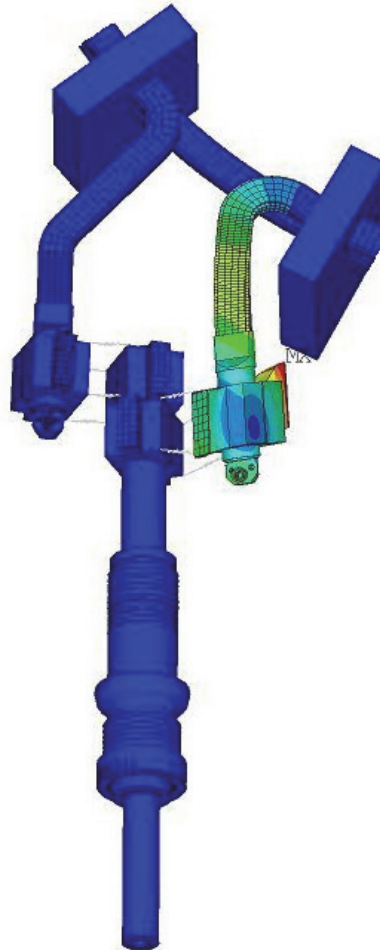


Рис. 2 – Форма изгибных колебаний.
Частота 109,8 Гц

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =14
FREQ=109.802
USUM (AVG)
RSYS=0
DMX =.329571
SMX =.329571

Выводы

1) Для применения расчетов с помощью МКЭ в инженерной практике необходимо с помощью расчетно-экспериментальных методик снять неопределенности в постановке граничных условий.

2) Стандартные граничные условия, используемые в МКЭ, а именно ограничение степеней свободы, накладываемые на узлы контактирующих поверхностей, существенно повышают жесткость системы и не всегда адекватно описывают контактные взаимодействия различных элементов конструкции.

3) Необходимо также учитывать то, что условия закрепления не являются чем-то постоянным, а могут изменяться в процессе работы.

4) Основной проблемой, затрудняющей точное определение вибрационных характеристик выводных шин статоров турбогенераторов, является существенная неопределенность в постановке граничных условий.

5) Повышение точности расчетов может быть достигнуто применением при численном моделировании характеристик полученных экспериментальным путем.

Список литературы: 1. *Титов, В. В.* Турбогенераторы. Расчет и конструкция [Текст] / В. В. Титов, Г. М. Хуторецкий, Г. А. Загородная и др. – Л.: Энергия, 1967. – 895 с. 2. *Жимолохов, О. М.* Вибрации обмотки статора 30-пазового турбогенератора мощностью 200 МВт [Текст] / О. М. Жимолохов, П. Е. Зорин, Э. Ф. Майко и др. // Электрические станции. – 1975. – № 5. – С. 47–51. 3. *Tétreault, A.* End-winding vibration monitoring. Pivotal in preventing major damage on a large turbo-generator [Электронный ресурс] / A. Tétreault, Z. Zhengping // Materials of conference Russia Power, 2012. – Электрон. дан. (1 файл). – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 4. *Poncot, C.* Type test and torsional vibration measurement of a gigatop 4-pole generator for an EPR power plant [Электронный ресурс] / C. Poncot, V. Letellier, N. Pichot, L. David // Materials of conference CIGRE, 2012. – Электрон. дан. (1 файл). – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 5. *Голоднова, О. С.* Исследование вибрации стержней обмотки в пазах статора действующего турбогенератора [Текст] / О. С. Голоднова, А. М. Бромберг, О. М. Жимолохов // РЖ. Сер. Механика. – 1975. – № 9. – С. 36. 6. *Цветков, В. А.* К расчету модели стержней обмоток статора синхронных генераторов [Текст] / В. А. Цветков // Электричество. – 1974. – № 3. – С. 77–80. 7. *Пикульский, В. А.* Анализ вибрационного состояния лобовых частей обмотки статора турбогенератора [Текст] / В. А. Пикульский, В. А. Цветков // Электротехника. – 1976. – № 7. – С. 33–36. 8. *Пикульский, В. А.* Методика расчета вибрационного состояния лобовой дуги обмотки статора турбогенератора [Текст] / В. А. Пикульский // Электротехника. – 1977. – № 2. – С. 18–21. 9. *Смирнова, Е. Н.* Расчет низших частот собственных колебаний сложной стержневой системы [Текст] / Е. Н. Смирнова // Вычислительные методы в механике и управлении: Сб. науч. трудов. – Л.: ЛПИ, 1982. – № 388. – С. 87–90.

Bibliography (transliterated): 1. Titov, V. V., et al. *Turbogenerator. Raschet i konstrukcija*. Leningrad: Jenergija, 1967. Print. 2. Zhimolohov, O. M., et al. "Vibracii obmotki statora 30-pazovogo turbogeneratora moshhnost'ju 200 MVt." *Jelektricheskie stancii* 5 (1975): 47–51. Print. 3. Tétreault, A., and Z. Zhengping. "End-winding vibration monitoring. Pivotal in preventing major damage on a large turbo-generator." *Materials of conference Russia Power, 2012*. CD-ROM. 4. Poncot, C., et al. "Type test and torsional vibration measurement of a gigatop 4-pole generator for an EPR power plant." *Materials of conference CIGRE, 2012*. CD-ROM. 5. Golodnova, O. S., A. M. Bromberg and O. M. Zhimolohov. "Issledovanie vibracii sterzhnej obmotki v pazah statora dejstvujushhego turbogeneratora." *RZh. Ser. Mehanika* 9 (1975): 36. Print. 6. Cvetkov, V. A. "K raschetu modeli sterzhnej obmotok statora sinhronnyh generatorov." *Jelektrichestvo* 3 (1974): 77–80. Print. 7. Pikul'skij, V. A., and V. A. Cvetkov. "Analiz vibracionnogo sostojanija lobovyh chastej obmotki statora turbogeneratora." *Jelektrotehnika* 7 (1976): 33–36. Print. 8. Pikul'skij, V. A. "Metodika rascheta vibracionnogo sostojanija lobovoj dugi obmotki statora turbogeneratora." *Jelektrotehnika* 2 (1977): 18–21. Print. 9. Smirnova, E. N. "Raschet nizshih chastot sobstvennyh kolebanij slozhnoj sterzhnevoj sistemy." *Vychislitel'nye metody v mehanike i upravlenii*. No. 388. Leningrad: LPI, 1982. 87–90. Print.

Поступила (received) 13.02.2014