

На правах рукописи

Штилерман Иосиф Залманович

**НЕРАВНОЖЕСТКОСТЬ РОТОРА
ДВУХПОЛЮСНОГО ТУРБОГЕНЕРАТОРА
И ЕЕ ВЫРАВНИВАНИЕ**

Специальность 01.02.06 — Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург — 2003

Работа выполнена в ОАО «Электросила»

Научный руководитель: кандидат технических наук,
профессор СПбПУ
Боровков А.И.

Официальные оппоненты: доктор технических наук
Бирюков Д.Б.

кандидат технических наук
Тихомиров С.А.

Ведущая организация – Открытое акционерное общество «Научно-исследовательский институт электроэнергетики» (ОАО «ВНИИЭ»)

Защита состоится _____ 2003 г. в _____ час. на заседании диссертационного совета Д.212.229.13 Санкт-Петербургского государственного политехнического университета по адресу: г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, корпус _____, ауд. _____

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета

Автореферат разослан _____ 2003 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор биологических наук, профессор

А.В.Зинковский

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Повышение требований к эксплуатационной надежности турбоагрегатов определяет ужесточение норм при оценке вибрационного состояния их валопроводов. Современные системы и средства мониторинга и диагностики оценивают это состояние по величине среднеквадратичного значения виброскорости (СКЗВ), а не виброперемещения, как это было ранее. Это определяет существенно больший вклад высокочастотных составляющих вибросигнала, в первую очередь – составляющей вибрации ротора агрегата с двойной оборотной частотой. Ротор двухполюсного турбогенератора (ТГ) представляет собой многоступенчатый вал, некоторые из ступеней которого имеют сечения с неравными величинами главных моментов инерции. Анизотропия (А) сечений ротора ТГ, обусловлена наличием продольных пазов, выполняемых как для размещения обмотки (в активной части ротора - бочке), так и для вентиляции (в хвостовинах ротора).

А является причиной неравножесткости (НЖ) ротора ТГ - разницы величин статических прогибов в направлении главных осей инерции сечения. НЖ обуславливает появление колебаний вращающегося ротора и его опор с частотой, равной удвоенной частоте вращения.

Аналізу колебаний НЖ валов посвящены монографии и статьи Ф.Диментберга, В.Фридмана, А.Кельзона, А.Тондла и многих других исследователей. В ряде работ (А.Гольдин, В.Олимпиев, В.Кальменс, Б.Перчанок, В.Школьник и др.) описываются результаты измерения при стендовых испытаниях и в эксплуатации статических радиальных биений и вибрации роторов с двойной оборотной частотой и анализируются их источники и причины. Некоторые конкретные конструктивные реализации систем выравнивания НЖ роторов ТГ описаны в монографиях и обзорах, посвященных вопросам проектирования, конструирования и расчета ТГ (А.Алексеев, Е.Видеман и В.Келленбергер, Е.Комар, Г.Хуторецкий,

В.Фридман, Г.Загородная, Л.Станиславский), а также в работах, обобщающих опыт эксплуатации ТГ (Ю.Азбукин и В.Аврух, С.Хазан, П.Устинов).

Литература, специально посвященная проблеме выравнивания НЖ ротора ТГ, крайне немногочисленна. Это объясняется как внешней очевидностью и простотой методов и средств устранения А, так и отсутствием методов количественной оценки эффективности систем выравнивания НЖ.

Цель работы – предложить показатель НЖ ротора ТГ и метод его количественной оценки по величине А сечений ступеней ротора, а также обосновать и определить нормативную величину этого показателя.

Задачи исследования. Для достижения поставленных целей необходимо было решить следующие задачи:

1) определить реальную величину А сечения активной части ротора (бочки) с учетом ужесточающего влияния содержащего продольных пазов (обмотки ротора);

2) получить достоверную количественную оценку эффективности и работоспособности основных конструктивных исполнений системы устранения А сечений бочки ротора – с поперечными надрезами и продольными пазами;

3) определить величины показателя НЖ для реальных ТГ производства ОАО «Электросила» (ТГЭ); сопоставив полученные величины с показателями вибрационного состояния ТГЭ, определить величину норматива (максимально допустимого значения) показателя НЖ ротора;

4) предложить и обосновать инженерные методики расчета эффективности и работоспособности основных систем устранения А.

Методы исследования. Некоторые из количественных оценок получены на основе аналитического решения дифференциальных уравнений, описывающих стержневые модели. Эффективность и работоспособность системы устранения А с помощью поперечных надрезов на полюсах бочки оценивалась по результатам вычислительного эксперимента с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Адекватность оценок, полученных с помощью стержневых моделей, проверялась как экспериментально (на натурном роторе

ТГ), так и детальным анализом с помощью МКЭ. Для оценки величины норматива НЖ использовались результаты измерения вибрации ротора и его опор при стендовых испытаниях ТГЭ и в эксплуатации.

Научная новизна. Впервые в практике электромашиностроения предложены показатель НЖ ротора – коэффициент НЖ (КНЖ) - и метод определения его величины по характеристикам А сечений ротора; указан метод определения норматива КНЖ. Обоснована необходимость учета влияния обмотки ротора на его изгибную жесткость. Впервые получены количественные оценки эффективности и работоспособности основных систем устранения А бочки ротора – с помощью канавок Лаффуна (КЛ) и с помощью продольных выравнивающих пазов на полюсах (ПВП), заполненных ферромагнитными вставками. Определены ограничения на применение КЛ как для роторов ТГ с воздушным охлаждением малой мощности, так и для ТГ предельных мощностей. Определены величины КНЖ для роторов ТГЭ, на основе сопоставления этих величин с результатами измерения вибраций роторов впервые получена величина норматива КНЖ роторов ТГ.

Достоверность результатов работы определяется, во-первых, строгостью использованного в работе математического аппарата и применением обоснованного современного численного метода – МКЭ; во-вторых, сравнительным анализом результатов с данными натуральных экспериментов и измерений при стендовых испытаниях ТГЭ и их эксплуатации.

Практическая ценность работы. Предложенные показатель НЖ, метод его расчета и способ определения норматива могут быть использованы для любых электрических машин с НЖ роторами. Разработанные методики количественной оценки эффективности и работоспособности основных систем устранения А бочки ротора являются основой для оптимального проектирования роторов ТГ.

Реализация результатов работы. По результатам работы внесены изменения в действующие в ОАО «Электросила» штатные методики расчета

ротора ТГ. Принято решение об обязательном выполнении системы устранения А бочки ротора для всех ТГЭ. Для вновь проектируемых и изготавливаемых ТГЭ используется система с ПВП. Разработаны и внедрены методики расчета параметров систем устранения А сечения бочки. Принят и введен в действие норматив НЖ ротора.

На защиту выносятся следующие основные положения:

- 1) показатель НЖ ротора и метод его расчета по А сечений ступеней;
- 2) расчетная оценка коэффициента А сечения бочки с учетом ужесточающего влияния содержимого пазов (обмотки);
- 3) результаты вычислительного эксперимента и методика расчетной оценки эффективной А сечения бочки с КЛ;
- 4) методика расчетной оценки эффективности системы устранения А с помощью ПВП на полюсах бочки;
- 5) результаты анализа зависимости “КНЖ - вибрация” и обоснование норматива КНЖ для роторов ТГЭ.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

- НТС ОАО “Электросила” (Санкт-Петербург, 2001, 2002, 2003);
- Международной научно-практической конференции “Электроэнерго 2002” (Санкт-Петербург, 2002).

Публикации. По основным результатам диссертационной работы опубликовано 6 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка литературы из 73 наименований. Работа содержит 156 страниц, включая 38 рисунков и 22 таблицы.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность проблемы и ее практическая значимость. Здесь же кратко изложено основное содержание работы.

В **первой главе** приведена сводка основных источников и возможных причин повышенной вибрации валопроводов турбоагрегатов. Отмечается, что НЖ ротора ТГ – единственный фактор, на который невозможно влиять для снижения вибрации при эксплуатации. Обоснована необходимость принимать меры по выравниванию НЖ на стадии проектирования ТГ.

В качестве величины, характеризующей неравенство главных моментов инерции I_1 , I_2 сечения вала, традиционно принимается выраженный в процентах так называемый коэффициент анизотропии (КА) ν :

$$\nu = \frac{I_2 - I_1}{I_1 + I_2} \cdot 100\% .$$

По аналогии с КА, предложено в качестве показателя (характеристики, критерия) двойкой жесткости ротора ТГ принять коэффициент остаточной (после выполнения мероприятий по выравниванию) НЖ (КНЖ):

$$N = \frac{w_1 - w_2}{w_1 + w_2} \cdot 100\% ,$$

где w_1 , w_2 – максимальные статические прогибы по направлениям главных осей инерции сечения. КА ν - “локальная” (для каждого сечения с координатой x по оси ротора) - $\nu = \nu(x)$, а КНЖ N - интегральная характеристика ротора, КНЖ есть некий функционал от КА: $N = N(\nu(x))$. Эти величины совпадают только для вала постоянного по длине сечения. Для ступенчатого вала ротора ТГ указанный функционал представляется в виде суммы:

$$N = \kappa_b \cdot \nu_b + \sum \kappa_{ei} \cdot \nu_{ei} ,$$

в которой коэффициент κ_b определяет вклад (долю) А бочки ротора (с КА сечений ν_b) в величину КНЖ, а коэффициенты κ_{ei} – вклад в величину N анизотропных участков (ступеней) хвостовины ротора с КА сечений ν_{ei} .

Вопрос о нормативе (максимально допустимом уровне) остаточной НЖ, может быть решен только после установления количественных характеристик зависимости вибрации вала ротора и/или его опор (подшипников) с двойной оборотной частотой от фактической НЖ. Для этого необходимо надежно

определять величины КНЖ для реальных роторов и располагать результатами вибрационных испытаний.

На основании рекомендаций действующих стандартов по оценке качества балансировки (уравновешивания) гибких роторов определена предельно допустимая величина СКЗВ двойной оборотной составляющей - 1,0...1,5 мм/с. Результатом анализа зависимости НЖ-вибрация будет определение величины КНЖ ротора, гарантирующей при стендовых испытаниях и при эксплуатации ТГ указанный предельный уровень СКЗВ двойной оборотной составляющей.

Описаны возможные пути снижения влияния НЖ на вибрационное состояние валопровода; показано, что наиболее приемлемым для роторов ТГ является путь максимально возможного уменьшения КА для каждой из анизотропных ступеней вала.

Для количественных оценок ротор ТГ, с приемлемой точностью, можно считать симметричным относительно его середины трехступенчатым стержнем Бернулли-Эйлера на шарнирных опорах. Коэффициенты κ_b , κ_{ei} для КНЖ определены по максимальным статическим прогибам такого вала. Приведена сводная таблица величин КА ступеней хвостовины и величин κ_b , κ_{ei} для ТГЭ.

Во **второй главе** показана необходимость учета жесткости обмотки при расчете моментов инерции сечения бочки. Обмотка ротора моделировалась многослойным стержнем с чередующимися жесткими (проводники обмотки) и податливыми (межвитковая изоляция) слоями. Предполагалось, что клинья, прижатые центробежными силами содержимого паза к головкам зубцов, деформируются при изгибе ротора так же, как и зубцы; силовая связь между валом и содержимым паза осуществляется только по внутренней поверхности клиньев; жесткие слои испытывают деформации растяжения, изгиба и поперечного сдвига, а межвитковая изоляция - только сдвига; центробежные силы, действующие на обмотку, настолько велики, что относительное проскальзывание слоев при аксиальной деформации отсутствует.

Решена система дифференциальных уравнений, описывающая деформированное состояние обмотки, как многослойного стержня. Введен эффективный момент инерции сечения бочки ротора при изгибе

$$I_{\text{эфф}} = I_{\sigma} + \beta \cdot I_o \cdot \frac{E}{E_{\sigma}},$$

где I_{σ} - момент инерции сечения стали бочки (сечения “нетто”); I_o - момент инерции обмотки относительно рассматриваемой оси изгиба; E - модуль упругости материала жестких слоев (меди); E_{σ} - модуль упругости материала вала (стали); β - коэффициент, учитывающий характер работы обмотки.

Показано, что для реальных размеров роторов ТГ величина коэффициента β отличается от единицы весьма незначительно, то есть обмотка деформируется, как единое целое с валом ротора.

Адекватность результатов анализа подтверждена как прямым измерением, в процессе изготовления и сборки, деформаций бочки ротора одного из ТГЭ, так и приведенными ниже (в четвертой главе) результатами КЭ анализа модельного многослойного стержня.

Представлена сводная таблица характеристик сечения бочки ротора для ТГЭ. Показано, что учет вклада обмотки в жесткостные характеристики бочки не влияет на величину расчетных критических частот вращения ротора; КА сечения бочки при этом снижается для роторов ТГЭ всех типов и мощностей почти вдвое, что имеет большое значение при расчете НЖ роторов.

Третья глава содержит анализ эффективности и работоспособности системы канавок Лаффуна (КЛ) – рис.1. КЛ выполняются дисковой фрезой радиуса R ; ширина канавок – b ; дно канавки выполняется плавно скругленным, радиус обычно равен половине ширины $r = b/2$, однако инструмент (фреза) может быть специально заточен для получения большего, нежели $b/2$, радиуса скругления. Глубина канавок h и расстояние между ними (шаг) s определяются условиями эффективности системы выравнивания (степенью снижения A сечения бочки), условиями прочности вала в сечении с концентратором и ограничениями, накладываемыми условиями сохранения электромагнитных

параметров ТГ. Основным достоинством КЛ является простота, технологичность и малая трудоемкость; кроме того, вполне возможно выполнять КЛ на полностью собранном роторе.

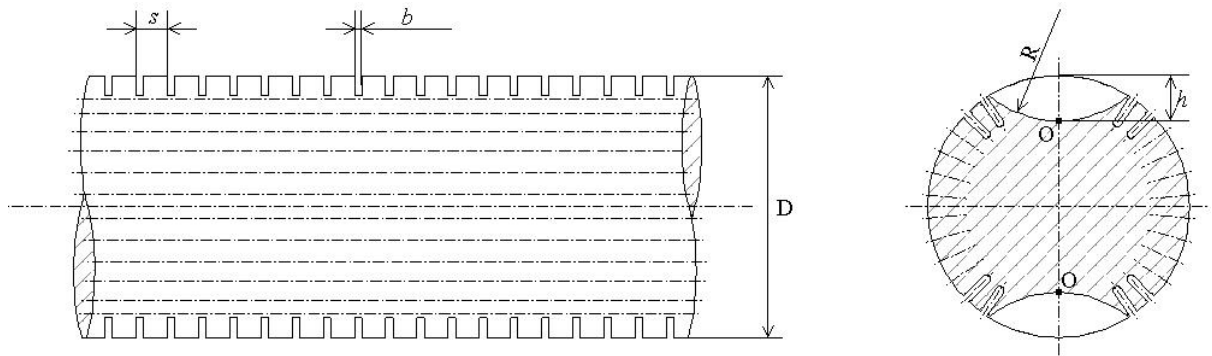


Рис.1. Бочка ротора турбогенератора с канавками Лаффуна

Применение КЛ сдерживалось из-за невозможности количественных оценок ее эффективности (величины КА бочки) и работоспособности (величины коэффициента концентрации изгибных напряжений на дне КЛ). КА сечения бочки ротора с КЛ ν , в общем случае, обусловлена следующими параметрами: начальным КА ν_0 , определяемым главными моментами инерции сечения бочки без КЛ; предельным КА ν_L - для сечения бочки по КЛ; расстоянием между КЛ (шагом), а также размерами самой КЛ:

$$\nu = \nu(\nu_0, \nu_L, s, h, R, b, D),$$

где D – диаметр бочки.

Известно небольшое число экспериментальных (на макетах и моделях) оценок величины КА сечений бочки. В этих опытах определялись зависимости ν от отношения h/s для небольшого числа сочетаний размеров КЛ (обычно – только для одного сочетания). Достоверные количественные оценки эффективности при этом - невозможны.

Спроектирован и выполнен вычислительный эксперимент - КЭ анализ деформаций модельного вала с КЛ. Для такого вала совпадают величины КНЖ и КА: $\nu = N$. Начальная А сечений модельного вала имитировалась одним пазом прямоугольного сечения, ширина B которого принималась постоянной, а глубина H - варьировалась в достаточно широких пределах, обеспечивая любую величину начального КА сечения ν_0 . При выборе области изменения

входных параметров модели учитывался диапазон изменения величины начального КА v_0 , характерного для роторов реальных ТГ (с учетом ужесточающего влияния обмотки). Максимальное и минимальное значения v_0 определяли две границы области на плоскости (v_0, v_L) . Две другие границы указанной области определялись разностью величин начального и предельного КА; эти границы условно могут быть названы “глубокими” прорезями: $v_0 - v_L = 25\%$ и “мелкими” прорезями: $v_0 - v_L = 15\%$. “Единичным экспериментом” мы называли определение зависимости КНЖ от шага s между КЛ при неизменных значениях размеров паза и КЛ. Размеры выбирались такими, чтобы точки (v_0, v_L) единичных экспериментов равномерно располагались на плоскости (v_0, v_L) , перекрывая описанную выше область. Для нескольких (v_0, v_L) расчеты проводились при различных значениях ширины прорези b , от 2 до 8 мм. Всего выполнено 186 единичных экспериментов с разным (от 8 до 12) количеством значений шага s между канавками в каждом. Величина шага изменялась от 20 до 250 мм. Результатом расчета явились 2040 значений КА (рис.2), что на два порядка больше, нежели ранее могло быть получено при исследовании на макетах валов с КЛ. В качестве выходной величины модели использовался относительный параметр θ .

$$\theta = \frac{v - v_L}{v_0 - v_L}, \quad v = v_L + (v_0 - v_L) \cdot \theta(h, R, s, b).$$

Величина θ положительна, откуда для $v \approx 0$ требуется “перерезать” (“перевыравнивать”) сечение по КЛ, то есть потребовать $v_L < 0$.

Полученные результаты - 2040 значений θ – подвергались статистической обработке стандартными методами, как обычный массив экспериментальных данных. Установлено, что величина θ достоверно не зависит от v_0 , а наиболее существенно θ зависит от тех относительных параметров, которые определяются шагом s между КЛ (рис.2).

Обработка результатов вычислительного эксперимента привела к зависимости КА v от входных параметров в виде:

$$\nu = \nu_L + (\nu_0 - \nu_L) \cdot \exp[-1,607 - 7,130\beta] \cdot \left(\frac{h}{s}\right)^{-0,700-4,073\beta}, \quad \beta = \frac{2b}{D}.$$

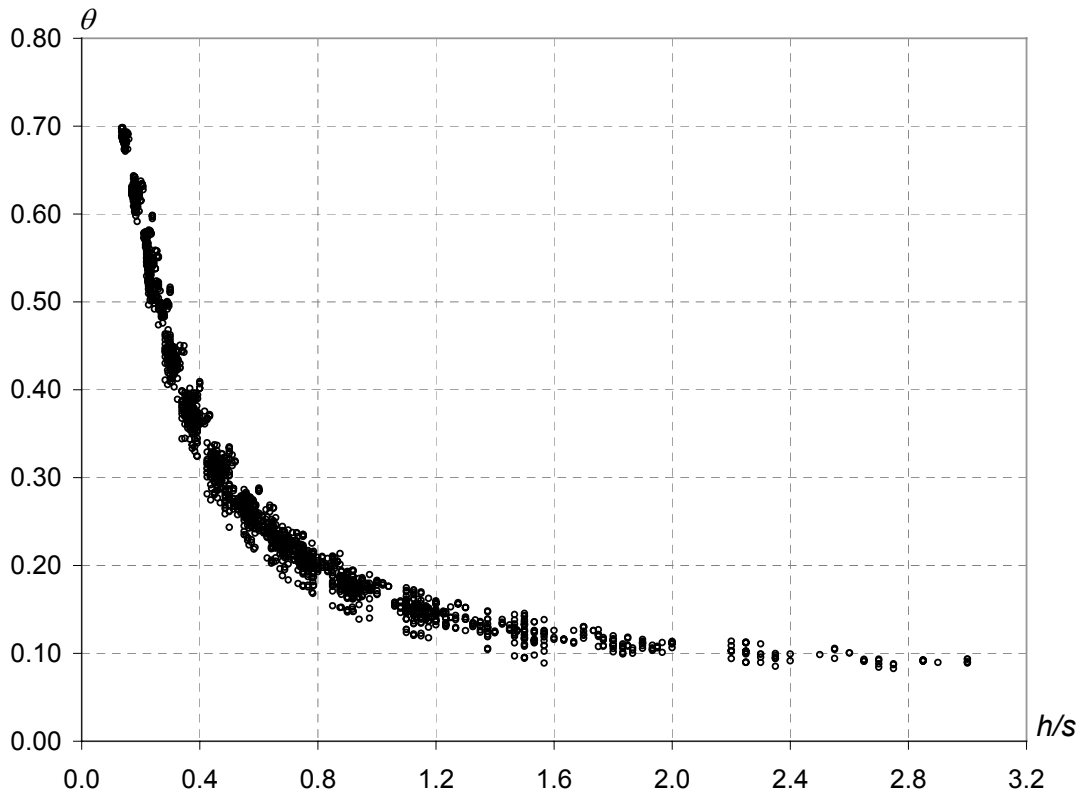


Рис.2. Расчетная зависимость КА модельного вала от шага между КЛ

С помощью КЭ анализа напряженного состояния на дне КЛ получены оценки величины коэффициента концентрации (КК) изгибных напряжений от веса ротора в зависимости от основных размеров вала ротора и КЛ. Показано, что соотношения Нейбера для КК адекватны в ограниченном диапазоне изменения этих размеров. Подтверждена и количественно оценена опасность “вторичных концентраторов” напряжений (царапины, риски, коррозионные каверны и т.п.) на дне КЛ. Величина КК для таких концентраторов может достигать значений 7...8 и более, тем самым существенно ограничивается применимость КЛ для ТГ предельных мощностей.

Предложен алгоритм для рационального проектирования системы КЛ; получены количественные оценки КА для ТГЭ. Показано, что в ряде случаев возможна корректировка размеров КЛ для уменьшения КА; в то же время, для ТГ мощностью менее 60 МВт система КЛ неэффективна в принципе.

В четвертой главе рассмотрена система ПВП на полюсах бочки, заполненных магнитными вставками – заполнителем паза (ЗП). Такой метод устранения А сечений бочки эффективен при любых геометрических размерах и позволяет выполнить на роторе ТГ полную демпферную систему. Результатом анализа известных неработоспособных или малоэффективных вариантов явилась конструкция, предложенная для ТГЭ с полным водяным охлаждением (рис.3) и применяемая в настоящее время для ТГЭ всех типов.

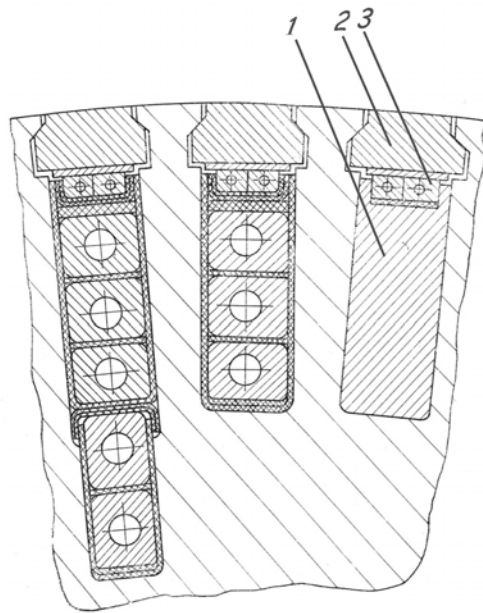


Рис.3. Сечение бочки ротора ТГ ТЗВ-800-2.

1 – заполнитель выравнивающего паза; 2 – клин; 3 – демпферная обмотка

Основные размеры ПВП – их число, ширина и высота (глубина) – определяются условиями минимального КА сечения бочки. Величинами, определяющими эффективность и работоспособность ПВП, являются коэффициент β_z эффективной жесткости ЗП (то есть степень ужесточения бочки содержимым ПВП) и амплитуда τ_m циклических напряжений сдвига в податливой прокладке. Эти величины были оценены при анализе стержневой модели ЗП, при этом предполагалось, что отрезок ЗП испытывает деформации продольного растяжения и поперечного изгиба (оценка “В”). Если h и l – соответственно, высота сечения и полудлина отрезка ЗП; E – модуль упругости

материала ЗП; G_u и δ - модуль сдвига и толщина прокладки, то β_z τ_m определяются простыми соотношениями:

$$\lambda^2 = \frac{4G_u}{E \cdot h \cdot \delta}, \quad \beta_z = \frac{1}{4} \cdot \left(1 - \frac{th(\lambda l)}{\lambda l} \right), \quad \tau_m = \sigma \cdot th(\lambda l) \cdot \frac{\lambda h}{4}$$

где σ – амплитуда изгибных напряжений в бочке ротора.

Учет в стержневой модели, кроме продольного растяжения и изгиба, еще и деформации поперечного сдвига отрезка ЗП (оценка “BS”) приводит к более громоздким выражениям для β_z и τ_m . Показано, что оценки “B” и “BS” практически совпадают при малых λl . Этим подтверждается достаточная “грубость” рассматриваемой системы выравнивания НЖ, то есть малая чувствительность выходных ее характеристик как к погрешностям задания исходных данных, так и к особенностям расчетной схемы.

Результаты эксперимента по определению сдвиговой циклической прочности прокладок, выполненных из стеклотекстолита СТЭФ, и многолетний опыт эксплуатации подобных прокладок (наработка к настоящему времени – не менее $3 \cdot 10^{10}$ циклов) показывают, что для $\tau_m = 5 \dots 7$ МПа и давлении на прокладку $70 \dots 90$ МПа ее работоспособность сохраняется.

Адекватность стержневых моделей ЗП подтверждена результатами КЭ анализа модельного составного (многослойного) стержня при его чистом изгибе. Попутно получила подтверждение обоснованность модели обмотки вращающегося ротора, как многослойного стержня, рассмотренной выше.

Проведенный анализ максимальной эффективности ПВП представляет собой, фактически, алгоритм оптимального проектирования таких систем с учетом всех ограничений. Показано, что для всех ТГ исполнение ПВП может быть унифицировано с исполнением основных (под обмотку) пазов.

Отмечается, что с 2001 года для всех вновь изготавливаемых ТГЭ устранение А бочки ротора будет осуществляться только с использованием системы выравнивания с ПВП.

В пятой главе сведены воедино результаты количественных оценок характеристик НЖ ТГЭ – табл.1. Данные сводной таблицы систематизированы и проанализированы как в историческом, так и в структурном аспектах.

Таблица 1

Характеристики неравножесткости роторов ТГЭ

Генератор	Система устранения анизотропии бочки ротора	Коэффициент неравножесткости, %				Суммарный
		Составляющие			Бочка	
		Хвостовина				
		Сторона Г	Сторона КК			
ТВВ-1200-2	КЛ	1,28	0,36	-1,50	0,14	
ТВВ-1000-2 (I)	КЛ	2,01	0,47	0,87	3,35	
ТВВ-1000-2 (II)	КЛ	0,90	0,50	0,89	2,29	
ТВВ-1000-2 (III)	ПВП	0,94	0,71	0,68	2,33	
ТВВ-800-2	КЛ	0,92	0,90	0,69	2,51	
ТВВ-500-2	КЛ	2,76	1,55	-2,61	1,70	
ТВВ-300-2 (I)	<i>отсутствует</i>	0,82	1,01	5,41	7,24	
ТВВ-300-2 (II)	КЛ	0,82	1,01	1,48	3,31	
ТВВ-320-2	КЛ	0,82	1,01	-2,25	-0,42	
ТВВ-350-2	КЛ	0,82	1,01	-1,31	0,52	
ТВВ-320-2Е	КЛ	3,20	1,62	-1,02	3,80	
ТВВ-220-2Е	<i>отсутствует</i>	1,92	0,99	3,81	6,72	
ТЗВ-800-2	ПВП	0	0,38	0,33	0,71	
ТЗВ-320-2	ПВП	0	0,44	0,68	1,12	
ТЗВ-220-2	ПВП	0	0,53	0,75	1,28	
ТЗВ-110-2	ПВП	0	0,56	0,42	0,98	
ТФ-160-2	ПВП	-0,22	0,15	2,27	2,20	
ТЗФ-160-2	ПВП	-0,35	0,11	1,05	0,82	
ТФ-110-2	ПВП	-0,27	0,17	2,71	2,61	
ТЗФ-110-2	ПВП	-0,27	0,17	0,82	0,72	
ТФ-60-2	ПВП	0	0,44	1,62	2,06	
ТЗФ-60-2	ПВП	0	0,44	0,84	1,28	
ТФ-36-2	ПВП	-0,09	0,21	1,00	1,12	
ТФ-25-2	ПВП	-0,07	0,24	0,72	0,89	
ТА-12-2	ПВП	-0,36	-0,23	0,27	-0,32	
ТА-6-2	ПВП	-0,51	-0,23	0,19	-0,55	

Наибольшую величину КНЖ имеют роторы ТГЭ с водородно-водяным охлаждением (типа ТВВ). У ТГ этого типа, имеющих систему устранения А бочки, большая величина суммарного КНЖ обусловлена высокой А хвостовин вала. Для ТГ с другими системами охлаждения, при оптимизации параметров и размеров системы устранения А бочки, величина КНЖ ротора не превышает 1,0...1,3 %. Две конструкции системы устранения А бочки – с КЛ и с ПВП –

практически, не отличаются по конечному результату применения, обеспечивая, при оптимальных их параметрах, малую остаточную А. При этом эффективное применение системы с КЛ возможно не во всех случаях, в отличие от конструкции с ПВП.

Сопоставление величин КНЖ роторов с результатами измерения вибраций опор ротора с частотой 100 Гц (рис.5) показало, что, с высокой степенью достоверности, уровень вибрационного состояния ротора коррелирует с величиной КНЖ. Статистический анализ зависимости КНЖ-вибрация позволил оценить нормативное (максимально допустимое) значение КНЖ. Именно, для того, чтобы обусловленный НЖ уровень вибрации опор с частотой 100 Гц не превышал величины 1,0...1,5 мм/с, необходимо обеспечить при проектировании ротора величину его КНЖ не более 1,5 %.

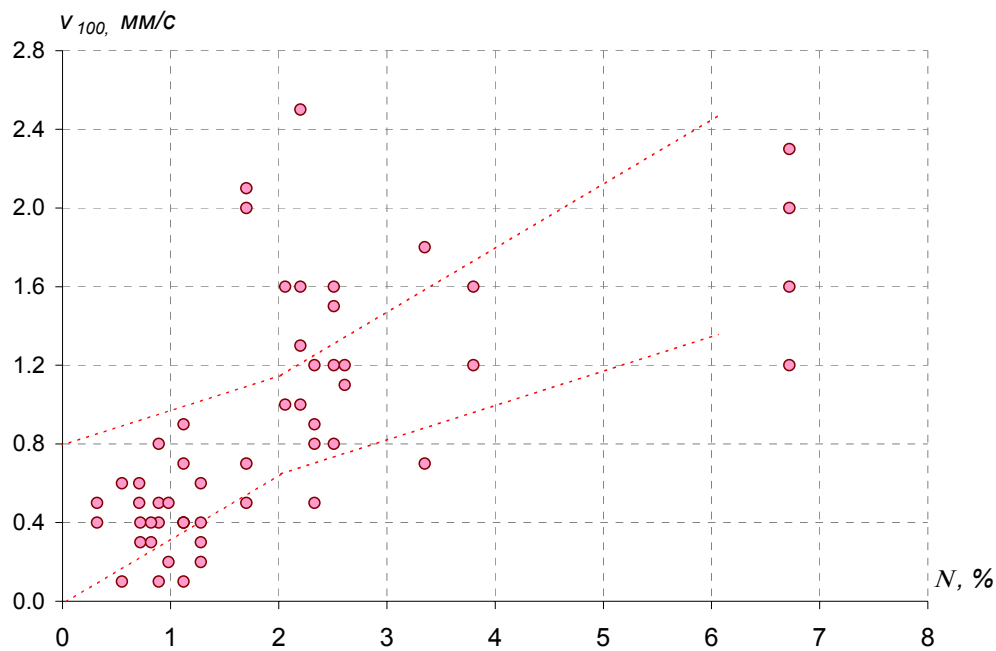


Рис.4. Зависимость виброскорости опор ротора от КНЖ (ТГЭ)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) В качестве показателя НЖ ротора ТГ предложено принять величину КНЖ, определяемую через КА анизотропных ступеней вала ротора. Последние могут быть вычислены по основным размерам ротора.

2) Показано, что при вычислении моментов инерции сечения бочки вращающегося ротора необходимо учитывать жесткость его обмотки,

уложенной в продольные пазы на бочке. Этот вывод подтвержден как непосредственным измерением деформаций бочки ротора одного из ТГЭ, так и результатами КЭ анализа модельного многослойного стержня, имитирующего обмотку. При таком учете величина КА сечения бочки снижается для роторов ТГ всех типов и мощностей почти вдвое, что существенно важно при расчете систем выравнивания НЖ роторов.

3) Спланирован и проведен полномасштабный (более 2000 вариантов сочетаний основных размеров) вычислительный эксперимент для определения эффективности системы КЛ. Впервые предложены соотношения для количественной оценки эффективности КЛ.

4) Выполнен КЭ анализ напряженного состояния на дне КЛ. Получены оценки величины КК изгибных напряжений от веса ротора в зависимости от основных размеров вала ротора и КЛ. Показано, что соотношениями Нейбера для КК можно пользоваться в ограниченном диапазоне изменения этих размеров. Подтверждена и количественно оценена опасность “вторичных концентраторов” напряжений на дне КЛ. Такие концентраторы существенно ограничивают применимость КЛ, как способа устранения А сечения бочки для ТГ предельных мощностей.

5) Определены количественные характеристики эффективности и работоспособности системы с ПВП. Предложены соотношения для выбора геометрии ПВП, показано, что для всех ТГЭ исполнение ПВП может быть унифицировано с исполнением основных (под обмотку) пазов.

6) Приведены величины КНЖ роторов ТГЭ, показано, что обе конструкции – с КЛ и с ПВП - не отличаются по конечному результату применения при оптимальных их параметрах. При этом эффективное применение КЛ возможно не во всех случаях в отличие от конструкции с ПВП.

7) Определено нормативное значение КНЖ для роторов ТГ - 1,5 %. При этом значении КНЖ величина СКЗВ подшипников с частотой 100 Гц не превышает 1,0...1,5 мм/с.

8) Разработаны и внедрены в расчетную практику методики оценки эффективности и работоспособности конструкций устранения А бочки ротора.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Иогансен В.И., Штилерман И.З Влияние обмотки на изгибную жесткость вращающегося ротора // Сб. Электросила. Опыт, пробл.,исслед. – 1979.- № 32.- С.93-97.
2. Особенности механики роторов турбогенераторов с полным водяным охлаждением / В.И.Иогансен, И.А.Кади-Оглы, В.П.Чернявский, П.И.Чашник, А.Б.Шамсонов, И.З.Штилерман // Исследования генераторов с полным водяным охлаждением. - Л.: ВНИИЭлектромаш, 1983. - С.22 –28.
3. Опыт решения основных проблем конструкции мощных турбогенераторов с полным водяным охлаждением / И.А.Кади-Оглы, В.П.Чернявский, В.И.Иогансен, Ю.Ф.Антонов, О.Я.Данилевич, В.В.Коган, П.И.Чашник, И.З.Штилерман // Создание и исследование новых типов генераторов. - Л.: ВНИИЭлектромаш, 1991. - С.10 – 15.
4. Иогансен В.И., Кади-Оглы И.А, Штилерман И.З. Двоякая жесткость бочки ротора турбогенератора и методы ее выравнивания // Электроэнерго-2002: Тез.докл.науч.-практич.конф. 9-12 сентября 2002 г. – СПб, 2002. – С.30.
5. Довгер Н.Е., Соколов Д.Ю., Штилерман И.З. Канавки Лаффуна: эффективность и работоспособность // Электроэнерго-2002: Тез.докл.науч.-практич.конф. 9-12 сентября 2002 г. – СПб, 2002. – С.32.
6. Неравножесткость ротора двухполюсного турбогенератора / В.И.Иогансен, Н.Е.Довгер, И.А.Кади-Оглы, Д.Ю.Соколов, И.З.Штилерман // Сб. Электросила. Опыт, пробл.,исслед. – 2003.- № 42.- С.86-101.