

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

# ЭЛЕКТРИЧЕСТВО СЕГОДНЯ

ISSN 0201-4564

2013 10

## ПОДГОТОВКА ПЕРСОНАЛА

Использование электронного обучения при подготовке персонала Системного оператора

## ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Практический опыт внедрения сотовых надбандажных уплотнений на блоках сверхкритического давления мощностью 250 – 800 МВт

Информационная поддержка оператора при пусках турбины 228 МВт

Методы комплексного анализа надёжности теплоснабжения

## ЭНЕРГОСИСТЕМЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СЕТИ

Точка минимального напряжения на длинных линиях и её использование для выявления слабой связи энергосистемы

Использование методов искусственного интеллекта при определении мест повреждений воздушных линий электропередачи

## ОБОРУДОВАНИЕ СТАНЦИЙ И ПОДСТАНЦИЙ

Исследования крутильных колебаний валопроводов турбоагрегатов

Двухпоточный двухходовой вращающийся регенеративный воздухоподогреватель

## ХРОНИКА

Новости электротехнических и электроэнергетических компаний

Конференции, выставки, совещания



## Практический опыт внедрения сотовых надбандажных уплотнений на блоках сверхкритического давления мощностью 250 – 800 МВт

- **Лисянский А. С.**, канд. техн. наук, ОАО “Силовые машины”, “Ленинградский металлический завод”
- **Грибин В. Г.**, доктор техн. наук, НИУ “Московский энергетический институт”
- **Сахнин Ю. А.**, ЗАО “Уральский турбинный завод”
- **Фатьков О. В.**, ОАО “Южный инженерный центр энергетики”, Московский филиал
- **Горлицын К. В.**, ООО НПП “АРМС”
- **Ушинин С. В.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук, ООО НПП “АРМС”

Рассмотрен практический опыт внедрения сотовых уплотнений в проточных частях паровых турбин на сверхкритическое давление пара (СКД) мощностью 250 – 800 МВт. Представлены наиболее распространённые конструкции надбандажных и концевых сотовых уплотнений, применяемых при разработке новых турбоагрегатов, а также модернизации действующего паротурбинного оборудования. Приведены результаты стендовых исследований по сравнительной оценке расходных и силовых характеристик сотовых, радиальных и осерадиальных уплотнений. Проанализированы результаты тепловых испытаний по оценке эффективности установки сотовых надбандажных уплотнений в ЦВД турбоагрегатов Т-250/300-240 ТЭЦ-21 ОАО “Мосэнерго” и К-800-240-5 Пермской ГРЭС ОАО “ОГК-1”.

**Ключевые слова:** сотовое уплотнение, паровая турбина, турбоагрегат, коэффициент полезного действия, проточная часть, тепловые испытания, сверхкритическое давление, расходные и силовые характеристики, низкочастотная вибрация.

Одним из направлений работ в области улучшения тепломеханических и эксплуатационных показателей действующего паротурбинного оборудования является модернизация проточных частей с применением усовершенствованных конструкций уплотнений с сотовой поверхностью. Только за счёт уменьшения радиальных зазоров при установке сотовых надбандажных уплотнений повышение относительного внутреннего КПД цилиндра высокого давления составляет 0,6 – 1,7%, при этом максимальное увеличение достигается при оснащении всех ступеней цилиндра, включая регулирующую.

**Конструкции сотовых уплотнений, применяющихся при модернизации проточных частей паровых турбин мощностью 250 – 800 МВт.** В последнее десятилетие Научно-производственным предприятием “АРМС” (г. Москва) совместно с заводами – изготовителями паровых турбин ОАО “Силовые машины” (г. Санкт-Петербург) и ЗАО “Уральский турбинный завод” (УТЗ) (г. Екатеринбург) с использованием производственного потенциала ОАО НПП “Мотор” (г. Уфа) выполнена разработка и внедрение над-

бандажных и концевых сотовых уплотнений на турбоагрегатах (ТА) мощностью 250 – 800 МВт.

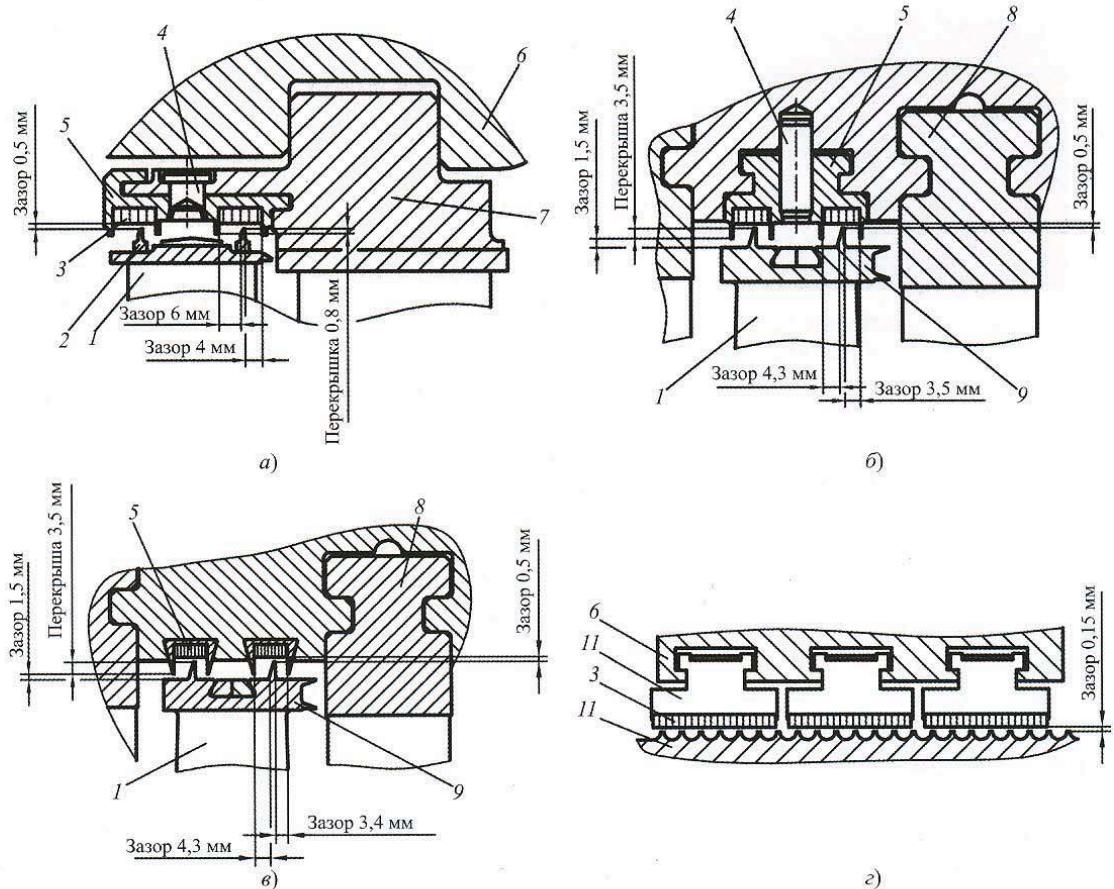
Несколько базовых конструкций сотовых уплотнений, применяемых в настоящее время в проточных частях турбоагрегатов СКД, показаны на рис. 1.

Сотовые уплотнения по рис. 1, а, г установлены на более чем 170 паровых турбинах Т-100-130, К-200-130, ПТ-60-130, ПТ-80-130, а также их модификациях.

С целью повышения надёжности и оптимизации конструкции сотового уплотнения, ОАО “Силовые машины”, НПП “АРМС” и НИУ “МЭИ” проведены стендовые исследования износа уплотняющих элементов (гребня ротора и сотового блока с диаметрами ячейки сот 0,9 мм, 1,1 мм, 1,5 мм) при их взаимном контакте. Испытания выполнялись на различных режимах вращения (2 – 1600 об/мин) при максимальной глубине врезания до 4,0 мм в сотовую поверхность.

Анализ результатов показал, что сотовые блоки с диаметром ячейки 0,9 – 1,5 мм и толщиной стенки 0,05 мм достаточно “мягкие” и легко прорезаются при контакте, а гребни ротора имеют незначительное истирание без признаков нагрева (отсутствие цветов побежалости). Вырывов и отслоений сотовых

<sup>1</sup> Ушинин Сергей Владимирович: 6757851@mail.ru



**Рис. 1. Конструкции надбандажных сотовых уплотнений ЦВД и ЦСД турбоагрегатов Т-250/300-240 (а), К-300-240 и К-660-240 (б), К-300-240, К-330-240МР и К-800-240 (в), а также ЦСД-2 и ЦНД турбоагрегата Т-250/300-240 (д):**  
 1 – лопатка ротора; 2 – гребень ротора; 3 – сотовый блок; 4 – штифт; 5 – сотовая вставка; 6 – обойма; 7 – диафрагма; 8 – направляющая лопатка; 9 – бандаж лопатки; 10 – втулка ротора; 11 – сегмент сотового концевого уплотнения

вой поверхности после испытаний не наблюдалось.

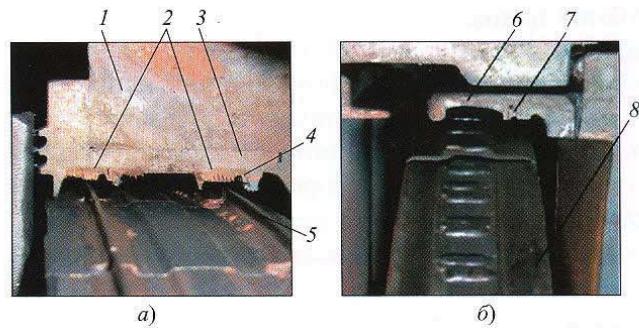
Предпочтительными по прирабатываемости сотовой поверхности для дальнейшего применения в проточных частях паровых турбин выбраны сотовы с ячейкой 1,5 мм.

На рис. 2 представлены фотографии обоймы регулирующей ступени ЦВД и диафрагмы ЦСД ТА К-200-130, на которых виден наиболее характерный износ сотовых и традиционно применяемых радиальных уплотнений. При первом пуске на одном из турбоагрегатов, прошедших капитальный ремонт, был зафиксирован рост вибрации роторов высокого и среднего давления (не связанный с установкой сотовых уплотнений) до значений 11,2 мм/с. Осмотр надбандажных уплотнений проточной части ЦВД показал наличие выработки сотовой поверхности до 3–4 мм в радиальном направлении и до 1–2 мм в осевом; износ гребней бандажа ротора при этом отсутствовал.

В этом же случае наблюдалось полное истирание уплотняющих гребней традиционных проточных уплотнений, расположенных на диафрагме ЦСД.

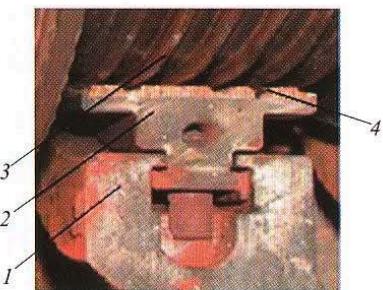
На рис. 3 показано концевое сотовое уплотнение ЦНД турбоагрегата Т-250/300-240 после 5 лет эксплуатации. Выработка сотовой поверхности

составила в радиальном направлении до 1,0–2,5 мм, в осевом – до 3,5–4,0 мм, цвета побежалости отсутствуют. Износ сотовой поверхности в осевом направлении соответствует значениям относительного перемещения ротора. По результатам ревизии состояние сотовой поверхности признано удовлетворительным и уплотнение допущено к дальнейшей эксплуатации без замены и ремонта [1].



**Рис. 2. Надбандажное сотовое уплотнение проточной части ЦВД (а) и надбандажное радиальное уплотнение проточной части ЦСД (б) турбоагрегата К-200-130 после задеваний:**

1 – обойма регулирующей ступени; 2 – сотовый блок; 3 – сотовое уплотнение; 4 – выработка сотовой поверхности; 5 – гребень бандажа; 6 – диафрагма; 7 – гребень статора (износ 100%); 8 – бандаж лопаток



**Рис. 3. Концевое сотовое уплотнение ЦНД турбоагрегата Т-250/300-240 после 5 лет эксплуатации:**

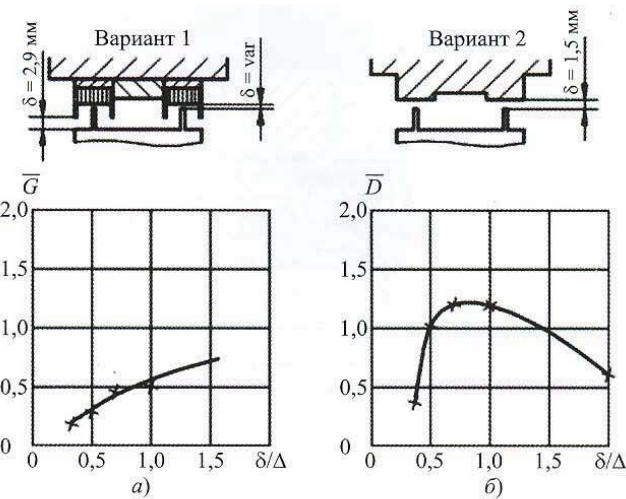
1 – обойма; 2 – сегмент уплотнения; 3 – гребни ротора; 4 – выработка сотовой поверхности

Опыт эксплуатации в системе ОАО “Мосэнерго” турбоагрегатов Т-250/300-240 [2] также подтверждает эффективность применения сотовых концевых уплотнений ЦСД-2 и ЦНД: нормализовалась работа эжекторов, снизилось обводнение масла, расширился диапазон относительных перемещений РСД-2.

Выработка сотовой поверхности, как правило, происходит на переходных режимах работы турбоагрегата (пуск из холодного состояния, прохождение критических частот валопровода, остановы и др.), когда уплотняющие элементы проточной части занимают промежуточное положение относительно друг друга. При установившемся режиме работы турбины гребни ротора занимают своё рабочее положение (отличное от промежуточного) над той частью сотовой поверхности, на которой нет выработки. Протечка пара через сотовые уплотнения практически не увеличивается, и как надбандажные, так и концевые уплотнения продолжают эффективно работать при минимально допустимых зазорах.

На основании большого объёма статистических данных, полученных при осмотре проточных частей паровых турбин, для технического персонала электростанций разработаны и согласованы с ОАО “Силовые машины” и ЗАО “УТЗ” технические условия, предназначенные для оценки состояния надбандажных, диафрагменных и концевых сотовых уплотнений, определяющие порядок дефектации, критерии допуска к дальнейшей эксплуатации, а при необходимости объём и содержание ремонтно-восстановительных мероприятий, выполняемых в период проведения капитального ремонта турбоагрегата.

**Результаты стендовых исследований.** Для оптимизации геометрических размеров сотовых ячеек и определения минимально допустимых зазоров в надбандажных уплотнениях проточных частей турбоагрегатов на сверхкритическое давление на стенах кафедры паровых и газовых турбин им. А. В. Щегляева в НИУ “МЭИ” совместно с ОАО “Силовые машины” и НПП “АРМС” проведены исследования силовых и расходных характеристик сотовых, радиальных и осерадиальных



**Рис. 4. Графики зависимости отношений расходных  $\bar{G}$  (а) и силовых  $\bar{D}$  (б), характеристик сотового и радиального уплотнений:**

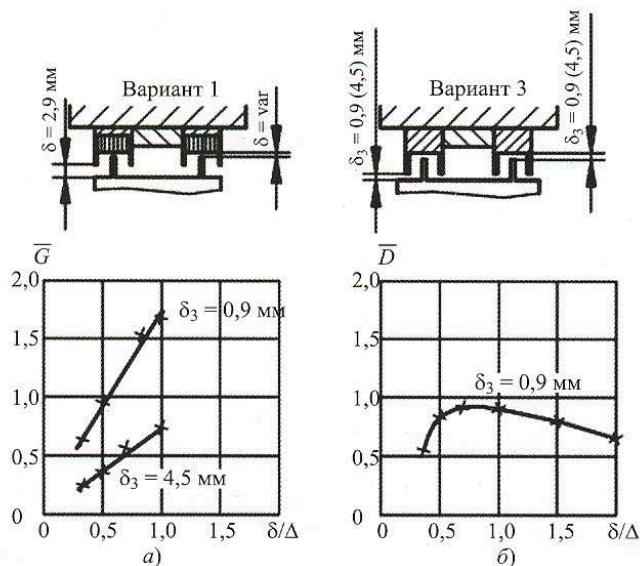
$\delta$  – зазор в уплотнении;  $\Delta = 1$  мм – толщина гребня

надбандажных уплотнений, по своим геометрическим характеристикам идентичных применяемым в проточных частях паровых турбин [3, 4]. Для корректного сравнения все полученные результаты приведены к единым начальным параметрам потока (начальное давление перед уплотнениями  $P_0 = 124$  кПа, температура перед уплотнениями  $t_0 = 32^\circ\text{C}$ , окружная составляющая скорости потока на входе в уплотнение  $C_0 = 42$  м/с, отношение давления за уплотнением к давлению перед уплотнением  $\varepsilon = 0,806$ ).

Приведённые на рис. 4 зависимости относительного (к расчётному значению) расхода  $\bar{G}$  и относительной жёсткости  $\bar{D}$  неконсервативной аэродинамической силы (АС) получены для условия  $\delta_{\text{вар.1}} = \text{var}$ ,  $\delta_{\text{вар.2}} = \text{const} = 1,5$  мм, при этом вариант 1 идентичен сотовым надбандажным уплотнениям ЦВД турбин Т-100-130, ПТ-60-130, К-200-130, К-300-240, К-660-240, а вариант 2 соответствует радиальным уплотнениям, традиционно применяемым в ЦВД турбин ПТ-60-130, Р-50-130, К-200-130.

Анализ зависимостей (рис. 4) показывает, что расход  $G$  через сотовое уплотнение при рабочем зазоре  $\delta = 0,5$  мм составляет 40% расхода через радиальное уплотнение с рабочим зазором 1,5 мм. Жёсткость аэродинамической неконсервативной силы  $D$  сотового уплотнения при зазорах меньше 0,5 мм имеет тенденцию к резкому снижению, по сравнению с жёсткостью прямоточного уплотнения с радиальным зазором  $\delta = 1,5$  мм.

Приведённые на рис. 5 зависимости относительного расхода  $\bar{G}$  и относительной жёсткости  $\bar{D}$  неконсервативной АС получены при  $\delta_{\text{вар.1}} = \text{var}$ ,  $\delta_{\text{вар.3}} = \text{const} = 0,9$  (4,5) мм (исследовались два уплотнения осерадиального типа с зазором по уплотняющей поверхности, равным 0,9 и 4,5 мм), при этом вариант 3 идентичен надбандажным осеради-



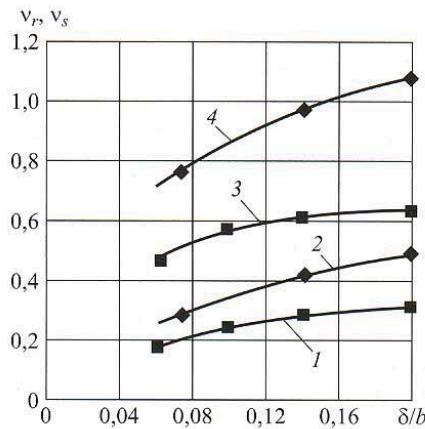
**Рис. 5. Графики зависимости отношений расходных  $\bar{G}$  (а) и силовых  $\bar{D}$  (б) характеристик сотового и осерадиального уплотнений:**  
обозначения см. рис. 4

альным уплотнениям, применяемым в ЦВД турбин Т-100-130, К-300-240, Т-250-240.

Расход через сотовое уплотнение при рабочем зазоре  $\delta = 0,5$  мм практически равен расходу через осерадиальное уплотнение с рабочим радиальным зазором 0,9 мм, при этом жёсткость неконсервативной составляющей аэродинамической силы сотового уплотнения ниже на 10 – 15%, по сравнению с осерадиальным уплотнением. Расход через сотовое уплотнение при рабочем зазоре  $\delta = 0,5$  мм составляет 40% расхода через осерадиальное уплотнение с зазором, равным 4,5 мм.

В ходе экспериментов с помощью пневтометрического зонда были измерены скорости и направления потока в надбандажной камере на границах статора и ротора. При проведении сравнений параметров вихря ( $v_r$ ,  $v_s$ ) можно сделать заключение: в сотовом уплотнении интенсивность вихря значительно ниже, чем в уплотнении с гладкими стенками надбандажной камеры. На некоторых режимах снижение составляло до 30%. При малых радиальных зазорах ( $\delta \leq 0,5$  мм) в камерах устанавливалось практическое канальное течение. Зафиксировано уменьшение разницы между абсолютными значениями  $v_r$  и  $v_s$  в сотовых уплотнениях во всём диапазоне относительных зазоров, по сравнению с уплотнениями с гладкой стенкой (рис. 6).

По-видимому, повышенная шероховатость сотовой поверхности существенно снижает окружную составляющую потока в надбандажной камере (способствует гашению вихря) и, следовательно, уменьшает неконсервативную составляющую аэродинамической силы, подтверждая предположение о том, что применение сотовой поверхности в надбандажном уплотнении не является дестаби-



**Рис. 6. Параметры вихря на поверхности статора ( $v_s$ ) и ротора ( $v_r$ ) уплотнений:**

1, 3 – соответственно  $v_r$  и  $v_s$  для сотового уплотнения; 2, 4 – соответственно  $v_r$  и  $v_s$  для уплотнения с гладкими стенками;  $\delta$  – зазор в уплотнении;  $b = 5$  мм – высота камеры уплотнения

лизирующими фактором, способствующим возникновению низкочастотной вибрации ротора [4].

**Результаты тепловых испытаний блока Т-250/300-240 ОАО “Мосэнерго”.** В 70-е годы прошлого столетия при промышленном освоении турбин типа Т-250-240 в “Мосэнерго” при достижении турбоагрегатом пороговой мощности [5] возникала низкочастотная вибрация ротора высокого давления. Её удалось предотвратить после внедрения предложенных ЗАО “УТЗ” виброустойчивых осерадиальных надбандажных уплотнений с радиальными зазорами по уплотняющей поверхности, составляющими 4,5 – 5,0 мм.

Опыт эксплуатации сотовых уплотнений на различных типах паровых турбин [6], в том числе на блоках СКД с реактивным облопачиванием (К-330-240МР, К-660-240), а также анализ полученных экспериментальных данных позволили специалистам НПП “АРМС” разработать и согласовать с ЗАО “УТЗ” конструкцию сотовых надбандажных уплотнений ЦВД с радиальными зазорами, составляющими 0,5 – 0,7 мм. Конструктивные решения, представленные на рис. 1, а, внедрены на 2 – 12-й степенях ЦВД четырёх турбин Т-250/300-240: ст. № 8, 9 ТЭЦ-21, ст. № 3 ТЭЦ-26, ст. № 6 ТЭЦ-25 ОАО “Мосэнерго”.

Работы выполнялись энергомонтным предприятием “ТЭР-Москва”.

Кроме надбандажных сотовых уплотнений ЦВД, на перечисленных турбоагрегатах для повышения маневренности и исключения присосов в вакуумную систему установлены концевые сотовые уплотнения в обоймах ЦСД-2 и ЦНД с зазорами по уплотняющей поверхности, равными 0,15 – 0,20 мм. С целью создания дополнительных камер расширения и снятия термоусталостного поверхностного слоя металла по рекомендации ЗАО “УТЗ” выполнена проточка насадных втулок роторов (рис. 1, г).

Специалистами Московского филиала ОАО “Южный инженерный центр энергетики” выполнены тепловые испытания для оценки эффективности внедрения сотовых надбандажных уплотнений на турбоагрегате Т-240/300-240 ст. № 8 ТЭЦ-21.

На рис. 7 построены зависимости изменения внутреннего относительного КПД ЦВД ( $\eta_{oi}^{цвд}$ ) от расхода свежего пара на этой турбине.

Во всём диапазоне паровых нагрузок получено увеличение  $\eta_{oi}^{цвд}$  – от 1,25% при расходе свежего пара 640 т/ч до 1,68% при нагрузках, близких к максимальной (910 т/ч), что соответствует увеличению мощности ЦВД приблизительно на 1,5 МВт. По расчётом завода-изготовителя ожидалось увеличение КПД на 0,7 – 1,0%. В период капитального ремонта кроме установки сотовых надбандажных уплотнений 2 – 12-й ступеней, дополнительных работ, способных повлиять на изменение относительного внутреннего КПД ЦВД, не выполнялось.

Вторым критерием определения эффективности модернизации является оценка изменения протечек пара в проточной части ЦВД, по расхождению зависимостей внутреннего относительного КПД ЦВД в опытах с включённой регенерацией и без неё [7]. Расхождение величин  $\eta_{oi}^{цвд}$  до выполнения реконструкции составляло около 1,1%, после проведения реконструкции не превышает 0,2%, что свидетельствует о снижении суммарных надбандажных протечек.

При модернизации ЦВД с уменьшением радиальных зазоров в надбандажных уплотнениях для сохранения виброустойчивости валопровода турбоагрегата во всём диапазоне нагрузок необходимо особо тщательно выполнять ремонтные операции при сборке турбоагрегата, с соблюдением требований формулляра и рекомендаций завода-изготовителя, а именно:

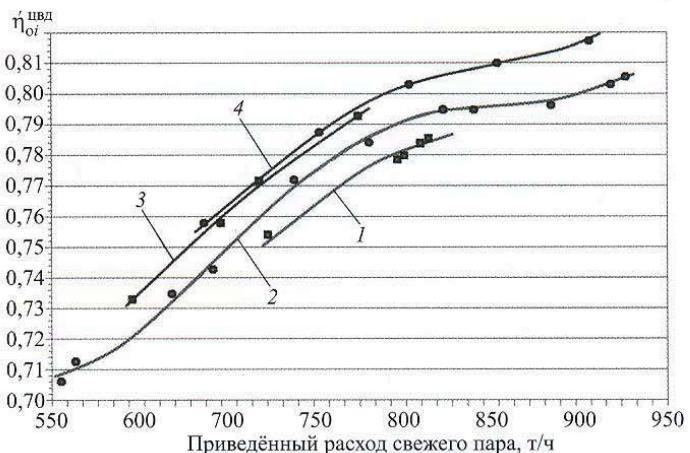
центровку элементов проточной части цилиндра с выставлением заданных радиальных и осевых зазоров, с учётом возможных короблений обойм и внутреннего цилиндра высокого давления;

центровку роторов по расточкам и полумуфтам;

выверку уклонов роторов по шейкам подшипников и равномерное распределение нагрузки по опорам валопровода с учётом их перемещений в процессе изменения теплового состояния турбины;

ремонт вкладышей, проверку и подгонку зазоров в опорных подшипниках турбины.

После проведения реконструкции на четырёх модернизированных турбинах Т-250/300-240 низкочастотная вибрация на подшипниках ротора высокого давления, в том числе на номинальном режиме ( $N = 250$  МВт,  $G = 900$  т/ч), или полностью отсутствует, или не превышает значений 0,1 мм/с, что полностью соответствует требованиям ПТЭ [8].



**Рис. 7. Изменение внутреннего относительного КПД ЦВД турбины Т-250/300-240 ст. № 8 ТЭЦ-21 ОАО “Мосэнерго” до и после установки сотовых надбандажных уплотнений:**

1, 2 – режим соответственно с отключёнными и включёнными ПВД (первый этап испытаний); 3, 4 – режим соответственно с отключёнными и включёнными ПВД (второй этап испытаний); расход приведён к номинальным значениям давления (23,5 МПа) и температуры (540°C) свежего пара

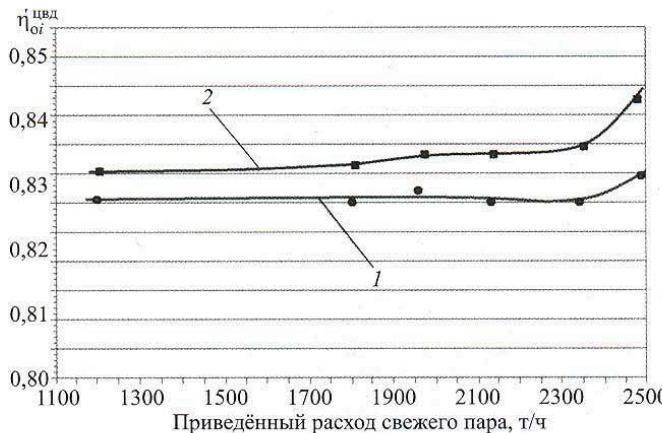
Аналогичные результаты были получены при испытаниях после установки на 3 – 10-й ступенях ЦВД турбоагрегата К-800-240-5 ст. № 1 Пермской ГРЭС сотовых надбандажных уплотнений, конструкция которых близка к показанной на рис. 1, в (испытания проводились Московским филиалом ОАО “Южный инженерный центр энергетики”).

Как видно на рис. 8, внутренний относительный КПД цилиндра увеличился во всём диапазоне расхода свежего пара. Наибольшее приращение – 1,28% (около 3,8 МВт) – зафиксировано на номинальных режимах работы турбоагрегата ( $N = 800$  МВт,  $G = 2500$  т/ч).

Изменения  $\eta_{oi}$  отсека “автоматический стопорный клапан (ACK) – 9-я ступень” с модернизированными надбандажными уплотнениями всех ступеней были в диапазоне расходов свежего пара (1150 – 2480 т/ч) ещё больше и составляли от 1,7 до 2,9% (рис. 9).

Меньшее абсолютное значение КПД этого отсека, по сравнению с КПД всего ЦВД, объясняется влиянием не оснащённой сотовыми уплотнениями регулирующей ступени, удельный вес которой в срабатываемом теплоперепаде для отсека “ACK – 9-я ступень” существенно выше, чем для цилиндра в целом.

Представленные экспериментальные данные подтверждают расчётные значения увеличения  $\eta_{oi}^{цвд}$  на 0,5 – 0,7%, полученные специалистами СКБ “Турбина” при газодинамическом моделировании протечек через сотовые надбандажные уплотнения для реальных радиальных зазоров, установленных в диапазоне  $\delta = 0,95 \div 1,18$  мм при центровке проточной части ЦВД этой турбины Пермской ГРЭС.



**Рис. 8. Изменение внутреннего относительного КПД ЦВД турбины К-800-240-5 ст. № 1 Пермской ГРЭС “ОГК-1” до и после установки сотовых надбандажных уплотнений:**

1, 2 – первый и второй этапы испытаний; расход приведён к номинальному значению температуры ( $540^{\circ}\text{C}$ ) свежего пара

Около половины суммарного увеличения внутреннего относительного КПД ЦВД на 1,28% можно отнести к эффекту проведённой модернизации надбандажных уплотнений, а оставшийся прирост получен за счёт проведённых ремонтных мероприятий на ЦВД при выполнении капримонта.

## Выводы

1. Разработанные конструкции сотовых надбандажных и концевых уплотнений позволяют производить их установку в проточные части турбоагрегатов мощностью 250 – 800 МВт на сверхкритическое давление.

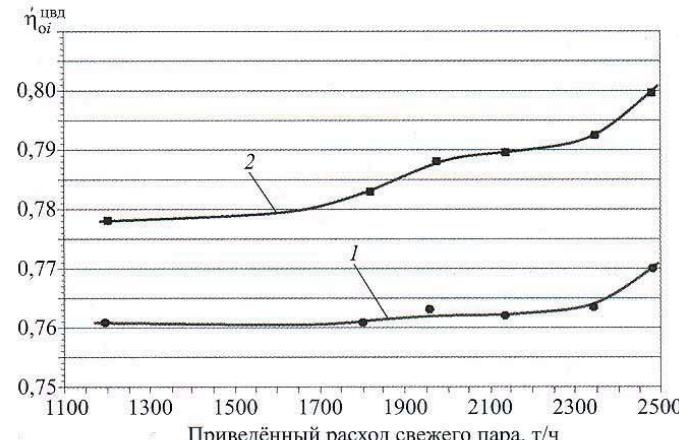
2. Сотовые уплотнения обеспечивают повышение внутреннего относительного КПД цилиндров ВД по сравнению с традиционными видами уплотнений, применяемыми в паровых турбинах.

3. Установка надбандажных сотовых уплотнений в ЦВД турбоагрегатов мощностью 250 – 800 МВт, при выполнении рекомендаций разработчика, не вызывает низкочастотной вибрации ротора высокого давления.

Опыт показывает также, что для обеспечения длительной надёжной работы сотовых уплотнений, как и любых уплотнений с малыми зазорами, в конструкции паровых турбин должна обеспечиваться концентричность цилиндров и роторов при длительной эксплуатации, различных режимах и изменениях нагрузки.

С помощью соответствующих эксплуатационных мероприятий должна обеспечиваться также высокая чистота пара, подаваемого в турбину, и отсутствие в нём частиц, образующихся в результате коррозии или окисления.

4. С учётом положительного опыта применения сотовых конструкций целесообразно провести их испытания на регулирующей ступени, а также в



**Рис. 9. Изменение внутреннего относительного КПД ЦВД отсека “АСК – 9-я ступень” турбины К-800-240-5 ст. № 1 Пермской ГРЭС “ОГК-1” до и после установки сотовых надбандажных уплотнений:**

1, 2 – первый и второй этапы испытаний; расход приведён к номинальному значению температуры ( $540^{\circ}\text{C}$ ) свежего пара

концевых и промежуточных уплотнениях цилиндров высокого давления паровых турбин на сверхкритическое давление и планировать их использование при разработке проточных частей новых турбоагрегатов большой единичной мощности, в том числе на суперкритические параметры пара ( $t = 600 – 620^{\circ}\text{C}$ ,  $P \leq 29$  МПа).

## Список литературы

- Ушинин С. В. Опыт внедрения сотовых уплотнений в паровых турбинах. – Электрические станции, 2009, № 10.
- Продление ресурса турбин Т-250/300-240 УТМЗ в ОАО “Мосэнерго” / Резинских В. Ф., Авруцкий Г. Д., Федоров М. В., Быков С. А. – Электрические станции, 2006, № 6.
- Практический опыт внедрения сотовых надбандажных уплотнений на турбоагрегатах мощностью 60 – 800 МВт / Костюк А. Г., Грибин В. Г., Петрунин Б. Н., Лисянский А. С., Горлицын К. В., Ушинин С. В. – Труды Второй Всероссийской научно-практической конференции “Повышение надёжности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем – ЭНЕРГО-2012”. М.: Издательский дом МЭИ, 2012.
- Экспериментальное обоснование методики расчёта аэродинамических возбуждающих сил в уплотнениях турбомашин / Костюк А. Г., Серков С. А., Петрунин Б. Н., Чистов А. А. – Теплоэнергетика, 1994, № 4.
- Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода / Баринберг Г. Д., Бродов Ю. М., Гольдберг А. А., Иоффе Л. С., Кортенко В. В., Новоселов В. Б., Сахнин Ю. А. Екатеринбург: Априо, 2010.
- Сахаров А. М., Коновалов В. К., Ушинин С. В. Результаты промышленного внедрения сотовых надбандажных уплотнений на турбоагрегатах мощностью 300 МВт. – Электрические станции, 2010, № 2.
- РД.34.20.581-96. Методика оценки технического состояния парогенераторных установок до и после ремонта и в период между ремонтами. Утверждён Департаментом науки и техники РАО “ЕЭС России” 30.12.1996.
- Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. Минэнерго России. М.: СПО ОРГРЭС, 2003.