

**ЭКОНОМИКА ЭНЕРГЕТИКИ**

Принципы организации  
привозаварийного управления  
электроэнергетическими системами  
в рыночных условиях

**ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ**

Проектирование энергоблока ПГУ-190/220  
для Тюменской ТЭЦ-1

Анализ маневренности котлов  
по условиям жидкого шлакоудаления

Применение сотовых уплотнений  
на турбинах

Влияние режимов работы  
турбины Т-250/300-240 на уровень  
влажности в ступенях ЦНД

Практические подходы  
к обеспечению сейсмостойкости  
насосных агрегатов

Причины разрушения и технология ремонта  
железобетонных конструкций  
гиперболической оболочки вытяжной  
башни градирни

**ЭНЕРГОСИСТЕМЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СЕТИ**

О трактовке  
критерия надежности N - 1

Технологические расчеты  
электрических сетей с использованием  
данных оперативно-информационного  
комплекса

Методика и программа  
механического расчета проводов  
больших переходов

Пляска проводов ВЛ 6 - 750 кВ.  
Расчеты склестываний и динамических  
напряжений

Повышение надежности работы  
токоограничивающих реакторов 6 - 10 кВ  
при двойном замыкании на землю  
до и после реактора

**ОБОРУДОВАНИЕ СТАНЦИЙ И ПОДСТАНЦИЙ**

Контроль состояния крайних пакетов  
активной стали турбогенератора  
под нагрузкой

**ЭНЕРГОХОЗЯЙСТВО ЗА РУБЕЖОМ**

Строительство магистральных линий в США  
По страницам зарубежных журналов

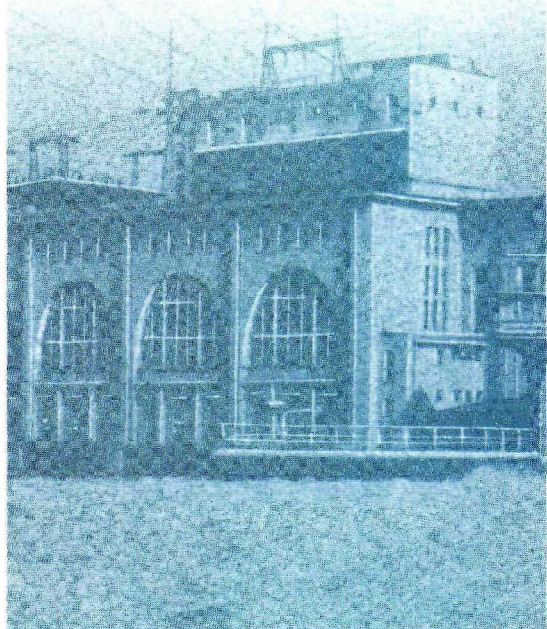
**ХРОНИКА**

О неформальных  
профессиональных объединениях  
в энергетике

# ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

ISSN 0201-4564

2005 6



# Применение сотовых уплотнений на турбинах

Салихов А. А., канд. техн. наук, Юшка М. П., Ушинин С. В., Ивах А. Ф., Салихов А. А., инженеры

ОАО "Татэнерго" - ЗАО НТК "Мотор Групп", г. Москва - ФГУП "НПП "Мотор", г. Уфа - ОАО "Башкирэнерго"

Высокоэффективная выработка электроэнергии, а также использование энергосберегающих технологий являются в настоящее время важнейшими аспектами повышения конкурентоспособности энергетических комплексов. Конечно, большая часть потерь приходится на уровень потребления энергетических ресурсов. Но, несмотря на это, не исчерпаны все возможности по экономии энергии на электрических станциях. В частности, при производстве электроэнергии традиционным паротурбинным способом по циклу Ренкина довольно большой резерв экономии лежит в области совершенствования проточной части турбины. Известно, что степень ее совершенства характеризуется внутренним относительным КПД  $\eta_{oi}$  [1].

Анализ работы многих электростанций, особенно ТЭЦ, показывает, что на местах этого показателя не уделяется, к сожалению, достаточного внимания. Исторически и в определенной степени объективно сложилось так, что над улучшением ТЭП оборудования и в целом электростанции более целенаправленно и результативно работали ИТР мощных блочных электростанций. Их инициативу поддерживали работники отраслевых институтов и заводов - изготовителей энергетического оборудования. Этому здоровому процессу способствовало и негласное соревнование между блочными электростанциями с однотипным оборудованием.

Для ТЭЦ, даже если на них установлено однотипное оборудование, в силу ряда объективных обстоятельств, в частности, из-за того, что по теплу они присоединены к конкретному потребителю с его индивидуальными характеристиками, многие компоненты ТЭП также оказываются индивидуальными. В принципе, при желании всегда имеется возможность оценки труда работников ТЭЦ по поддержанию технического уровня оборудования, но такого простого и яркого сравнения ТЭП, как между блочными ТЭС, не получается. В итоге каждая ТЭЦ, как говорится, "варится в собственном соку". Особенно ярко разное отношение к первичным ТЭП между работниками ГРЭС и ТЭЦ выражается в отношении  $\eta_{oi}$  турбины.

К концу 70-х годов благодаря энтузиазму, настойчивости и способности брать на себя ответственность руководящих работников Конаковской, Костромской, Кармановской ГРЭС при поддержке ЦКТИ на блоках 300 МВт и более был найден способ восстановления первоначального заводского

значения относительного внутреннего КПД проточной части турбин и в целом экономичности блоков. В отношении же  $\eta_{oi}$  турбин до сих пор нередко приходится иметь дело со случаями, когда на ТЭЦ не работают над поддержанием  $\eta_{oi}$  на определенном уровне и даже его не измеряют. И соответственно ни эксплуатирующий, ни ремонтный персонал, призванный восстанавливать этот показатель при капитальных ремонтах, о нем не задумываются.

Более того, ныне широко распространено мнение, которое сильно лоббируют энергомашиностроительные предприятия: действующий парк паровых турбин физически и морально устарел, поэтому не способен нести номинальную нагрузку и их КПД стал ниже первоначальных заводских значений в силу объективных причин. Поэтому часто предлагается полностью заменить старые турбины новыми модернизированными или провести такой объем реконструкции, когда остается один только фундамент да кое-какое вспомогательное оборудование. Получается, что заниматься и задумываться над  $\eta_{oi}$  устаревших турбин нет необходимости. На тех станциях и в энергосистемах, где на этот показатель не обращают внимания, и на турбинах из года в год проводят лишь мелкий ремонт, не направленный на улучшение ее экономических параметров, среднее отклонение от нормативного значения достигает в среднем 5 - 6%, а на некоторых доходит и до 10%.

Чтобы оценить убытки, какие несут станции, энергосистемы, а в итоге и страна только в связи с этим показателем, достаточно проанализировать зависимость общестанционного КПД от внутреннего относительного КПД турбин и КПД котельного агрегата [2]

$$\eta_0 = \frac{\eta_{oi} W_a - W_{e.н}}{Q_0 / \eta_{к.а}}$$

где  $\eta_0$ ,  $\eta_{oi}$ ,  $\eta_{к.а}$  - КПД общестанционный, относительный внутренний турбин и котельного агрегата соответственно;  $W_a$  - теоретическая работа, ккал/кг;  $W_{e.н}$  - общее потребление энергии на привод общестанционного оборудования, ккал/кг;  $Q_0$  - количество тепла, переданное пару в котельном агрегате, ккал/кг.

Коэффициент  $\eta_{oi}$  учитывает большое количество потерь в рабочем процессе действительной турбины по сравнению с идеальной турбиной, рабо-



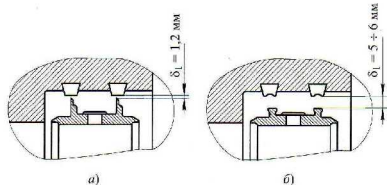


Рис. 1. Типовое металлокерамическое уплотнение с "усами" на бандаже ротора (а) и характер их износа (б) при эксплуатации

тающей без потерь. Среди всех потерь, потери на утечки пара через зазоры имеют особенно большое значение и могут оказаться решающими для экономичности турбины. Наличие технологических зазоров в проточной части турбины необходимо из-за недопустимости задеваний ротора турбины со статором.

Таким образом, задача конструкторов – спроектировать такие уплотнения проточной части турбины, чтобы перетечки пара помимо соплового аппарата и рабочих лопаток были минимальны. Задачей эксплуатационного персонала является сохранение размеров зазоров на минимальном уровне. Если же по объективным причинам эти зазоры  $\delta$  в процессе эксплуатации увеличились, то задачей ремонтного персонала является восстановление размеров зазоров до прежнего уровня.

В проточной части паровой турбины отмечаются следующие уплотнения:

надбандажные (между рабочими лопатками и корпусом турбины);

диафрагменные (между диафрагмами и валом турбины);

концевые (уплотнения вала турбины в местах его выхода из корпуса).

Все перечисленные виды уплотнений относятся к радиальным. Очень важно также соблюдение и осевых зазоров. Далее же речь о надбандажных, диафрагменных и концевых уплотнениях.

На 80–90% действующих турбин конструктивные решения были выполнены в 1960–1970 гг. и сводились они в основном к двум вариантам.

1. Уплотняющие "усы" располагаются на бандаже ротора, а со стороны статора установлены металлокерамические вставки. В случае задевания уплотняющие "усы" должны прорезывать себе "дорожку" в этих вставках (рис. 1).

2. Уплотняющие "усы" устанавливаются со стороны статора (рис. 2).

В обоих вариантах зазор должен составлять 1,2–1,5 мм. Однако эксплуатация показала, что в первом варианте металлокерамические уплотнения слишком тверды, и стираются прежде всего "усы" на бандаже, а не материал вставок (рис. 1, б). Во втором случае также имеет место

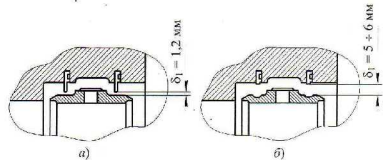


Рис. 2. Типовое исполнение уплотняющих "усов" со стороны статора (а) и характер их износа (б) при эксплуатации

деформация уплотняющих "усов", установленных на неподвижном статоре, о бандажную ленту ротора турбины (рис. 2, б). Кроме того, при значительных задеваниях велика вероятность разрушения самих бандажных лент. По этой причине, при такой конструкции минимизация надбандажных зазоров практически исключена. В результате при эксплуатации эти зазоры из-за задеваний увеличиваются и могут достигать 5–6 мм, вследствие чего большая доля пара вместо совершения полезной работы перетекает от ступени к ступени по этим увеличенным зазорам.

Более наглядно "паразитическое" влияние увеличенных надбандажных зазоров на полезную работу, совершаемую паром при прохождении по ступеням проточной части турбины, показано на рис. 3. Условно возьмем средний диаметр зоны надбандажных зазоров в целом по длине турбины  $D = 2000$  мм. При различных надбандажных зазорах можно рассчитать эквивалентный диаметр площади условного параллельного "паразитического" трубопровода, по которому пар стремится течь в направлении конденсатора (выхлопа), минуя рабочие лопатки турбины, где именно совершается полезная работа пара. Очевидно, что, чем меньше возможность перетечки пара помимо проточной части, тем больше будет выполнено полезной работы, тем выше  $\eta_{от}$  турбины.

Необходимо отметить, что перетечке пара по имеющимся надбандажным зазорам кроме перепада давления в еще большей степени способствуют центробежные силы, возникающие при вращении ротора турбины со скоростью 3000 об/мин.

Нахождение способа уменьшения этих "паразитных" перетечек помимо соплового аппарата и рабочих лопаток способствовало бы увеличению  $\eta_{от}$ . В результате исследовательских работ следующим шагом было внедрение осердиальных уплотнений (рис. 4). Данные уплотнения существенно не изнашивались в период от одного капитального ремонта до другого, даже если оперативный персонал допускал эксплуатационные отклонения. Применение осердиальных уплотнений позволило повысить  $\eta_{от}$  на 2–3%. Это были конструктивные решения 80–90-х годов. И они были реализованы заводами-изготовителями на вновь

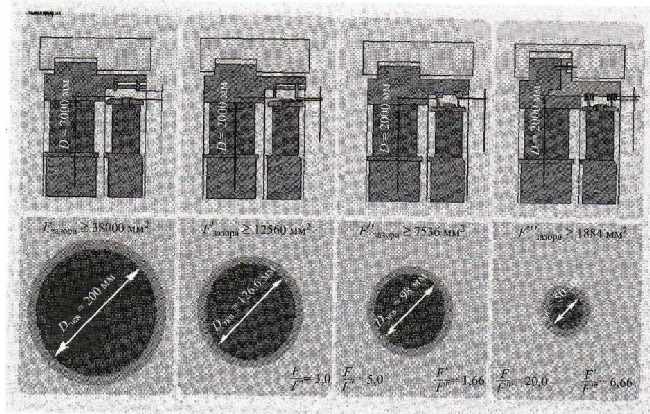


Рис. 3. “Паразитическое” влияние увеличенных надбандажных зазоров:

$D$  – средний диаметр зоны надбандажных зазоров;  $D_{\text{экв}}$  – эквивалентный диаметр условного параллельного “паразитического” трубопровода;  $F$ ,  $F^I$ ,  $F^{II}$ ,  $F^{III}$  – эквивалентная площадь условного “паразитического” трубопровода при различных надбандажных зазорах

поставляемых паровых турбинах. Кроме того, на многих эксплуатируемых турбинах осерадialные уплотнения всредрались во время капитальных ремонтов по инициативе ЦКТИ и заводов-изготовителей.

Но инженерная мысль не стоит на месте. И в последнее время появились предложения о применении сотовых надбандажных, сотовых диафрагменных и концевых уплотнений в паровых турбинах. Отличные эксплуатационные качества способствовали их широкому применению в авиадвигателестроении. На предприятиях авиационной промышленности сотовые уплотнения прошли экспериментальные исследования, конструктивное совершенствование и технологическую отработку, что позволяет внедрить их в общее машиностроение и, в первую очередь, для энергетических паровых турбин.

Сотовыми называются уплотнения, имеющие на одной из поверхностей сотовую “дорожку”, т.е. ряды перегородок, образующих по окружности массив односторонне замкнутых ячеек (рис. 5). Изготавливаются они из жаростойкой хромоникелевой фольги толщиной 0,05 мм и припаиваются к вставкам – сотоблокам, из которых набирается кольцо для последующей установки в диафрагму или обойму (рис. 6).

Применение сотовых уплотнений позволяет в несколько раз уменьшить радиальный зазор от реальных значений и довести его практически до нуля или даже допустить врезание. При этом соответственно уменьшаются “паразитные” перетечки

пара и повышается КПД агрегата. Вариант конструктивного исполнения сотового надбандажного уплотнения на турбинах ТЭЦ ОАО “Башкирэнерго” и ОАО “Татэнерго” показан на рис. 6.

Необходимо сказать несколько слов о работе сотовых уплотнений в аварийных ситуациях. При эксплуатации турбины в различных режимах, даже если происходит задевание элементов уплотнений, то изнашиваются соты, а не “ус” бандажа. Здесь реализуется конструкторская мысль, когда “ус” действительно вырабатывает себе “дорожку”, при этом оставаясь целым на длительное время.

То же самое можно сказать о диафрагменных и концевых уплотнениях. Более того, применяемый на сегодняшний день принцип уплотнения зазора, когда уплотняющий “ус” направлен со стороны диафрагмы или концевого уплотнения на ротор, а на роторе конструктивно выполнены только “гребешки” (а не тонкие усики), имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что при возникновении задеваний возможен остаточный тепловой прогиб ротора.

Применение же сотовых уплотнений, когда уплотняющий острый “ус” направлен от ротора к статору, а на статоре установлены соты, повышает надежность самой турбины, потому что даже в случае задевания острый “ус” ротора, прокладывая себе “дорожку”, существенно не нагревается и не передает тепло от трения в тело ротора. Таким образом, существенно снижается вероятность прогиба ротора даже при задеваниях.



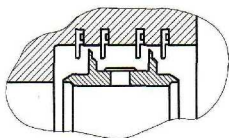


Рис. 4. Осерadiальное уплотнение

Следует добавить также, что внедрение сотовых уплотнений не требует коренного изменения конструкции ступеней и может быть произведено доработкой существующих турбин при очередном капитальном ремонте. Большим преимуществом предлагаемых конструкций сотовых надбандажных уплотнений является то, что даже при полном закатывании сотовых вставок из-за больших задеваний в проточной части эти уплотнения практически превращаются в осерadiальные и начинают функционировать как последние. При необходимости замена сотовых блоков не представляет никакой трудности (см. рис. 6).

Применение сотовых уплотнений возможно на всех действующих турбинах ЛМЗ, УТМЗ, ХТГЗ.

Согласно проведенным на ЛМЗ оценочным расчетам при замене существующих надбандажных уплотнений 3 – 12 ступеней ЦВД турбины К-300-240-1 на сотовые конструкции НПП “Мотор” с уменьшением радиальных зазоров в уплотнении с 1,5 до 0,5 мм КПД ЦВД увеличивается на 1,4%. При этом мощность турбины при том же расходе пара повышается на 1,5 МВт и удельный расход тепла на турбоустановку уменьшается на 5 ккал/(кВт·ч). Расчеты приведены для номинального режима работы турбины.

Реальный эффект увеличения относительного внутреннего КПД после проведения комплекса мероприятий по улучшению состояния проточной части, включая применение сотовых уплотнений, может быть от 5 до 10% на таких предприятиях, где в течение длительного времени на показатель  $\eta_{0i}$  не обращали должного внимания. Т.е. все зависит от уровня “достижений” электростанции и с какого уровня она стартует, начиная эту работу.

На Нижнекамской ТЭЦ-1 впервые в ОАО “Татэнерго” в ноябре 2003 г. была проведена модернизация проточной части турбины Р-100-130/15 с за-

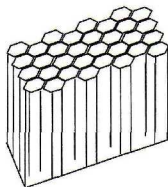


Рис. 5. Сотовое уплотнение

меной осерadiальных надбандажных уплотнений на радиально-сотовые. Результаты экспресс-испытаний и последующая работа турбины подтвердили ожидаемые ТЭП по основному параметру КПД турбины. До ремонта внутренний относительный КПД турбины составлял 79%, после модернизации – 84,76% выше нормативного значения. Турбина Р-100-130 ст. № 3 НКТЭЦ-1 признана лучшим агрегатом ОАО “Татэнерго” по итогам ремонтной кампании 2003 г.

В 2004 г. в ОАО “Татэнерго” сотовыми уплотнениями были оснащены во время плановых капитальных ремонтов турбоагрегаты:

Т-100/120-130-3, ст. № 7 Набережно-Челнинской ТЭЦ;

Р-100-130/15, ст. № 8 Нижнекамской ТЭЦ-1;

Р-20/40-130, ст. № 5 Казанской ТЭЦ-3;

Т-100-130, ст. № 4 Казанской ТЭЦ-3;

Р-50-130/30, ст. № 8 Казанской ТЭЦ-2.

Результаты измерений относительного внутреннего КПД турбин до и после ремонта представлены в таблице.

В 2002 г. на турбоагрегате Р-50-130/13 ст. № 3 Ново-Салаватской ТЭЦ ОАО “Башкирэнерго” были установлены надбандажные, диафрагменные и концевые сотовые уплотнения. Перед реконструкцией КПД турбоагрегата составлял 73,6%. При испытаниях 18/ХП 2002 г. после капитального ремонта при паровой нагрузке 354 т/ч (по условиям работы потребителя турбина не была загружена до номинального значения) фактический КПД составлял 81,56% при нормативном значении, равном 78,09%. По результатам анализа работы турбины в межремонтный период КПД турбоагрегата ст. № 3 остался на уровне результатов испытаний 18/ХП 2002 г. Для сравнения: на однотипном тур-

Станция	Турбина	КПД (норма), %	КПД до ремонта, %	КПД после ремонта, %
НКТЭЦ-1	Р-100-130/15, ст. № 3	83	79	84,76
НЧТЭЦ	Т-100/120-130, ст. № 7	75	71	75,9
НКТЭЦ-1	Р-100-130/15, ст. № 8	82,5	79,05	84,32
КазТЭЦ-3	Т-100-130, ст. № 4	74,1	67	75,2
	Р-20/40-130, ст. № 5	57,5	52,4	60,45
КазТЭЦ-2	Р-50-130/30, ст. № 8	78,9	80,6	81,24

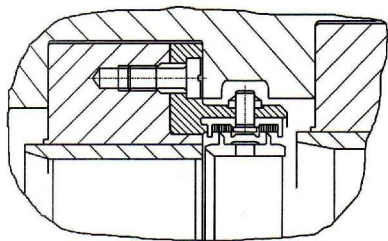


Рис. 6. Вариант конструктивного исполнения сотового надбандажного уплотнения

боагрегате ст. № 4 Ново-Салаватской ТЭЦ снижение КПД за межремонтный период 1997 – 2004 гг. составило 8%.

В ОАО «Башкирэнерго», начиная с 1995 г., на паровых турбоагрегатах ПТ-30-90/18, Р-20-90/18 Уфимской ТЭЦ-4, ПТ-60-130/13 Ново-Стерлитамакской ТЭЦ, ПТ-60-90/13 Салаватской ТЭЦ, Р-50-130/15 Ново-Салаватской ТЭЦ, ВР-25 Уфимской ТЭЦ-3 выполнена модернизация надбандажных уплотнений ЦВД (ЧВД) с установкой сотовых уплотнений. Конструкция сотовых уплотнений была разработана НПП «Мотор» совместно с ОАО «Башкирэнерго». Модернизация выполнялась путем доработки диафрагм ЦВД (ЧВД) с установкой сотовых уплотнений и наварки гребешков на бандажных полках рабочих лопаток с последующей их проточкой.

Эксплуатация модернизированных турбин дала следующие результаты:

прирост среднеинтегрального КПД турбины до 2,5 – 3% и практическое отсутствие снижения КПД во время эксплуатации;

стабильность параметров по ступеням (в проточной части) за межремонтный период;

надежность конструкции сотовых уплотнений, в том числе в аварийных ситуациях;

снижение (уменьшение) затрат на ремонт уплотнений в течение не менее двух межремонтных ресурсов;

уменьшение присоса пара и степени обводнения масляной системы.

Аналогичные результаты получены при модернизации турбин типа Р-40-130/35, Р-100-130/15,

Т-250/300-240-2, ПТ-65-130/15, 13УК125(ТК-120), WPT-25, установленных на ТЭЦ Татэнерго, Мосэнерго, Саратовэнерго, а также на ТЭЦ ряда городов Польши.

Затраты на проведение модернизации в зависимости от ее объема могут составить от 4,5 до 12 млн. руб. и окупятся в течение 1 – 1,5 лет.

## Выводы

1. Относительный внутренний КПД турбины  $\eta_{oi}$  – один из важнейших показателей электростанций, на который незаслуженно мало обращается внимание.

2. В условиях эксплуатации  $\eta_{oi}$  турбин может поддерживаться на высоком проектном уровне грамотной эксплуатацией, особенно при пусках и остановках турбин и высококвалифицированным ремонтным обслуживанием при капитальных ремонтах проточной части турбин.

3. Применение последних достижений по уплотнению проточной части действующих турбин наряду с другими мероприятиями, способствующими повышению  $\eta_{oi}$  турбины, позволяет не только поддерживать их экономичность на уровне первоначальных заводских значений (в том числе и на агрегатах, обработавших более 200 тыс. ч), но даже заметно перекрыть их.

4. Рекомендуемые для внедрения сотовые надбандажные, диафрагменные и концевые уплотнения способствуют не только существенному увеличению относительного внутреннего КПД турбины, но и повышают надежность ее эксплуатации.

5. Учитывая нынешнее состояние оборудования, мероприятия по повышению КПД турбинного и насосного оборудования – самое эффективное вложение средств ремонтного фонда и средств статьи капитального строительства.

## Список литературы

1. Трухун А. Д., Ломакин Б. В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. М.: Изд-во МЭИ, 2002.
2. Скряпки Б. Г., Волнат В. А. Техника и экономика тепловых электростанций. М.-Л.: Государственное энергетическое издательство, 1963.