

DOI: 10.34831/EP.2022.66.47.001

УДК 621.165

Профилактика эрозии рабочих лопаток последних ступеней действующих паровых турбин

ФИЛАРЕТОВ П. М., ДЕБРИНОВ Г. А.; debrinovga@sta.ogk2.ru

ОАО «Ставропольская ГРЭС», филиал ОГК-2

ДМИТРИЕВ О. В., ОРЛИК В. Г., канд. техн. наук; OrlikVG@mail.ru

ООО «Русь-Турбо», Санкт-Петербург; info@RussTurbo.ru

ТРИФОНОВ Н. Н., канд. техн. наук; skb1520emp@mail.ru; КАЧУРИНЕР Ю. Я., Kach29@mail.ru

САНДОВСКИЙ В. Б., ckti@turbina.ru; БЕЛЯКОВ И. И., kotel@ckti.ru; ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург; info@ckti.ru

Эрозионная стойкость рабочих лопаток последних ступеней в турбинах ТЭС и АЭС РФ обычно обеспечивалась упрочнением их входных кромок (в том числе пластинами стеллита) в сочетании с периферийным и внутриканальным удалением капель влаги из проточной части отсосом в дренажи и на выхлоп. Эрозия в турбинах ТЭС резко возросла при переходе на манёвренную эксплуатацию с остановками на выходные дни и глубокой разгрузкой на ночь, особенно при наличии в ЧНД отборов на ПНД. По измерениям в турбинах ХТГЗ К-300-240 Ставропольской ГРЭС, эрозионный съём металла с упрочнённых входных кромок всего за пять пусков был больше, чем в течение года при нагрузках 150 – 300 МВт между этими пусками. Ещё более резко эрозия возросла с углублением ночных разгрузок до 140 МВт.

Причина возрастания эрозии — «компрессорный» режим последней ступени, характерный для малых расходов пара при холостом ходе и низких нагрузках, когда давление на выхлопе выше, чем внутри ЧНД, особенно при сбросах со срывом вакуума. Это парализует работу обеих систем влагоудаления, а также вызывает присосы влаги в ЧНД извне:

- влага обратных токов выхлопа присасывается через парализованные тракты влагоудаления, переувлажняясь конденсатом из концевых уплотнений, а при холостом ходе — сбросами БРОУ, охладительными впрысками, конденсатом со стенок выхлопа и с верхних трубок конденсатора;
- конденсат греющего пара ПНД вскипает и присасывается через отборы;

- основной конденсат продавливается из конденсатора через дренажи ступеней и через гидрозатвор слива ПНД.

Особенно высока эрозионная опасность в ЧНД турбин ТЭЦ. В отопительный сезон при закрытых регулирующих диафрагмах компрессорный режим с расходом меньше расхода холостого хода длится более полугода. Вне отопительного сезона к этому добавляется суммарная длительность ночных провалов электрической нагрузки. При сохранении отборов для горячего водоснабжения эрозия в последних ступенях ЧНД усиливается от появления влажности уже перед регулируемыми диафрагмами, что вызывает «внепроцессную» конденсацию на диафрагмах и дисках из-за теплоотвода по их толщине, интенсивного в отсутствие разгрузочных отверстий.

Для снижения эрозии рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин предложены апробированные и запатентованные профилактические мероприятия, выполнимые при капитальных ремонтах.

Меры, отсекающие ЧНД на малых расходах от присоса влаги извне:

- установка водоотбойников на деталях выхлопа с отводом влаги из зоны обратных токов;
- перфорация рёбер выхлопа, снижающая их орошение и вброс водяной плёнки обратными токами;
- установка сепараторов на сбросах БРОУ;
- замена охладительных впрысков циркуляцией холодного пара через ЧНД;
- установка обратных клапанов в гидрозатворе слива ПНД, в дренажах ступеней, в отборах, а также в тракте периферийного влагоудаления из ЧНД;
- адаптация пусковых схем ПТУ к малым расходам в ЧНД.

Меры, всережимно ослабляющие эрозию:

- внедрение испарительного влагоудаления паровым обогревом полостей направляющих лопаток вместо внутриканального отсоса в конденсатор;
- дренирование перепускных труб перед ЦНД;
- удаление внепроцессного конденсата с диафрагм ЧНД, а на ТЭЦ — и с деталей ресиверов;
- подавление внепроцессной конденсации за счёт каскадного дросселирования через диафрагменные уплотнения и отверстия дисков;
- экранирование каминов;
- обессоливание коррозионно-опасного первичного конденсата или его удаление из цикла ПТУ;
- замена пайки стеллитовых пластин на электроприварку;
- применение выступающих из ранжира рабочих лопаток как протекторов;

Расходы генерирующих компаний на предлагаемое малозатратное техперевооружение с лихвой окупятся увеличением срока службы рабочих лопаток и повышением приёмыстости ПТУ. Предложенные решения повысят рентабельность изготовителей запасных частей и ремонтных фирм.

К л ю ч е в ы е с л о в а : турбина, пар, ЧНД, эрозия, манёвренность, модернизация, капитальный ремонт, окупаемость.

Диспетчерский график энергоблоков разуплотнён сезонной, недельной и суточной неравномерностью энергопотребления, что требует манёвренной выработки электроэнергии в расширенном регулировочном диапазоне нагрузок с остановами на выходные дни [1].

Далее рассмотрено влияние переменных режимов работы с частыми пусками и ночными провалами нагрузки на темпы эрозии рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин. Результаты исследований [2], полученные на турбинах К-300-240 ХТГЗ Ставропольской ГРЭС, показали, что малорасходные режимы пуска, эрозивно опасные для выходных кромок рабочих лопаток у корня [3–11], представляются одной из главных причин также и рассматриваемой эрозии входных кромок у периферии.

Предложены выполнимые при капитальных ремонтах профилактические мероприятия для снижения эрозии.

В штатной тепловой схеме (рис. 1) наиболее распространённых в РФ турбин ЛМЗ и ХТГЗ типа К-300-240 для работы в регулировочном диапазоне нагрузок 150 – 300 МВт используется ПТН — питательный турбонасос с паротурбинным приводом, питаемым от третьего отбора с выхлопом в шестой отбор на ПНД-3. При пуске блока и для работы с нагрузкой до 150 МВт используется ПЭН.

Часть низкого давления (ЧНД) состоит из трёх параллельных потоков (I, II, III). В каждом потоке ЧНД находятся пять ступеней с насадными дисками без разгрузочных отверстий.

Поток I ЧНД совмещён с цилиндром среднего давления, образуя ЦСНД: диски потока I насажены на вал РСД, цельнокованные диски которого имеют разгрузочные отверстия. Потоки II и III ЧНД расположены в отдельном двухпоточном ЦНД, куда пар подаётся ресиверами из камеры между ЧСД и ЧНД со смещённого цилиндра. Ресиверы турбин ЛМЗ расположены ниже горизонтального разъёма.

При расчётном режиме конечная влажность в ЧНД при полной нагрузке достигает $\gamma = 8 - 10 \%$, а фазовый переход к влажному пару ($\gamma = 0$) происходит за 2 – 3-й ступенями. Для снятия вентиляционного нагрева выхлопов на холостом ходу (ХХ) при пуске-останове служат охладительные впрыски конденсата в конце выхлопных патрубков каждого из трёх потоков ЧНД, а у турбин ХТГЗ — и непосредственно за их последними ступенями.

Влагоудаление ЧНД обеспечивается периферийной сепарацией капель центробежными силами (ЦБС) в дренируемые камеры между влажнопаровыми ступенями. Из периферийных зазоров 5-й ступени отсос влаги выполнен непосредственно в выхлоп. Между ступенями II – III потоков ЧНД выполнены отборы влажного пара на ПНД1 и ПНД2, интенсифицирующие периферийную

сепарацию влаги [4, 7, 12, 13]. В I потоке ЧНД турбины ХТГЗ за 1-й ступенью выполнен отбор перегретого пара. Влажнопаровых отборов в I потоках обеих турбин нет, что должно было ослабить периферийное влагоудаление между его ступенями. Однако эрозийный износ лопаток I потока, несмотря на отсутствие влажнопаровых отборов, существенно меньше, чем во II – III потоках с отборами, что характерно для всех турбин К-300-240 ХТГЗ и ЛМЗ аналогичной (см. рис. 1) компоновки [2, 13]. По-видимому, при резком падении давления в проточной части (при сбросах нагрузки или при остановках со срывом вакуума) в неё через отборы поступает эрозийно опасная влага извне. Это может быть вскипающий конденсат греющего пара ПНД, а также основной конденсат из ПНД смешивающего типа или из конденсатора, продавливаемый через сифон гидрозатвора слива ПНД.

Отрицательное влияние влажнопаровых отборов в ЧНД на эрозийную стойкость рабочих лопаток последних ступеней турбин К-300-240 ЛМЗ происходило, несмотря на защиту входных кромок стеллитовыми пластинами [14, 15]. Так, на Черепетской ГРЭС рабочие лопатки I потока (29-я ступень) не заменялись 25 лет при утере 70 % пластин, тогда как рабочие лопатки II – III потоков (34-я и 39-я ступени) заменялись полностью после утери всего 5 – 22 % пластин для профилактики обрыва лопаток из-за высокого темпа износа металла [16].

На рис. 2 дан продольный разрез штатного выхлопа проточной части одного из трёх потоков ЧНД турбин К-300-240 ХТГЗ [3] Ставропольской ГРЭС. Здесь показаны 4-я и 5-я ступени и начало выхлопа в конденсатор с элементами диффузора в верхней половине цилиндра. Рабочие лопатки 5-й ступени длиной 1050 мм выполнены из хромомолибденованадиевой стали ЭИ-802 с электроискровым упрочняющим покрытием входной периферийной части спинок сплавом Т15К6. Направляющие лопатки 5-й ступени имеют полости со щелями на входной части спинок в верхней трети длины для отсоса влаги. Кольцевыми проточками в теле и ободке диафрагмы эти полости связаны между собой, а отверстиями в ободке — с выхлопом в конденсатор. Это обеспечивает внутриканальное влагоудаление из направляющих решёток дополнительно к описанному периферийному влагоудалению, одинаковому у турбин данного типа и ХТГЗ, и ЛМЗ. Для уменьшения известного влияния пусковых обратных токов пара на заброс в ступень влаги БРОУ и охладительных впрысков [3 – 11], расположенных у турбин ХТГЗ непосредственно за 5-й ступенью, завод предписывает установить при монтаже турбины водоотбойники на входной кромке внутреннего конуса диффузора

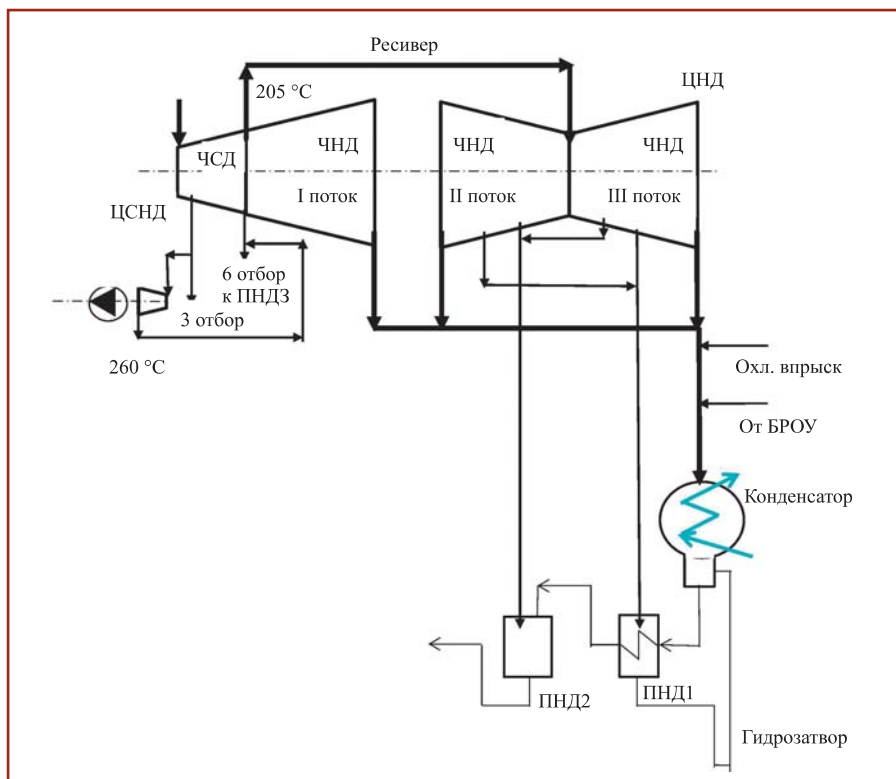


Рис. 1. Принципиальная штатная тепловая схема ЦСД-ЦНД турбин К-300-240 ХТГЗ и ЛМЗ для работы при нагрузках 150 – 300 МВт

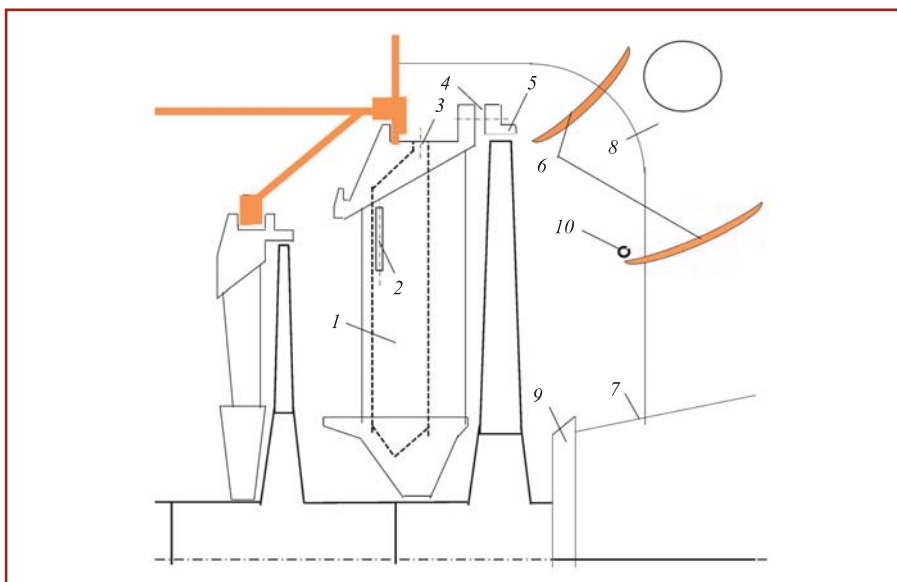


Рис. 2. Выхлоп ЦНД турбин К-300-240 Ставропольской ГРЭС:

1 — полости в соплах, ободу и теле диафрагмы 5-й ступени; 2 — щель отсоса влаги; 3 — отверстия (по числу сопел) отсоса влаги на выхлоп; 4 — межвенцовый осевой зазор; 5 — кольцо периферийного уплотнения; 6 — кольцевые лопасти выхлопного диффузора; 7 — внутренний конус выхлопного диффузора; 8 — вертикальное ребро с отверстиями; 9 — водоотбойный щиток; 10 — охлаждающий впрыск

выхлопов. В верхней части вертикального ребра предписано вырезать окно (отверстие), снижающее влияние закрутки выходного потока на обратные токи.

До 2006 г. турбины Ставропольской ГРЭС, как правило, останавливали по 5 раз в год, включая плановые и текущие ремонты, и эксплуатировали в диапазоне нагрузок 150 – 300 МВт. Длительность кампаний между капитальными ремонтами составляла 4 года. Эрозийный износ входных кромок рабочих лопаток последних ступеней контролировался при ремонтах измерением хорды профиля каждой лопатки в трёх сечениях. По достижении минимально допустимого значения длины хорды лопатки заменялись.

Результаты контроля износа профиля у верхней демпферной связи рабочих лопаток трёх турбин Ставропольской ГРЭС приведены в табл. 1, дублирующие данные в таблице среднегодового темпа износа лопаток каждого потока получены следующим образом. Хорды рабочих лопаток измеряли при капитальных ремонтах до расчётного периода и по его завершении. Вычислялось среднее для лопаток каждого потока значение длины хорды. Затем вычисляли средний износ лопаток за расчётный период как разность средних значений длины хорд, измеренных до и после расчётного периода. Значение среднегодового темпа износа (мм/год) представляет собою частное от деления среднего износа за расчётный период

Таблица 1

Параметр	Периферийные входные кромки рабочих лопаток последних ступеней ЦНД турбин			
	ТГ-3	ТГ-5	ТГ-1	
Расчётный период	1997 – 2001	1991 – 2005	2005 – 2006	
Число пусков за весь период	20	70	21	
Среднегодовое число пусков	5	5	21	
Длительность расчётного периода, лет	4	14	1	
Износ за расчётный период, мм	I поток	0,92	2,52	1,00
	II поток	2,24	5,74	1,18
	III поток	1,72	5,60	1,23
Годовой темп износа, мм/год	I поток	0,23	0,18	1,00
	Среднее	0,205		—
	II поток	0,56	0,41	1,18
	III поток	0,43	0,40	1,23
	Среднее по II – III потокам	0,450		1,205

на длительность (лет) календарной наработки турбины в этот период.

В первых столбцах таблицы показаны результаты измерений для турбин ТГ-3 и ТГ-5, эксплуатировавшихся в указанном типовом «базовом» режиме. Темпы износа лопаток этих турбин близки между собой. В частности, у обеих турбин износ лопаток I потока примерно вдвое меньше, чем II – III потоков. Как уже отмечалось, это характерно для турбин ХТГЗ и ЛМЗ К-300-240 с аналогичной (см. рис.1) компоновкой [13–15] и объясняется наличием отборов, пропускающих в ЦНД при сбросах нагрузки вскипающий конденсат греющего пара ПНД, а при остановках со срывом вакуума — основной конденсат, продавливаемый через сифон слива ПНД1.

В последнем столбце таблицы приведены значения износа лопаток турбины ТГ-1, претерпевшей для наладки новой системы АСУТП дополнительно 16 пусков, что увеличило износ профилей.

Близкие значения темпа износа (мм/год) лопаток ТГ-3 и ТГ-5 в I потоке (0,23 и 0,18 — среднее 0,205) и во II – III потоках (0,56; 0,43; 0,41; 0,40 — среднее 0,450), а также во II – III потоках ТГ-1 (1,18 и 1,23 — среднее 1,205), позволяют считать их достаточно представительными. Средние их значения можно использовать для математического уточнения влияния пусков на темпы каплеударной эрозии. Однако результат единичного измерения годового износа в I потоке ТГ-1 (1,00) выпадает из отмеченной типичной для турбин К-300-240 эксплуатационной закономерности [2, 13]. В соответствии с данной закономерностью износ лопаток в I потоке примерно вдвое меньше, чем во II – III потоках, имеющих отборы, через которые при пусках на лопатки может попасть конденсат греющего пара ПНД и основной конденсат. Логично заменить неподставительный результат измерения 1 мм/год значением, составляющим такую же долю от износа 1,205 во II – III потоках ТГ-1, как у ТГ-3–ТГ-5: значение 0,205 от 0,450 составляет $0,205/0,450 = 0,456$. Т. е. логично недостоверный результат измерения 1,00 заменить на $0,456 \cdot 1,205 = 0,549$ мм/год.

Для последующей математической обработки приняты следующие обозначения искомым темпов износа лопаток у всех рассматриваемых турбин:

износ за 1 пуск для лопаток I потока обозначен символом « Π_I », а для лопаток II – III потоков — символом « Π_{II-III} »; износ за 1 год работы между остановками (темп эрозии под нагрузкой) для лопаток I потока обозначен символом « H_I », а для лопаток Π_{II-III} потоков — символом « H_{II-III} ».

С принятыми обозначениями составлены и решены системы уравнений суммарного годового износа рабочих лопаток последних ступеней.

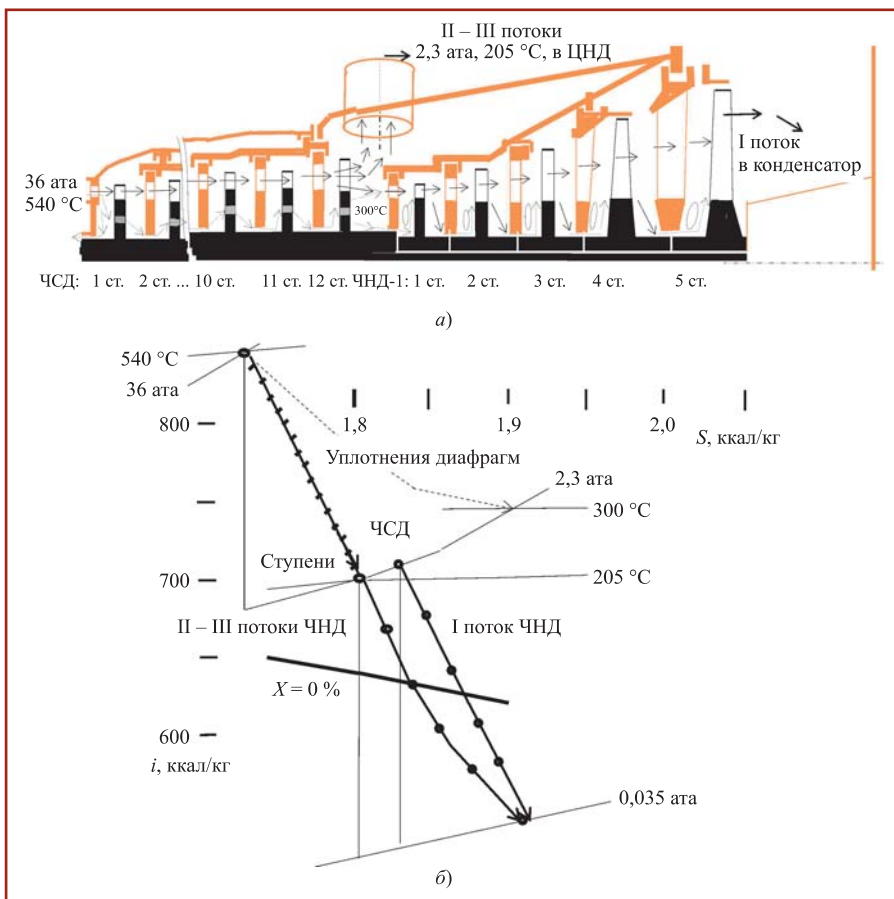


Рис. 3. Траектория движения пара в проточной части ЦСД-ЦНД турбин мощностью 300 МВт (а) и I-S диаграмма (б) расширения и дросселирования пара в ступенях и диафрагменных уплотнениях ЦСД-ЦНД

Уравнения для I потока:

$$0,549 = 21 \Pi_1 + H_1;$$

$$0,205 = 5 \Pi_1 + H_1,$$

т. е. $0,344 = 16 \Pi_1$ и $\Pi_1 = 0,344/16 = 0,0215 \approx 0,022$; $H_1 = 0,205 - 5\Pi_1 = 0,205 - 5 \cdot 0,0215 = 0,205 - 0,1075 = 0,0975 \approx 0,098 \approx 0,100$.

При использовании в первом уравнении вместо значения 0,549 недостоверного результата измерения 1,00 темп износа под нагрузкой получился бы нереальным ($H_1 < 0$), что оправдывает принятые условные допущения.

Уравнения для Π_{II-III} потоков:

$$1,205 = H_{II-III} + 21 \Pi_{II-III};$$

$$0,450 = H_{II-III} + 5 \Pi_{II-III},$$

т. е. $0,755 = 16 \Pi_{II-III}$ и $\Pi_{II-III} = 0,755/16 = 0,0471875 \approx 0,047$; $H_{II-III} = 0,450 - 5\Pi_{II-III} = 0,450 - 5 \cdot 0,0471875 \approx 0,450 - 0,236 = 0,214$.

Несмотря на вдвое меньшие темпы износа лопаток в I потоке, чем во II и III потоках как под нагрузкой, так и за 1 пуск, основной вывод из решения систем уравнений заключается в следующем — **превалирующее влияние на суммарный годовой съём металла с входных кромок рабочих лопаток последних ступеней ЧНД оказывают пусковые режимы.**

Даже в базовом режиме при минимальном износе за один пуск износ за 5 пусков был больше, чем в течение года при нагрузках 150 – 300 МВт между пусками как в I потоке ($5\Pi_1 = 5 \cdot 0,0215 \approx 0,118 > 0,098 \approx H_1$), так и во II – III потоках ($5\Pi_{II-III} = 5 \cdot 0,0472 \approx 0,236 > 0,214 \approx H_{II-III}$). При манёвренном же режиме эксплуатации с еженедельными остановками на выходные дни годовое число пусков (52) на порядок больше. Изложенное позволяет сделать следующий вывод: **у турбин К-300-240 на манёвренном режиме эксплуатации годовой износ от эрозии при пусках на порядок больше, чем за год работы в диапазоне нагрузок 150 – 300 МВт.**

Дальнейший анализ результатов решения уравнений показал вдвое меньший износ в ступенях I потока как за один пуск, так и за год непрерывной работы под нагрузкой, чем в ступенях II – III потоков. Как уже отмечалось, для I потока меньший износ за один пуск объясняется отсутствием отборов, через которые в ступени II – III потоков на пусках присасывается конденсат греющего пара ПНД и основной конденсат из конденсатора, что существенно увеличивает общее количество влаги от перечисленных внешних источников, ответственных за «пусковую» эрозию. Однако вдвое меньший темп эрозии под

нагрузкой в ступенях I потока, лишённых из-за отсутствия отборов их положительного влияния на периферийное влагоудаление [4, 7, 12, 13], требует специального объяснения.

Существенно меньший темп эрозии под нагрузкой в ступенях I потока, где периферийное влагоудаление ослаблено из-за отсутствия влажнопаровых отборов, означает, что пар, поступающий в ступени I потока непосредственно из ЧСД, должен быть настолько горячей пара, поступающего во II – III потоки из ресивера, что его влагосодержание перед последней ступенью и без влагоудаления в отборы оказалось бы ниже, чем во II – III потоках.

Действительно (см. рис. 1), в I поток, совмещённый с ЦСД, поступает из ЧСД пар более высокой температуры, чем во II – III потоки ЦНД.

Во-первых, в камеру перед I потоком через 6-й отбор на ПНД-3 попадают излишки выхлопа турбопривода ПТН с температурой 260 °С, которая из-за пониженного КПД выше, чем температура поступающего во II – III потоки из выхлопа ЧСД, равная согласно тепловому расчёту 205 °С.

Во-вторых (рис. 3), только в I поток попадает пар из примыкающей к нему прикорневой части выхлопа ЧСД, содержащего утечки диафрагменных уплотнений (ДУ), существенно более горячие, чем рабочий поток. Такое температурное расслоение возникает из-за «каскадного» дросселирования при последовательном протекании пара через разгрузочные отверстия дисков ступеней и их ДУ [17, 18]. Это расслоение накапливается от ступени к ступени (по результатам измерений в турбине К-200-130 ЛМЗ [17, 19] температура пара в ДУ была на 35 °С выше температуры рабочего пара в 10-й ступени ЦВД, и на 75 °С — пара в 4-й ступени ЦСД). Поэтому прикорневая часть пара из ЧСД, поступающая в I поток, намного горячее периферийных двух третей выхлопа ЧСД, идущих через ресивер во II – III потоки ЦНД с расчётной температурой 205 °С (рис. 3, а). На данном рисунке показаны траектории пара в проточной части ЦСД-ЦНД с учётом наличия разгрузочных отверстий в дисках ступеней ЧСД, но отсутствия отверстий в дисках ЧНД.

На рис. 3, б приведены $i - S$ диаграммы соответствующих процессов расширения рабочего пара и пара диафрагменных утечек. Температура пара ДУ, не работающего на лопатках ЧСД, снижается от ступени к ступени значительно медленнее, чем рабочего пара, оставаясь на многие десятки градусов выше и составляя на выхлопе ЧСД примерно 300 °С. Именно этот высоко перегретый пар (см. рис. 3, а) поступает в ДУ 1-й ступени I потока ЧНД и частично в сопла этой ступени, несколько повышая начальную температуру I потока по срав-

нению со II – III потоками, в лопаточный аппарат и ДУ которых поступает более холодный пар (205 °С). Далее в ступенях I потока ЧНД с насадными дисками без отверстий начинается перемешивание пара ДУ с рабочим паром. Однако высокий перегрев пара ДУ и несколько повышенная начальная температура рабочего пара отдалают момент перехода пара ДУ во влажное состояние, и начало упомянутой внепроцессной конденсации на входных сторонах дисков и диафрагм I потока сдвигается (см. рис. 3, б) с 2 – 3-й ступеней на 3 – 4-ю. Поэтому количество внепроцессной влаги в I потоке меньше, чем во II – III потоках, чему способствует и подвод тепла по металлу вала и ступиц дисков от горячей (300 °С) цельнокованой части РСД. Соответственно меньше этой влаги забрасывается на рабочие лопатки 5-й ступени в I потоке ЧНД и меньше их эрозийный износ, чем во II – III потоках.

Изложенное наводит на мысль, что внепроцессной конденсации пара на диафрагмах и дисках 3-й ступени ЧНД можно было бы избежать, если выполнить в дисках 1 – 3-й ступеней разгрузочные отверстия. Это обеспечило бы упомянутое каскадное дросселирование в ДУ этих ступеней и омывание их диафрагм и дисков перегретым паром, исключаящим охлаждение их входных поверхностей ниже температуры насыщения. Рекомендованное ХТГЗ сверление разгрузочных отверстий в дисках 1 – 3-й ступеней ЦНД турбины К-220-44 одной из финских АЭС привело к заметному снижению эрозии входных кромок рабочих лопаток 5-й ступени длиной 1050 мм.

На этом основании **мероприятия, обеспечивающие каскадное дросселирование в диафрагменных уплотнениях ступеней ЧНД** при соблюдении требований прочности, могут быть рекомендованы к выполнению при капитальных ремонтах для профилактики эрозии рабочих лопаток последних ступеней ЧНД. В ДУ 4-й ступени с более напряжёнными дисками каскадного дросселирования безопаснее достичь перфорацией хвостовиков рабочих лопаток.

Характерное для настоящего времени разуплотнение диспетчерского графика потребовало и расширения регулировочного диапазона энергоблоков за счёт более глубокого разгрузки при ночных провалах нагрузки. В этих целях одну из турбин Ставропольской ГРЭС стали ежесуточно разгружать до 140 МВт вместо обычных 150. Вскрытие турбины ровно через 1 год показало необходимость полного перелопачивания последних ступеней вследствие недопустимого эрозийного износа входных кромок рабочих лопаток, т. е. расширение регулировочного диапазона со 150 – 300 МВт до 140 – 300 привело к резкому снижению ресурса лопаток,

ставшего в 4 раза меньше за межремонтный период.

Таким образом, установлено: **перевод турбин К-300-240 ХТГЗ на маневренную эксплуатацию с малорасходными режимами холостого хода (ХХ) при еженедельных пусках-остановах и при ночных разгрузках ниже 150 МВт многократно ускоряет эрозию рабочих лопаток последних ступеней ЦНД**, что резко снижает их ресурс.

Однако полученный результат изменения эрозийного износа рабочих лопаток последних ступеней противоречит имеющимся расчётным и эксплуатационным данным. Так, общеизвестно, что на режимах частичной нагрузки конечная влажность пара снижается от $y = 8 - 10\%$ при полной нагрузке до $y = 5 - 6\%$ при половине от номинальной. В соответствии с этим в потоке пара перед рабочим колесом последней ступени резко уменьшается содержание крупнокапельной процессной и внепроцессной влаги [13, 20]. А на малорасходных режимах ХХ пар переходит даже в состояние перегрева от вентиляционных потерь.

Для объяснения этого противоречия необходимо учесть особенности работы ЧНД на малорасходных режимах. Как известно [4], при объёмных расходах пара вблизи номинальной нагрузки обтекание меридианных обводов последней ступени безотрывно (рис. 4, а). Но по мере снижения расхода (в диапазоне 0,8 – 0,5 номинала) развивается прикорневой отрыв потока с уменьшением КПД и вырабатываемой ступенью мощности [4, 21]. Фундаментальные исследования [22 – 24] показали, что при объёмном расходе менее примерно 0,5 номинала ступень начинает потреблять мощность на вентиляцию и, в основном, на создание перед собой более низкого давления, чем на выхлопе в конденсатор. Таким образом, при расходе ниже 0,5 номинального рабочие лопатки последней ступени работают как радиально-осевой компрессор. Давление за рабочими лопатками у периферии оказывается выше, чем перед ними, и это меняет на противоположное проектное направление течения пара в осевом межвенцовом зазоре и в радиальном зазоре уплотнения рабочего колеса (рис. 4, б). Последнее доказано опытом на натурном стенде УТМЗ [24]. Обратная струя пара в радиальном зазоре бьёт в сторону обода диафрагмы, формируя торовой вихрь (см. рис. 4, б), усиливаемый центростремительным течением в межвенцовом осевом зазоре между ободом диафрагмы и кольцом периферийного уплотнения рабочего колеса.

Очевидным следствием компрессорного режима последней ступени при малых расходах пара стало прекращение работы обеих систем влагоудаления из-за невозможности отсоса се-

парируемой влаги из области более низкого давления перед последней ступенью и её рабочим колесом, чем на выхлопе, где давление выше. Вместо отсоса в эту область присасывается из выхлопного патрубка влага известных обратных токов, срывающих капли не только с выхлопных поверхностей, но даже с верхних трубок конденсатора [8]. В режиме ХХ обратные токи переувлажняются пусковыми сбросами БРОУ и охлаждательными впрысками [2, 4 – 11]. Эрозийно опасная влага указанных источников превалирует над влиянием меньшей конечной влажности пара при малых нагрузках и над влиянием вентиляционного перегрева на пусковых режимах ХХ.

Кроме того, в износе периферийных входных кромок рабочих лопаток последних ступеней принимает участие и влага, заносимая на спинки лопаток обратными токами из потока прикорневого отрыва за ступенью и из концевой уплотнения (см. рис. 4, б). О большом количестве этой влаги широко известно по интенсивному износу балансировочных грузов последнего диска и по массовым обрывам его рабочих лопаток из-за эрозии их выходных кромок у корня [5 – 11]. Исследованиями показано, что на ряде турбин мощностью 50 – 500 МВт [2, 7, 8] влага прикорневых обратных токов обильно орошает спинки рабочих лопаток на ширине до 20 мм от выходной кромки. Под действием центробежной силы эта влага течёт по спинке к вершине лопатки почти без срыва слабым и практически радиальным рабочим потоком [2, 8, 20] и сбрасывается в обратную струю периферийного уплотнительного зазора [24], что существенно переувлажняет торовой вихрь, оттесняющий капли от вершины (см. рис. 4, б). Часть избыточной влаги циркулирует в системе торовой вихря и многократно участвует в эрозийном процессе. Другая часть сбрасывается в рабочий поток пара за ступенью, обильно орошает прилегающие к ней детали выхлопа и возвращается в ступень с известными обратными токами пара и по влагодудяющим трактам, работающим на присос вместо отсоса (см. предыдущий абзац). Таким образом, малорасходные режимы пуска, эрозийно опасные для выходных кромок рабочих лопаток у корня [4 – 11], являются также одной из главных причин рассматриваемой эрозии входных кромок последних ступеней у периферии [2].

Дополнительным следствием компрессорного режима последней ступени при малых расходах пара явилось разгерметизация внутри ЧНД, что вызвало **присосы влаги извне**.

Всё изложенное показывает, что для профилактики эрозии рабочих лопаток

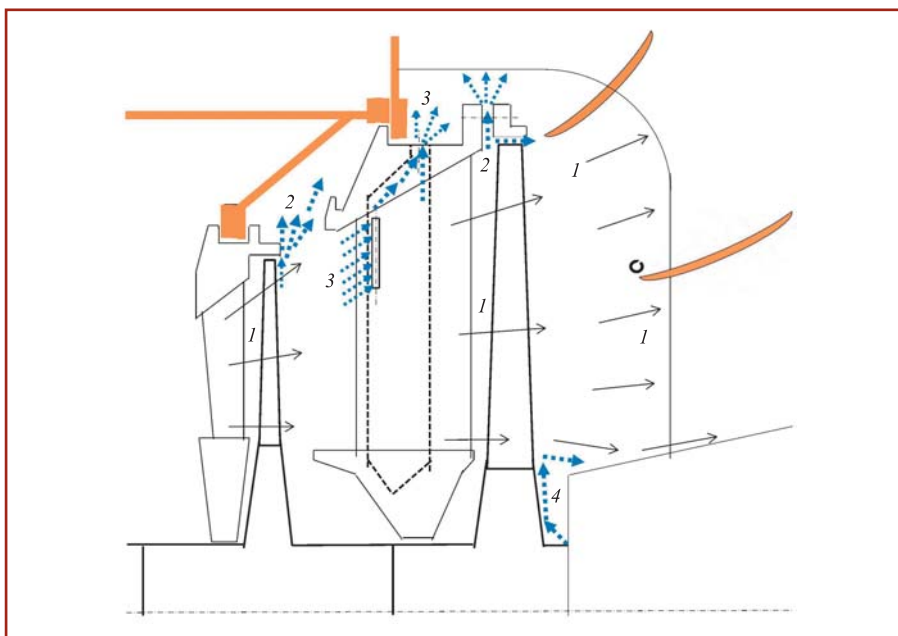


Рис. 4, а. Течение пара и крупных капель влаги в проектном выхлопе ЦНД турбин К-300-240 ХТГЗ при номинальном режиме:

1 — траектории потоков пара без отрыва от меридианных обводов выхлопа; 2 — периферийная сепарация капель центробежными силами в дренаж и на выхлоп; 3 — внутриканальная сепарация влаги через щели полых сопел с отсосом на выхлоп; 4 — влага из концевой уплотнения

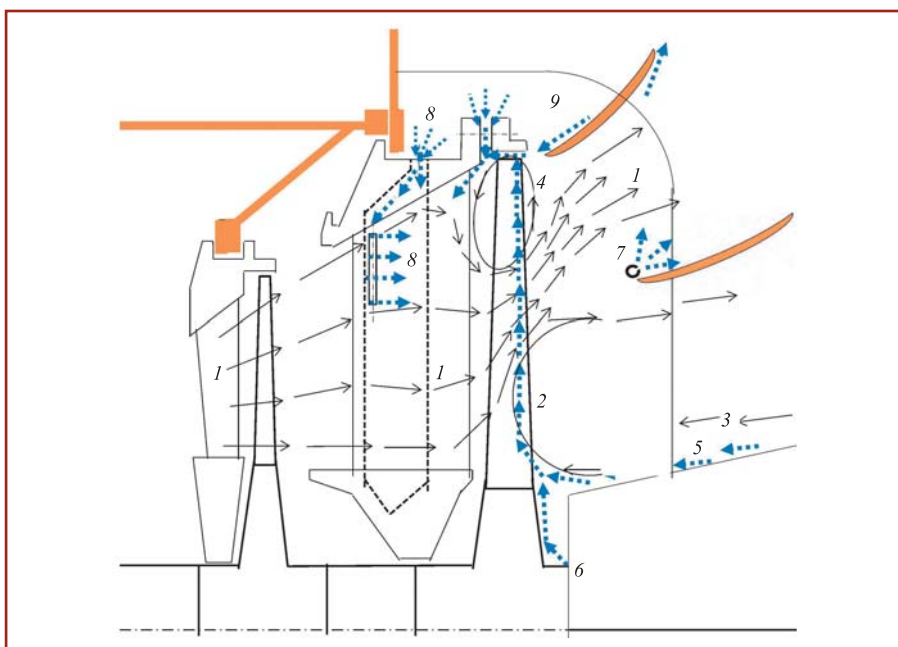


Рис. 4, б. Течение пара и крупных капель влаги в проектном выхлопе ЦНД турбин К-300-240 ХТГЗ при пусковом режиме холостого хода:

1 — основной расходный поток пара; 2 — корневой лотрыв потока на выхлопе; 3 — прикорневые обратные токи пара; 4 — периферийный торовый вихрь; 5 — влага обратных токов пара из выхлопа и из конденсатора; 6 — влага из концевой уплотнения; 7 — влага охладительного впрыска; 8 — влага из тракта и полостей внутренней сепарации; 9 — влага из выхлопа

последних ступеней в объём капитальных ремонтов необходимо включить мероприятия по реконструкции выхлопного патрубка, а также трактов и систем влагоудаления в целях отсекания ЧНД от возникающих на малорасходных режимах следующих внешних

источников эрозийно опасной влаги или для их нейтрализации.

Выхлопной патрубок, через который на малых расходах в последнюю ступень влага транспортируется с обратными токами пара, **предлагается оснастить водоотбойниками.**

На Ставропольской ГРЭС к выводу об участии влаги прикорневых обратных токов пара в эрозии входных кромок пришли после расследования исключительного случая чрезмерного износа с нетипичным расположением максимума поражения примерно в 30 мм от вершины (рис. 6). Оказалось, что это произошло лишь на одной из восьми турбин станции и лишь на одном потоке ЧНД, а именно там, где упомянутый водоотбойный щиток на конусе выхлопа (см. рис. 2) был удалён ещё в период первых пусков после монтажа [2]. В Отделе надёжности ЦКТИ оба вида износа входных кромок были известны из опыта освоения в 1960-х гг. головных образцов турбины К-300-240-1 ХТГЗ, имевших большое число наладочных пусков. Это указывает на **важную роль установки водоотбойных щитков на элементах выхлопа как эффективного средства профилактики эрозии входных кромок рабочих лопаток последних ступеней.** На рис. 2 показан водоотбойный щиток (п. 9), который рекомендуется устанавливать не только на входной кромке внутренней стенки выхлопного диффузора, но и на его кольцевых и вертикальных разделительных лопастях. Задерживаемую водоотбойниками влагу следует отводить в нижнюю часть конденсатора.

Тракт периферийного влагоудаления, в котором с переходом на компрессорный режим отсос сепарируемой влаги из ЧНД сменяется присосом влаги извне, **предлагается оснастить обратными клапанами-заслонками** (см. рис. 5), согласно [25].

Систему внутриканального влагоудаления с отсосом через щели полых направляющих лопаток предлагается заменить **испарением влаги** за счёт **подвода в полости греющего пара.** В штатной конструкции турбин ХТГЗ для ТЭС и АЭС на малорасходных режимах не только прекращался отсос влаги и начинался присос дополнительной влаги из выхлопа, но присасываемый пар переувлажнялся внутри полостей из-за их омывания снаружи более холодным рабочим потоком (см. п. 8 рис. 4, б). Следы потёков влаги на спинках полых сопел за щелями наблюдались даже на редко пускаемых турбинах АЭС, (рис. 7). Работоспособность и экономичность испарительного влагоудаления проверены на экспериментальной турбине МЭИ [26], а фирма Siemens сообщила о переходе в своих турбинах от внутриканального влагоудаления к испарительному ещё в 1998 г.

На Ставропольской ГРЭС испытано несколько вариантов испарительного влагоудаления (табл. 2) с различными источниками греющего пара. Расход греющего пара был минимален за счёт использования теплоты его полной конденсации в полостях направляющих лопаток последней ступени, для чего слив

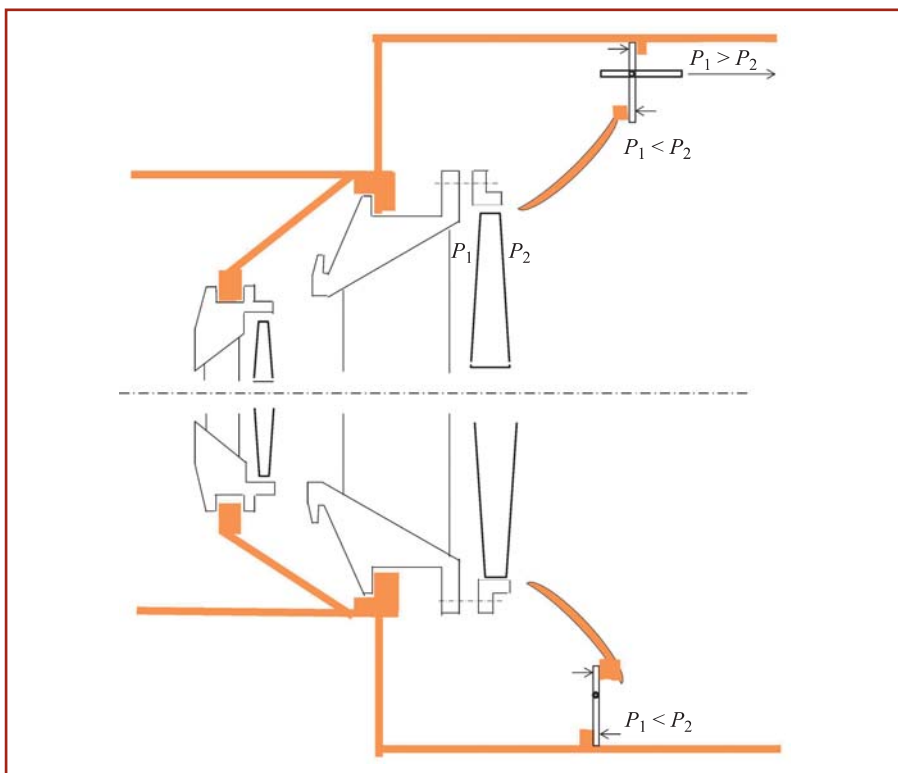


Рис. 5. Предотвращение обратного течения влаги в тракте периферийного влагоудаления ЦНД установкой обратных клапанов-заслонок

конденсата греющего пара выполнялся в камеру перед 5-й ступенью.

Уже первый вариант с подачей греющего пара из 9-го отбора через два штуцера в полый обод диафрагмы со средним температурным напором 4,5 °С обеспечил испарение с наружной поверхности сопл примерно 75 % плёночной влаги, что снизило эрозию у вершины лопаток на 60 % [27].

Второй вариант, в соответствии с которым тот же влажный пар 9-го отбора подводился в каждую из 68 полых лопаток без потерь давления, т. е. имел почти на 15 °С более высокую температуру насыщения, не дал ожидаемого эффекта. Расчёты [28] показали, что при температурном напоре $\Delta t > 8$ °С резко снижается интенсивность теплообмена из-за перехода от пузырькового режима кипения к плёночному, когда влага, оседающая на сопла снаружи, тотчас же, практически не испаряясь, сбрасы-

валась с них на рабочие лопатки (простой эксперимент наглядно продемонстрировал, как водяные капли, падающие на наклонную металлическую поверхность, нагретую на 5 – 8 °С выше комнатной температуры, смачивали её и, стекая, полностью испарялись, но уже при нагреве на 10 °С выше комнатной температуры капли мгновенно скатывались, не оставляя влажных следов и практически не испаряясь).

Наилучший результат дал третий вариант (см. рис. 8, п. 2 – 4) с греющим паром, подводимым в полые лопатки из камеры перед ступенью через боковые отверстия в обод с температурным напором примерно 5,5 °С. Конденсат греющего пара автоматически сливался обратно в камеру перед ступенью через боковые отверстия, все 68 радиальных отверстий обода, связывавших полости с выхлопом, были заглушены, как и щели отсоса направляющих лопаток,



Рис. 6. Эрозия вершин рабочих лопаток последних ступеней турбин К-300-240 ХТГЗ при отсутствии (а) и наличии (б) водоотбойников на внутреннем конусе выхлопного диффузора

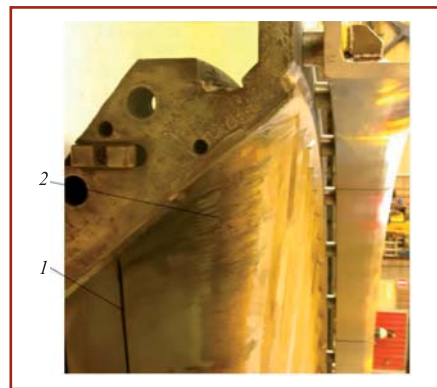


Рис. 7. Следы обратного течения влаги из щелей при пусках-остановах, оставшиеся на спинках сопл:

1 — щель для сепарации влаги; 2 — следы обратного течения влаги из щели

становившиеся источниками внешней влаги на малорасходных режимах (см. рис. 8). Это обеспечило испарение до 90 % оседающей на направляющие лопатки снаружи влаги за счёт теплоты конденсации греющего пара [29].

Важной особенностью третьего варианта является глушение всех штатных радиальных отверстий обода, что исключило отсос на выхлоп лишнего количества греющего пара на «турбин-

Таблица 2

Параметр	Результаты исследований испарительного влагоудаления в вариантах			
	Штатный	1	2	3
Источник греющего пара	—	9 отбор 2 штуцера Ø50 мм	9 отбор 68 отверстий Ø20 мм	Камера перед ступенью 68 отв. Ø20 мм
Средняя температура пара в полостях сопл t , °С	44,2	48,8	63,2	49,7
Средний температурный напор Δt , °С	-2,0	4,5	19,0	5,5
Расчётное количество испарённой влаги относительно влаги, выпавшей на сопла снаружи, %	—	75	0	90
Годовой эрозийный износ относительно штатного варианта, %	100*	40*	>100**	22**

* — по результатам измерений; ** — ожидаемый результат (измерений не было из-за диспетчерского графика).

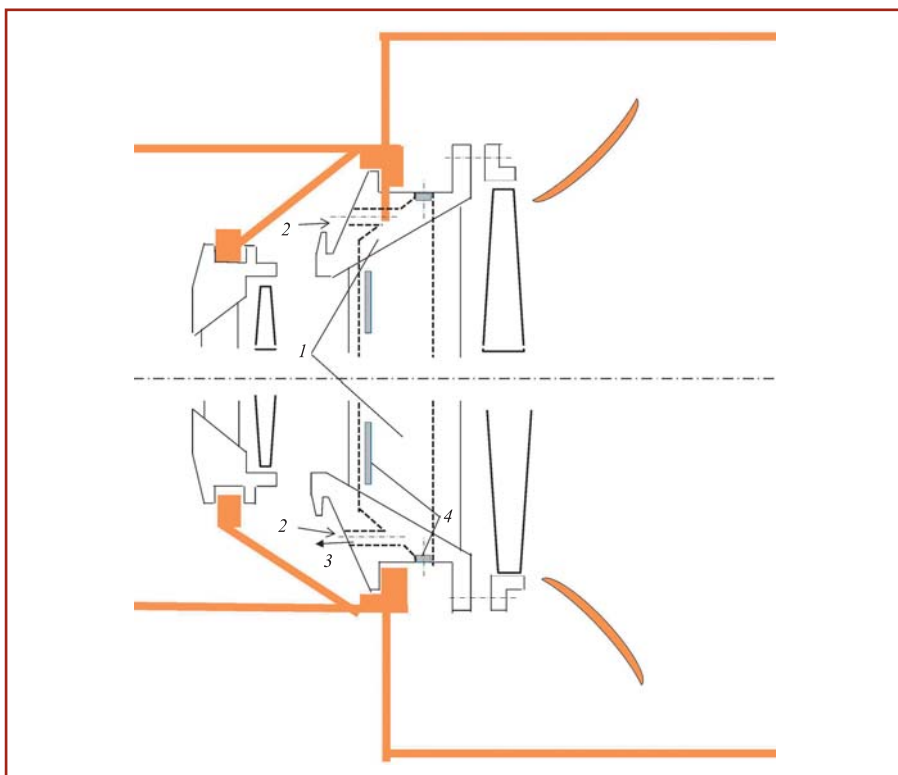


Рис. 8. Испарительное влагоудаление в 5-й ступени турбины К-300-240 Ставропольской ГРЭС (3-й вариант):

1 — полости в соплах, ободке и теле диафрагмы; 2 — греющий пар; 3 — слив конденсата греющего пара в камере перед ступенью; 4 — заглушенные щели и отверстия внутриканального влагоудаления

ном» режиме последней ступени. А на компрессорном режиме при ночных провалах нагрузки и холостом ходе пуска-останова это исключило упомянутый присос влаги в ступень через полости и щели сопл. Тем самым расход греющего пара ограничивался количеством теплоты, необходимой для испарения влаги с наружной поверхности. Ввиду близости параметров внутри и снаружи полых лопаток, удельная теплота конденсации греющего пара близка к удельной теплоте испарения наружной водяной плёнки. Поэтому расход греющего пара практически компенсировался возвратом в проточную часть пара от испарения «удаляемой» влаги, тогда как внутриканальное влагоудаление работало при отсосе мимо рабочих лопаток до 1 % расхода рабочего пара.

Внешние источники влаги предлагается нейтрализовать за счёт выполнения при капитальных ремонтах следующих профилактических мероприятий на пусковых схемах энергоблоков.

— **Установка сепараторов** типа тройник в трубопроводах от БРОУ (вместо колен между вертикально-опускным и горизонтальным участками), что гарантирует полное улавливание капель крупнее 0,15 мм [30 – 32].

— **Замена охлаждаемых впрысков** подводом в последнюю ступень холодного пара из отсека конденсатора у всаса на основной эжектор [33].

— **Установка заслонки в ресивере** перед двухпоточным ЦНД (см. рис. 1), чтобы уйти от компрессорного режима в I потоке ЧНД и использовать его холодный выхлоп для охлаждения последних ступеней II – III потоков ЦНД вместо охлаждаемых впрысков¹ [34, 35].

— **Перетрассировка выхлопа турбопривода ПТН** в отбор ЦНД, что позволит турбину К-300-240 разгружать ниже 150 МВт без перевода на ПЭН и тем самым существенно повысит её манёвренность.

Один из основных результатов выполненного исследования каплеударной эрозии рабочих лопаток последних ступеней заключается в выявлении на порядок более высокого съёма металла на кратковременных пусковых малорасходных режимах холостого хода (ХХ) по сравнению с более длительной (на два порядка) работой в диапазоне нагрузок 50 – 100 %. Действительно, допускаемая ПТЭ [36] длительность режима ХХ при останове и следующем пуске — не более 1 ч, что за год при еженедельных остановках (52 пуска) даст общую длительность ХХ менее 52 ч, и это меньше 1 % общегодовой наработки.

¹ Орлик В. Г., Зыков Р. Э., Качуринер Ю. Я. Паротурбинная установка. Заявка на полезную модель № 2019101088/06(0017742) от 10.01.2019.

В несравнимо более тяжёлых условиях в отношении эрозии последних ступеней оказались работающие на ТЭЦ турбины с теплофикационным отбором, на долю которых приходится треть установленной электрической мощности РФ [1, 37]. У этих турбин (типа «Т») практически безрасходный режим ЧНД поддерживается весь отопительный сезон, т. е. их ЧНД работают более полугода с ещё меньшими расходами и с ещё большими присосами эрозийно опасной влаги из внешних источников. С этим непрерывным малорасходным режимом суммируются режимы периодического снижения расхода при ночных провалах конденсационной нагрузки. В работе [38] показано, что и летом, когда отбор ограничен лишь нуждами горячего водоснабжения и регулирующие диафрагмы (РД) ЧНД полностью открыты, условия работы ступеней ЧНД тяжелее, чем у конденсационных турбин. Оказалось, что при этом все ступени ЧНД омываются влажным паром, а при давлении в отборе 0,6 ата и ниже влажным оказывается пар и перед ЧНД — в ресивере и в камере перед РД, т. е. к источникам эрозийной опасности добавляется рассмотренная ранее [13, 18, 39, 40] внепроточная конденсация пара на дисках и диафрагмах ступеней ЧНД из-за теплоотвода по металлу, включая РД и арматуру ресиверов.

Кардинальным решением проблемы каплеударной эрозии рабочих лопаток последних ступеней ЧНД турбин типа «Т» является известная ещё с советских времён практика установки в турбину на отопительный сезон «зимнего» ротора — без лопаток в ЧНД. На Южной ТЭЦ Ленэнерго «зимний» ротор двухпоточного ЦНД выполняется в виде фальшвала-проставки между РСД и ротором генератора. Кроме ежегодных затрат на двукратный переоборудование со вскрытием ЦНД, недостаток этого решения — невозможность перевода турбины в конденсационный режим для необходимого покрытия дневных пиков электрической нагрузки в период осенне-зимнего максимума. Поэтому целесообразнее и на турбинах ТЭЦ внедрять при капитальных ремонтах предложенные ранее профилактические мероприятия. Дальнейшей задачей является исследование возможности использования турбин ТЭЦ для прохождения ночных провалов нагрузки, например, путём перехода в моторный режим [1, 41] с переводом тепловых потребителей на питание от аккумуляторов горячей воды и иными методами [42 – 44].

Следующим направлением профилактики эрозийного износа рабочих лопаток последних ступеней является **подавление коррозионного фактора**, основанное на известном законе распределения растворимых примесей

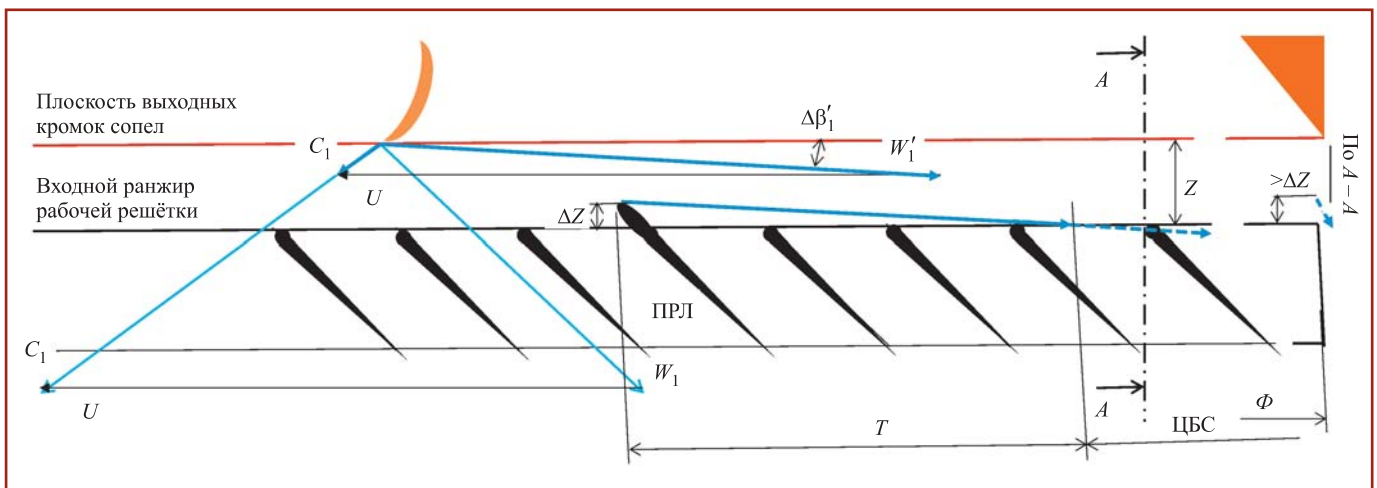


Рис. 9. Протекторный эффект выступающей из ранжира рабочей лопатки последней ступени при работе ступени в турбинном режиме в диапазоне нагрузок 50 – 100 %:

C_1 — абсолютная скорость пара на выходе из сопла; C_1' — абсолютная скорость капель, срываемых потоком пара с выходных кромок сопел; U — окружная скорость вращения вершин рабочих лопаток; W_1 — относительная скорость пара на входе в рабочую решётку; W_1' — относительная скорость капель на входе в рабочую решётку; $\Delta\beta_1'$ — угол между векторами U и W_1' ; ΔZ — выступание протекторной лопатки из ранжира; T — дуга рабочей решётки, где рядовые рабочие лопатки защищены от ударов крупных капель («тень»); Φ — диаметр вершин рабочих лопаток; Z — осевой зазор между направляющей и рабочей решётками последней ступени; ЦБС — область действия центробежной сепарации крупных капель; ПРЛ — протекторная лопатка

между паровой и жидкой фазами [45]. Согласно этому закону, концентрация коррозионно-агрессивных примесей в каплях первичного конденсата, выпадающего в потоке и на стенках, на порядок больше, чем в основном конденсате, направляемом на обессоливание. Известно также, что на влажной поверхности лопаток при наличии примесей образуется сравнительно менее прочный слой оксидов, превращающих каплеударную эрозию в существенно более интенсивный эрозионно-коррозионный износ (ЭКИ) [46, 47]. Для подавления коррозионного фактора рекомендуется не допускать смешивания с основным конденсатом более «солёного» первичного конденсата, попадающего в традиционные системы периферийного и внутриканального влагоудаления, а также первичного внепроцессного конденсата, дренируемого с диафрагм ступеней, из диафрагменных и концевых уплотнений, а также со стенок отборов и выхлопа. В этих целях указанные традиционные и новые системы удаления и дренирования влаги, направляемой обычно в конденсатосборник, необходимо реконструировать в ходе капитальных ремонтов:

– **выполнить в вакуумной системе «солёный» отсек**, собирающий первичный конденсат существующих систем периферийного и внутриканального влагоудаления и дренажи из камер ступеней и концевых уплотнений, со стенок труб отборов, выхлопного патрубка, с влажно-паровых диафрагм, а также конденсат с верхнего ряда трубок конденсатора;

– **выполнить тракты отвода солёного конденсата на автономную обессоливающую установку (АОУ)**, на химво-

доочистку (ХВО) и на удаление из цикла [48 – 50].

Ещё одно мероприятие по профилактике эрозии основано на известной неравномерности эрозионного износа входных кромок по окружности рабочего колеса последней ступени: наиболее изношены лопатки с входными кромками, выступающими из ранжира [4, 51], тогда как у нескольких соседних (против вращения) лопаток входные кромки целы, ибо находятся «в тени» выступающих из ранжира и недоступны (рис. 9) для наиболее эрозионно опасных крупных капель [4, 20, 52]. Даже капли, сходящие с сопловых профилей, слабо разгоняются паровым потоком — до скорости C_1' , на порядок меньшей скорости пара C_1 . При этом скорость входа крупных капель на рабочие лопатки близка к окружной скорости вращения ($W_1' \approx U$) и по величине, и по направлению. При номинальном режиме угол между этими векторами $\Delta\beta_1' \approx 2^\circ$. Поэтому «в тени» кромки, выступающей из ранжира на $\Delta Z = 5$ мм, оказывается дуга $T = \Delta Z / \text{tg } 2^\circ \approx 5 / 0,0349 = 143$ мм с тремя лопатками рабочего колеса, защищёнными от удара капель, срываемых паром с направляющих решёток. Необходимо отметить, что аналогичные капли, пролетающие практически с теми же скоростями W_1' мимо выступа чуть дальше ΔZ (штрихпунктирная линия), не изнашивают выходящие из «тени» лопатки, так как под воздействием центробежных сил успевают сепарироваться за диаметр Φ вершин (см. рис. 9, вид по А – А). Выступление из ранжира оказывается ещё более эффективным в отношении капель из рассмотренных ранее внешних источников, так как даёт «тень» большему числу соседних лопаток вви-

ду меньшей осевой скорости этих капель и меньшему углу $\Delta\beta_1'$.

Протекторным эффектом выступающих кромок рационально воспользоваться, поскольку он не исчезает, несмотря на их больший износ, на что указывает «покачивание» линейки при её прикладывании к рабочей решётке при всех без исключения ревизиях.

Изложенное позволяет сформулировать описанное профилактическое мероприятие, для которого авторы готовят патентную заявку на **использование протекторной роли рабочих лопаток, выступающих из ранжира**.

Для реализации данного мероприятия в ходе капитального ремонта турбины рекомендуется каждый пакет из 7 – 8 рабочих лопаток последней ступени снабжать одной «протекторной» лопаткой (ПРЛ), входная кромка которой выступает из ранжира на ΔZ . Конкретное значение выступа принимается по соображениям максимального экономического эффекта, достигаемого за счёт увеличения ресурса обычных рабочих лопаток, поскольку замена или восстановительному ремонту подлежат лишь протекторные лопатки, составляющие всего около 13 % общего числа лопаток. Варианты выполнения протекторных рабочих лопаток следующие:

– ПРЛ могут быть выбраны из той же партии, что и остальные рабочие лопатки, т.е. выбраны при их сортировке, либо выступание кромок из ранжира обеспечивается соответствующим смещением вершины за счёт нестандартного исполнения хвостовика или фиксажи его стопора. В данном варианте стоимость периодических замен ПРЛ составит примерно 13 % стоимости полного перелопачивания, осуществ-

ляемого при обычной конструкции рабочего колеса. Т.е. расход запасных частей будет приблизительно в 7 раз меньше;

– ПРЛ могут выполняться путём упорочняющей наплавки (аргонно-дуговой с использованием электродов из специальных сплавов [51, 52]) входной кромки одной из рабочих лопаток в пакетах стандартно изготовленных и собранных без выступления из ранжира обычных рабочих лопаток. В этом варианте изношенную ПРЛ можно оставить в эксплуатации, поменяв местами с соседней по направлению вращения, на которую и наплавить выступ необходимого размера ΔZ .

– ПРЛ с заданным значением выступа ΔZ могут быть заказаны на лопаточном заводе из эрозионно-стойкого материала (например, титанового сплава) либо из обычного материала с последующим упрочнением, например, закалкой ТВЧ, хромоборированием и т.п. [53].

Заключение

1. Известные методы ограничения эрозии рабочих лопаток последних ступеней (упрочнение и влагоудаление) неэффективны при малых расходах пара (маневренная работа КЭС, теплофикационные режимы ТЭЦ), когда давление в ЧНД ниже, чем в ПНД и конденсаторе, откуда присасывается внешняя влага.

2. На входных сторонах дисков и диафрагм ЧНД в отсутствие разгрузочных отверстий конденсируется внепроцессная влага, забрасываемая на рабочие лопатки последних ступеней.

3. Для снижения эрозии рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин предложены апробированные профилактические мероприятия, выполнимые при капитальных ремонтах:

– отсечение ЧНД от присоса внешней влаги с помощью **водоотбойников** на деталях выхлопа; **обратных клапанов** в отборах, дренажах и в тракте периферийного влагоудаления из ЧНД; **сепараторов** за БРОУ; **перфорации** рёбер выхлопа; **замены охладительных впрысков** холодным паром;

– внедрение испарительного влагоудаления паровым нагревом полых направляющих лопаток;

– подавление внепроцессной конденсации за счёт разгрузочных отверстий в дисках ЧНД или в хвостовиках рабочих лопаток;

– обессоливание или выброс коррозионно-опасного первичного конденсата;

– замена пайки стеллитовых пластин на электроприварку;

– применение выступающих из ранжира рабочих лопаток как протекторов. Расходы генерирующих компаний на предложенное малозатратное теплевооружение с лихвой окупятся за счёт увеличения срока службы рабочих лопаток и повышения приёмистости ПТУ.

Использование предложенных решений повысит рентабельность и ремонтных фирм, и изготовителей запасных частей.

В заключение авторы приносят благодарность работникам Ставропольской ГРЭС М. А. Филаретову, В. Г. Чернышову, А. Н. Луценко, обеспечившим скрупулёзные измерения износа рабочих лопаток и выполнение ряда НИОКР [2, 27, 29] по влиянию режимных факторов и конструктивных особенностей ЧНД на эрозию рабочих лопаток.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зыков Р. Э., Орлик В. Г., Мещеряков Д. К. Проблемы паровых турбин в современных условиях энергопотребления. — Сб. материалов конф. Института энергетики Санкт-Петербургского Политехнического Университета Петра Великого «Неделя науки». — СПб.: Изд-во СПбПУ, 2019. С. 13 – 17.

2. Орлик В. Г. Эрозия рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин на пусковых и малорасходных режимах / В. Г. Орлик, Ю. Я. Качуринер, В. Ф. Червонный и др. // Электрические станции. 2007. № 4. С. 6 – 10.

3. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ / Под ред. Ю. Ф. Косяка. — М.: Энергоиздат, 1982.

4. Щегляев А. В. Паровые турбины. 5-е изд., доп. Б. М. Трояновским. — М.: Энергия, 1976. — 268 с.

5. Кириллов И. И., Фаддеев И. П., Радик С. В. Эрозия выходных кромок рабочих лопаток осевых турбин, работающих на влажном паре // Теплоэнергетика. 1972. № 4. С. 38 – 41.

6. Лагун В. П., Симою Л. Л. Особенности работы последних ступеней ЧНД на малых нагрузках и холостом ходу // Теплоэнергетика. 1971. № 2. С. 21 – 34.

7. Фаддеев И. П. Эрозия влажнопаровых турбин. — Л.: Машиностроение, 1974. — 208 с.

8. Лагун В. П. Эрозия выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин / В. П. Лагун, Л. Л. Симою, Ю. В. Нахман и др. // Теплоэнергетика. 1977. № 10. С. 10 – 16.

9. Орлик В. Г., Резник Л. Б. Исследование эрозии выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин в условиях эксплуатации // Труды ЦКТИ. 1983. Вып. 205. С. 68 – 79.

10. Орлик В. Г. Подсос пара из концевых уплотнений на рабочие лопатки турбин / В. Г. Орлик, С. Я. Михайлов, Б. Б. Новиков, Л. Б. Резник // Теплоэнергетика. 1982. № 12. С. 53 – 55.

11. Орлик В. Г., Резник Л. Б. О причинах и мерах предотвращения эрозии выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней турбин К-300-240 // Энергетик. 1983. № 9. С. 8.

12. Качуринер Ю. Я. Комплекс программ «Влажный пар». Опыт использования программ ППП «Влажный пар» при проектировании и отладке энергетического оборудования // Труды ЦКТИ. 1997. Вып. 292, т. 1. С. 20 – 34; т. 2. С. 61 – 70.

13. Аверкина Н. В. Особенности эрозионного износа рабочих лопаток последних ступеней турбин мощностью 300 МВт

и выше / Н. В. Аверкина, Е. Б. Долгопосок, Ю. Я. Качуринер, В. Г. Орлик // Теплоэнергетика. 2001. № 11. С. 34 – 40.

14. Долгопосок Е. Б., Качуринер Ю. Я., Орлик В. Г. Снижение эрозии рабочих лопаток последних ступеней на действующих конденсационных установках: В сб. «Методы и средства оценки состояния энергетического оборудования». Вып. 12. — СПб.: Минэнерго РФ, ГОУ ДПО «ПЭИПК», НПО ЦКТИ, 2000. С. 122 – 135.

15. Готовский М. А. Анализ возможности заброса влаги в турбину из смешивающего ПНД при аварийном сбросе нагрузок турбоустановки / М. А. Готовский, Ю. Г. Сухоруков, В. Ф. Ермолов, Н. Н. Трифонов // Надёжность и безопасность энергетики. 2013. № 4. С. 50 – 58.

16. Божко В. В. Модернизация пусковой схемы для снижения эрозии рабочих лопаток паровых турбин и предотвращения массовых обрывов стеллитовых пластин / В. В. Божко, А. В. Горин, И. В. Зайцев и др. // Теплоэнергетика. 2017. № 3. С. 22 – 30.

17. Кантор З. И., Орлик В. Г., Розенберг С. Ш. Исследование плотности стыков диафрагм паровых турбин в условиях эксплуатации // Теплоэнергетика. 1977. № 7. С. 59 – 61.

18. Аверкина Н. В. Влажно-паровая эрозия дисков и валов паровых турбин / Н. В. Аверкина, И. В. Железняк, Ю. Я. Качуринер и др. // Электрические станции. 2010. № 8. С. 27 – 35.

19. Орлик В. Г. Исследование некоторых особенностей рабочего процесса паровых турбин и повышение его эффективности / В. Г. Орлик, Н. В. Аверкина, М. В. Бакурадзе и др. // Труды ЦКТИ. 1997. Вып. 281. Т. 2. С. 91 – 101.

20. Качуринер Ю. Я., Орлик В. Г., Хоменок Л. А. Совершенствование и повышение эксплуатационной надёжности турбинных ступеней, работающих на влажном и абразивном потоках пара. Ч. I. Снижение эрозионного износа рабочих лопаток влажнопаровых ступеней. — СПб.: ПЭИПК, 2007. — 68 с.

21. Сандовский В. Б. Совершенствование последней ступени ЧНД турбин К-300, К-500 и К-800 ЛМЗ с учётом работы турбоустановок в переменной части графика нагрузки / В. Б. Сандовский, А. П. Огурцов, И. М. Смирнов и др. // Труды ЦКТИ. 1984. Вып. 196. С. 36 – 39.

22. Шнеэ Я. И. Особенности работы турбинной ступени с малым $D_{ср}/L$ в режимах малых нагрузок / Я. И. Шнеэ, В. Ф. Пономарёв, В. И. Фёдоров, Л. Н. Быстрицкий // Теплоэнергетика. 1971. № 1. С. 39 – 42.

23. Шнеэ Я. И. Основные результаты создания и газодинамических исследований последней ступени турбин К-500 и К-1000-60/1500 / Я. И. Шнеэ, Ю. Ф. Косяк, В. Ф. Пономарёв и др. // Теплоэнергетика. 1978. № 9. С. 2 – 7.

24. Сандовский В. Б. К вопросу об образовании торового вихря у периферии турбинной ступени с малым $D_{ср}/L$ / В. Б. Сандовский, В. А. Харченко, Ю. А. Марченко, К. Я. Марков // Труды ЦКТИ. 1981. Вып. 184. С. 102 – 105.

25. Патент РФ 2 558743 С2. Часть низкого давления паровой турбины / В. Г. Орлик, И. А. Носовицкий, Ю. Я. Качуринер и др. // Бюл. Изобретения. 2015. № 22.

26. Фролов В. В., Троицкий А. А., Розанов Н. А. Экономичность влажнопаровых турбинных ступеней с обогреваемыми сопловыми лопатками // Труды МЭИ. 1993. Вып. 663. С. 48 – 56.
27. Аверкина Н. В. Опыт промышленного применения обогрева направляющих лопаток для снижения эрозии влажнопаровых турбинных ступеней / Н. В. Аверкина, Ю. Я. Качуринер, В. Г. Орлик и др. // Электрические станции. 2004. № 2. С. 24 – 27.
28. РТМ 24.020.13–72. Расчёт охлаждения турбин с помощью ЭВМ. Температурные поля и гидравлика. — Л.: НПО ЦКТИ, 1972.
29. Патент РФ 2267617 С1. Способ удаления влаги из каналов направляющего аппарата влажнопаровой турбинной ступени / В. Г. Орлик, Ю. Я. Качуринер, Н. В. Аверкина и др. // Бюл. Изобретения. 2006. № 1.
30. Патент РФ 221607 С1. Устройство для очистки газа или пара от инородных включений / В. Г. Орлик, Л. Л. Вайнштейн, А. А. Азнабаев // Бюл. Изобретения. 2003. № 28.
31. Качуринер Ю. Я., Носовицкий И. А., Орлик В. Г. Малозатратные мероприятия, повышающие надёжность и экономичность паровых турбин ТЭС и АЭС // Теплоэнергетика. 2012. № 9. С. 1 – 9.
32. Орлик В. Г. Снижение абразивной эрозии турбинных ступеней перегретого пара / В. Г. Орлик, Н. В. Аверкина, А. А. Азнабаев и др. // Электрические станции. 2008. № 12. С. 33 – 40.
33. Патент РФ 2532086 С1. Часть низкого давления паровой турбины / В. Г. Орлик, И. А. Носовицкий, Ю. Я. Качуринер, В. М. Неуймин // Бюл. Изобретения. 2014. № 30.
34. Патент РФ 2540213 С1. Часть низкого давления паровой турбины / В. Г. Орлик, И. А. Носовицкий, Ю. Я. Качуринер, И. В. Шишминцев // Бюл. Изобретения. 2015. № 4.
35. Иванов А. В. Реконструкция паровой турбины К-300-240 ЛМЗ / А. В. Иванов и др. // Электрические станции. 1997. № 5. С. 16 – 21.
36. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 288 с.
37. Зыков Р. Э., Мещеряков Д. К., Орлик В. Г. Эрозионный износ рабочих лопаток паровых турбин ЛМЗ типа ПТ и способы его уменьшения // Энергетик. 2019. № 4. С. 22 – 26.
38. Симою Л. Л., Эфрос Е. И., Гуторов В. Ф. Влияние режимов работы турбины Т-250/300-240 на уровень влажности в ступенях ЦНД // Электрические станции. 2005. № 6. С. 27 – 32.
39. Аверкина Н. В. Влияние теплоотвода через металлические детали на интенсивность эрозионных и коррозионных процессов в проточной части ЦНД паровых турбин / Н. В. Аверкина, Е. Б. Долгопоск, Ю. Я. Качуринер и др. // Электрические станции. 1999. № 12. С. 20 – 23.
40. Аверкина Н. В. Особенности работы диафрагм влажнопаровых турбинных ступеней / Н. В. Аверкина, Ю. Я. Качуринер, Л. Л. Вайнштейн, В. Г. Орлик // Энергетик. 2002. № 12. С. 16.
41. Применение моторного режима на тепловых электрических станциях / Под ред. А. А. Мадояна. — М.: Энергия, 1980. — 256 с.
42. Богданов А. Б. Проблемы энергосбережения в России // Энергорынок. 2005. Июнь. С. 52 – 56.
43. Бекман Г., Гилли П. Тепловое аккумулярование энергии: пер. с англ. — М.: Мир, 1987. — 272 с.
44. Сафонов Л. П. Обеспечение глубокой электрической разгрузки теплофикационных энергоблоков с сохранением отпуски теплоты внешним потребителям / Л. П. Сафонов, А. А. Пискарёв, С. И. Мочан, Д. М. Будняцкий // Труды ЦКТИ. 1990. Вып. 259. С. 50 – 53.
45. Семёнов В. Н. Концентрирование примесей в первых каплях конденсата и жидких плёнках при расширении пара в турбине с пересечением линии насыщения // Энергосбережение и водоподготовка. 2004. № 4. С. 48 – 51.
46. Василенко Г. В., Сутоцкий Г. П., Конторович А. Х. Зависимость надёжности работы турбин от качества первичного конденсата // Теплоэнергетика. 1984. № 4. С. 34 – 37.
47. Ратнер А. В., Зеленский В. Г. Эрозия материалов энергетического оборудования. — М.-Л.: Энергия, 1966.
48. А. С. СССР 1290000. Паротурбинная установка / Л. Х. Конторович, В. Г. Орлик, И. А. Рогальская, Л. Б. Резник // Бюл. Изобретения. 1987. № 6.
49. А. С. СССР 1344919. Система продувки энергетической установки / Л. Х. Конторович, В. Г. Орлик, И. А. Рогальская // Бюл. Изобретения. 1987. № 38.
50. А. С. СССР 1449673. Способ удаления примесей из рабочей среды паротурбинной установки с регенеративными отборами / Л. Х. Конторович, В. Г. Орлик, И. А. Рогальская // Бюл. Изобретения. 1989. № 1.
51. Абдрахманов Р. Г., Цыплинов Ю. А., Людвиницкий С. В. Восстановление эрозионно-изношенных входных кромок рабочих лопаток последних ступеней ЦНД паровых турбин из сталей 20Х13Ш и 15Х11МФШ методом ручной аргонодуговой сварки // Энергетик. 2013. № 7. С. 50 – 52.
52. Дорогов Б. С. Эрозия лопаток в паровых турбинах. — М.-Л.: Энергия, 1965. — 95 с.
53. Щедролубов В. Л. Эрозионный износ входных кромок рабочих лопаток ЦНД мощной паровой турбины ТЭС. Сравнение способов упрочнения / В. Л. Щедролубов, В. М. Неуймин, П. Р. Должанский, С. В. Степанов. // Энергетик. 2017. № 10. С. 40 – 44.