

Тема 4.2. Парові турбіни АЕС.

Лекція 21. Особливості робочого процесу волого-парових турбін. Вибір основних параметрів турбоустановок (параметрів системи зовнішньої сепарації та проміжного перегріву пари, початкових параметрів пару та температури питної води).

Література: [3] с. 13-21; [2] с. 256-260; [5] с. 21-23.

Завдання на СРС. Принципові схеми, основні характеристики АЕС (К-220-44, К-1000-65/3000).

Лекція 22. Особливості конструкції турбін АЕС та їх окремих елементів. Вимоги до якості металу основних деталей турбін АЕС. Засоби зменшення вологості.

Література: [3] с. 21-27; [2] с. 260-269; [5] с. 24-27, [3] с. 13-27; [2] с. 256-269; [5] с. 21-27.

Завдання на СРС. Принципові схеми, основні характеристики АЕС (К-500-65/1500, К-1000-60/1500).

ОСОБЕННОСТИ ТУРБОУСТАНОВОК АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ И ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

1. Особенности тепловой схемы турбоустановок АЭС

К основным параметрам, определяющим технико-экономические показатели и влияющим на конструктивные особенности паротурбинных установок АЭС, могут быть отнесены: начальные параметры (давление и температура, либо влажность), разделительное давление (давление пара, поступающего на внешнюю сепарацию и промежуточный перегрев), конечное давление пара.

На ТЭС, работающих на органическом топливе, температура продуктов сгорания достигает величины 1600-1700 °С. Это позволит иметь температуру перегретого пара порядка 545-505 °С при давлении 23,5 МПа. Дальнейший рост температуры пара ограничен свойствами металлов, применяемых в турбиностроении.

Для двухконтурных установок с водо-водяными реакторами типа ВВЭР, применяемыми на АЭС на Украине (рис.1,а) параметры пара определяются характеристиками реактора и топлива (см. напр., табл.1).

Таблица 1. Конструктивные материалы, используемые в качестве оболочек ТВЭЛов ядерных реакторов.

Максимальная рабочая температура материала, К	Материал	Область применения
673	Сплавы циркония	Реакторы с водным теплоносителем
543	Сплавы алюминия	Реакторы с водным теплоносителем
973	Аустенитные нержавеющие стали	Реакторы на быстрых нейтронах с натриевым теплоносителем

С учетом физико-технических свойств реактора, его стоимости, требуемой степени обогащения урана давление воды в реакторе принимается на уровне 12-16 МПа.

Температурный режим теплоносителей по схеме рис.1,а приведен на рис.1,б. Как видно, $t_{1p} - t_{0s} = 10 \div 15^\circ\text{C}$; $t_{2p} - t_{1p} = 25 \div 40^\circ\text{C}$; в итоге $t_{2p} - t_{0s} = 35 \div 55^\circ\text{C}$.

Поэтому давление пара на входе в турбину P_0 ниже (на 5-7 МПа) давления воды на выходе из реактора и пар поступает в турбину насыщенным. Разность температур $t_{2p} - t_{0s}$ и температурой насыщения этой воды при давлении в реакторе.

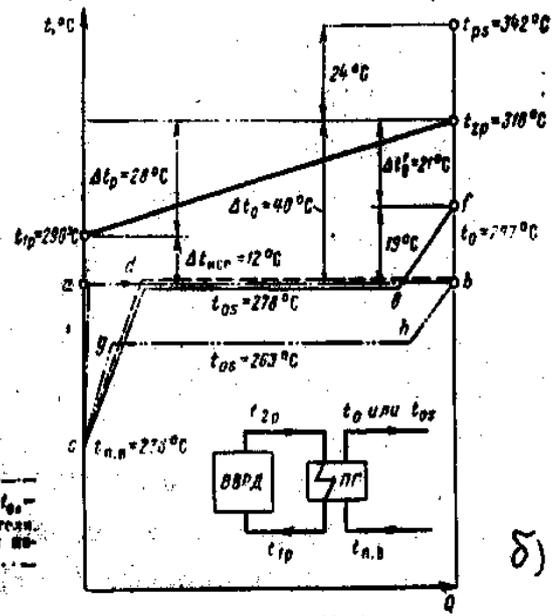
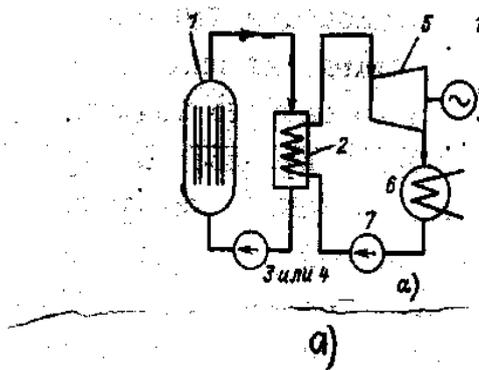
Таким образом, схема цикла АЭС в T-S диаграмме имеет вид, представленный на рис.2,а.

Процесс расширения пара в турбине в h-s диаграмме представлен на рис.2,б, а схема турбоустановки – на рис.2,в.

Одной из важнейших проблем является обеспечение допустимых значений диаграммой влажности в конце процесса расширения. Помимо снижения внутреннего относительного КПД, повышенная влажность вызывает интенсивный эрозионный износ лопаток последних ступеней. Конечная влажность уменьшается благодаря развитой системе влагоудаления, применяемой в современных паровых турбинах АЭС. Однако с помощью только влагоудаления добиться необходимого уровня влажности в отсеках низкого давления не удастся. Эффективная подсушка пара может быть обеспечена внешней промежуточной сепарацией и промежуточным паровым перегревом, применяемыми как порознь, так и одновременно (СПП).

С точки зрения теории сепарация и паро-паровой перегрев снижают термический КПД цикла. Применение его оправдано с точки зрения уменьшения потерь от влажности пара.

Выбор давления сепарации и перегрева пара $P_{\text{разд}}$ (разделительное давление) и оптимального способа промежуточного перегрева пара (однократный, двукратный) является достаточно сложной технико-экономической задачей. Разделительное давление и температура промежуточного перегрева $t_{\text{пп}}$ выбираются из условий максимально-допустимой влажности пара на выходе из ЦВД и ЦНД по условиям эрозионной надежности рабочих лопаток. Эрозия, в свою очередь, зависит от конструктивных особенностей конкретной турбины.



Давление теплоносителя в реакторе $P_p=16$ МПа; — ПГ без экономайзера и перегревателя, $P_0=6,2$ МПа, $t_0=t_{os}=270^\circ\text{C}$; — ПГ с экономайзером, но без перегревателя, $P_0=6,2$ МПа, $t_0=t_{os}=278^\circ\text{C}$; — ПГ с экономайзером и перегревателем, $P_0=6,2$ МПа, $t_0=t_{os}=297^\circ\text{C}$; — то же, но $P_0=4,9$ МПа; $t_0=t_{os}=16^\circ\text{C}-278^\circ\text{C}$

Рис. 1. Схема двухконтурной АЭС (а) и температурный график теплоносителей
 а) 1- реактор; 2- парогенератор; 3-главный циркуляционный насос; 5- паровая турбина; 6-конденсатор; 7-питательный насос.

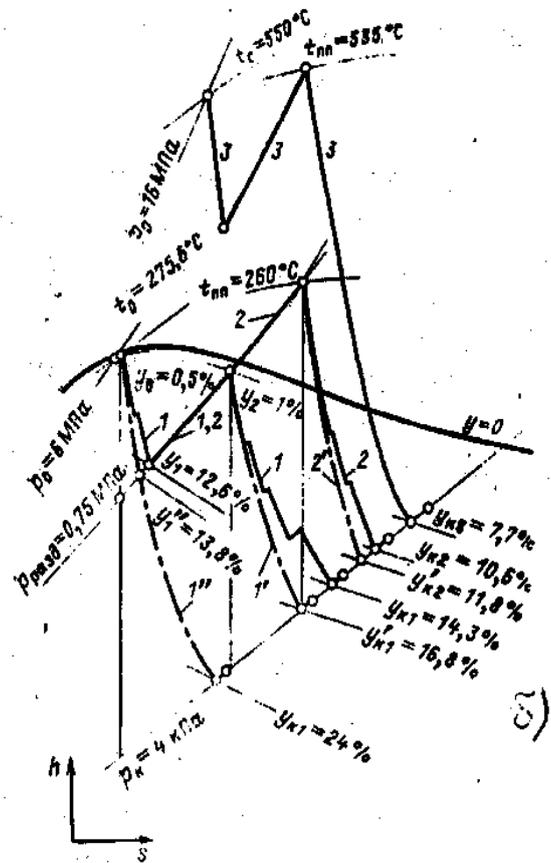
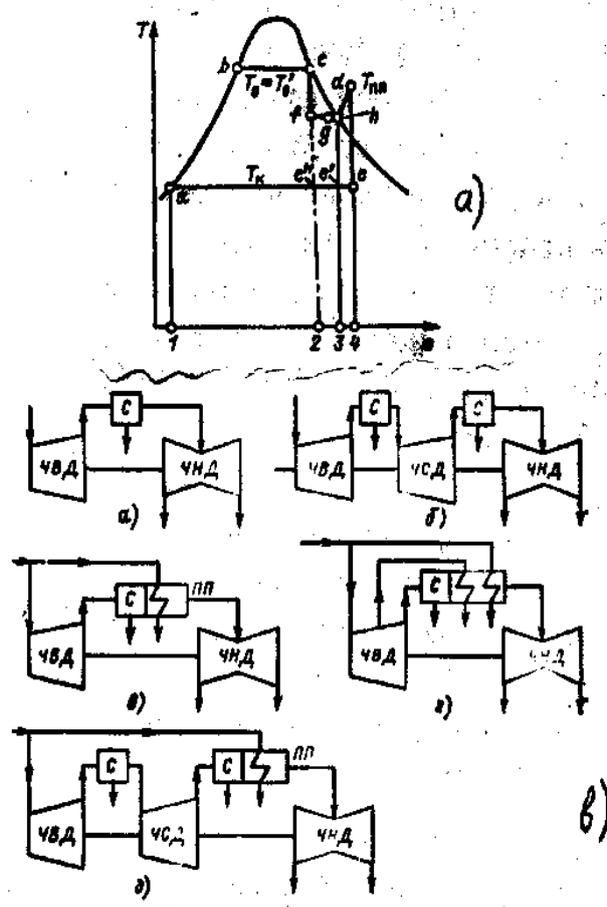


Рис. 2. T-S диаграмма теоретического цикла насыщенного пара турбинной установки с сепарацией влаги и промперегревом (а), процесс расширения пара в турбинах ТЭС и АЭС в h-s диаграмме (б), внешняя сепарация и промперегрев пара (в).

Данные по $P_{\text{разд}}$ и $t_{\text{пп}}$ различных турбин приведены в табл.2.
Табл.2. Параметры СПП турбин ПО ХТЗ для АЭС

Марка турбины	$P_{\text{разд}}$, МПа	$\frac{P_{\text{разд}}}{P_0}$	Параметры греющего пара на 1 ступень		Параметры греющего пара на 2 ступень	
			P_1 , МПа	t_1 , °С	P_2 , МПа	t_2 , °С
К-220-44	0,274	0,0634	1,77	206	4,32	254,9
К-500-65/3000	0,322	0,0498	2,0	219	6,46	280,4
К-500-60/1500	1,06	0,18	2,82	230	5,89	274,3
К-1000-60/1500	1,11	0,188	2,82	230	5,89	274,3
К-1000-60/1500-2	1,14	0,193	2,98	233,5	5,89	274,3

Несмотря на термодинамическую нецелесообразность промежуточного перегрева в турбинах насыщенного пара на меньший КПД всей турбоустановки на схеме с двумя внешними сепараторами (рис.2,в, схема б), такое решение почти не нашло применения. Это объясняется конструктивными (требуется разделение турбины не на две, а на три части) и эксплуатационными причинами.

Как показал опыт эксплуатации АЭС, сепаратор является одним из наименее надежных элементов установки. В связи с неполадками в нем возможно существенное увеличение влажности на входе в последующие за сепаратором ступени турбины, которое в свою очередь может вызвать серьезную поломку лопаток турбины. Возможно, по мере создания надежных сепараторов (в т.ч. ступеней-сепараторов) и разработки эффективных мероприятий по борьбе с вредным влиянием влаги возможен приход к схемам с одной или двумя ступенями сепарации без промежуточного перегрева.

Отработавший в турбине пар направляется в конденсатор, где конденсируется. Процесс конденсации происходит при постоянном давлении и, следовательно, при постоянной температуре. Уровень температуры конденсации обеспечивает температура охлаждающей воды.

Выбор конечного давления для турбин АЭС проводится исходя из условия оптимизации комплекса, состоящего из цилиндра низкого давления, конденсаторов и водоохладителей.

Чем ниже конечное давление, тем более сложной и металлоемкой становится конструкция ЦНД, конденсаторов, увеличивается мощность циркуляционных насосов, диаметры трубопроводов, размеры арматуры. В тоже время снижение конечного давления повышает экономичность турбоустановки.

Чем меньше теплоперепад на турбину H_0^T и ниже начальная эквивалентная температура пара T_3 , тем больше влияние конечного давления на экономичность турбоустановки. Оно особенно велико для АЭС с турбинами насыщенного пара, в которых теплоперепад примерно в 2 раза меньше, чем в турбинах ТЭС (рис.2,б). Так, например, при определенных одинаковых условиях даже небольшое повышение давления с $P_k=3,5$ кПа до 4,0 кПа означает для турбоустановки при $P_0=24$ МПа снижение КПД на $\Delta\eta/\eta_3 \approx 0,5\%$, а в случае насыщенного пара при $P_0=6$ МПа – на $\approx 0,9\%$. Для АЭС удельное значение выхлопной потери (на 1 кВт) примерно в 1,7 раза выше, чем для ТЭС. Выбор оптимального конечного давления существенно зависит от удельной нагрузки выхлопа и почти не зависит от начальных параметров пара и величины разделительного давления.

2. Конструктивные параметры турбоустановок АЭС

Конструктивные особенности турбин АЭС во многом обусловлены следующими причинами.

1. Малым располагаемым теплоперепадом H_{01}^T (меньше 60% от H_0^T в турбинах ТЭС). Вследствие этого расширение пара происходит в относительно небольшом числе последовательно расположенных ступеней, которые устанавливаются в ЦВД и ЦНД и лишь в отдельных случаях в ЦСД. При этом в ЦНД вырабатывается примерно 50-60% мощности и влияние ЦНД на экономичность турбины оказывается существенным.

2. Большими объемными пропусками пара, превышающими $G \cdot v$ в турбинах высоких параметров такой же мощности в 4-6 раз на входе и примерно в 2 раза – на выходе. Это приводит к необходимости увеличения количества цилиндров и разделения потоков пара из-за ограничения допустимой высоты лопаток по условиям прочности.

Разделение на параллельные потоки определяется так называемой предельной мощностью однопоточной турбины.

В табл. 3 приведены мощности, которые могут быть достигнуты в однопоточной турбине при $n=50$ 1/с. Как видно, предельная мощность однопоточной турбины сверхкритического давления составляет 136 МВт, а турбины насыщенного пара – 85 МВт.

Табл.3. Мощность однопоточной паровой турбины при $P_k = 4$ кПа; $\Omega = 8,6$ м²; $n=50$ 1/с.

Наименование параметра	Показатель			
Давление свежего пара, МПа	6,0	6,5	13,0	23,5
Температура свежего пара, °С/%	-/0,5	450/-	480/-	560/-
Температура промперегрева, °С	250	265	250	560
Мощность, МВт				
при $\Delta H_{вс}=50$ кДж/кг	100	133	138	160
при $\Delta H_{вс}=36$ кДж	85	113	117	136

Как видно количество цилиндров у турбины насыщенного пара примерно в 1,5 – 2 раз больше, чем у турбины сверхкритических параметров (рис.3).

В соответствии с этим мощные турбины имеют несколько цилиндров (рис.2,в), которые для контактности и уменьшения осевых усилий делают двухпоточными.

3. Особенности работы турбины на влажном паре

Одной из характерных особенностей расширения пара в некоторых элементах влажно-паровых турбин является то, что при переходе из однофазной в двухфазную область состояния ($x=1,0$) в конфузорных (ускоряющихся) потоках с большими скоростями и большими абсолютными градиентами давления изменение термодинамических параметров происходит настолько быстро, что при этом не реализуется равновесный процесс конденсации. Температура пара оказывается в таких потоках ниже соответствующей температуры насыщения (рис.4).

Например, пар изоэнтропийно расширяется от начального давления P_0 в области перегретого пара (т. А) до конечного состояния в области насыщения при давлении P_1 (т. В). при быстром переходе пограничной кривой (т. С) пар не успевает конденсироваться и расширяться практически с полным переохлаждением (процесс СВ). Свойства пара в этой области приближенно можно определить путем экстраполяции свойств перегретого пара.

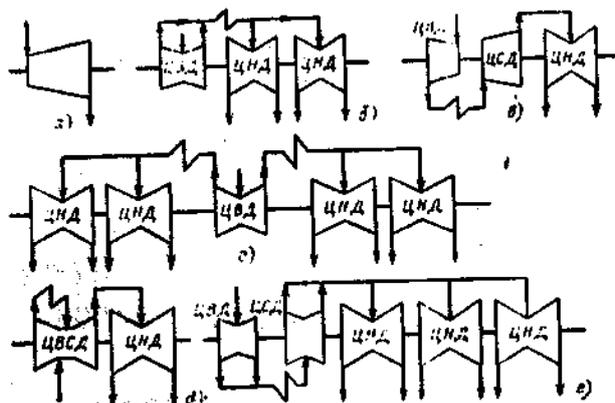
В конце процесса расширения (т. В) температура пара T_1 , меньше температуры насыщения T_s в точке Д. Величина $\Delta T = T_s - T_1$, называется степенью переохлаждения. Отношение P_1/P_s называется степенью перенасыщения.

На рис.4,б равновесный процесс – линия СВ¹, процесс с переохлаждением – линия СВ. Удельный объем влажного пара при равновесном расширении больше, чем переохлажденного вследствие того, что в последнем случае не выделяется скрытая теплота конденсации и температура пара оказывается ниже (рис.4,в).

Площадь СВВ¹ соответствует уменьшению располагаемой работы вследствие переохлаждения.

Состояние переохлаждения является нестабильным, т.е. относительно устойчивым только до определенного предела. При достижении максимального для данного случая переохлаждения пар спонтанно переходит в состояние, близкое к равновесному.

Влажность пара существенно влияет на все характеристики турбинных решеток: коэффициенты потерь ξ и расхода μ , углы выхода α_1 (β_2), нестационарность процесса и др.



а) одноцилиндровая турбина; б) турбина с тремя двухсторонними цилиндрами и четырьмя потоками на выходе; в) трехцилиндровая турбина с двумя потоками на выходе (например, К-200/30 для энергоблока АЭС с реакторами ТНД-300); г) турбина с пятью двухсторонними цилиндрами и двумя выходами (например, К-200-00/3000, К-200-00/3000, К-1000-00/1500); д) турбина с симметричным цилиндрами высокого и среднего давления (ЦВСД) и двухсторонними ЦНД (К-200-00/1500); е) турбина с шестью двухсторонними цилиндрами и шестью выходами (К-1000-00/1500-Г для Южноукраинской АЭС).

Рис.3. Типичные схемы многоцилиндровых турбин АЭС.

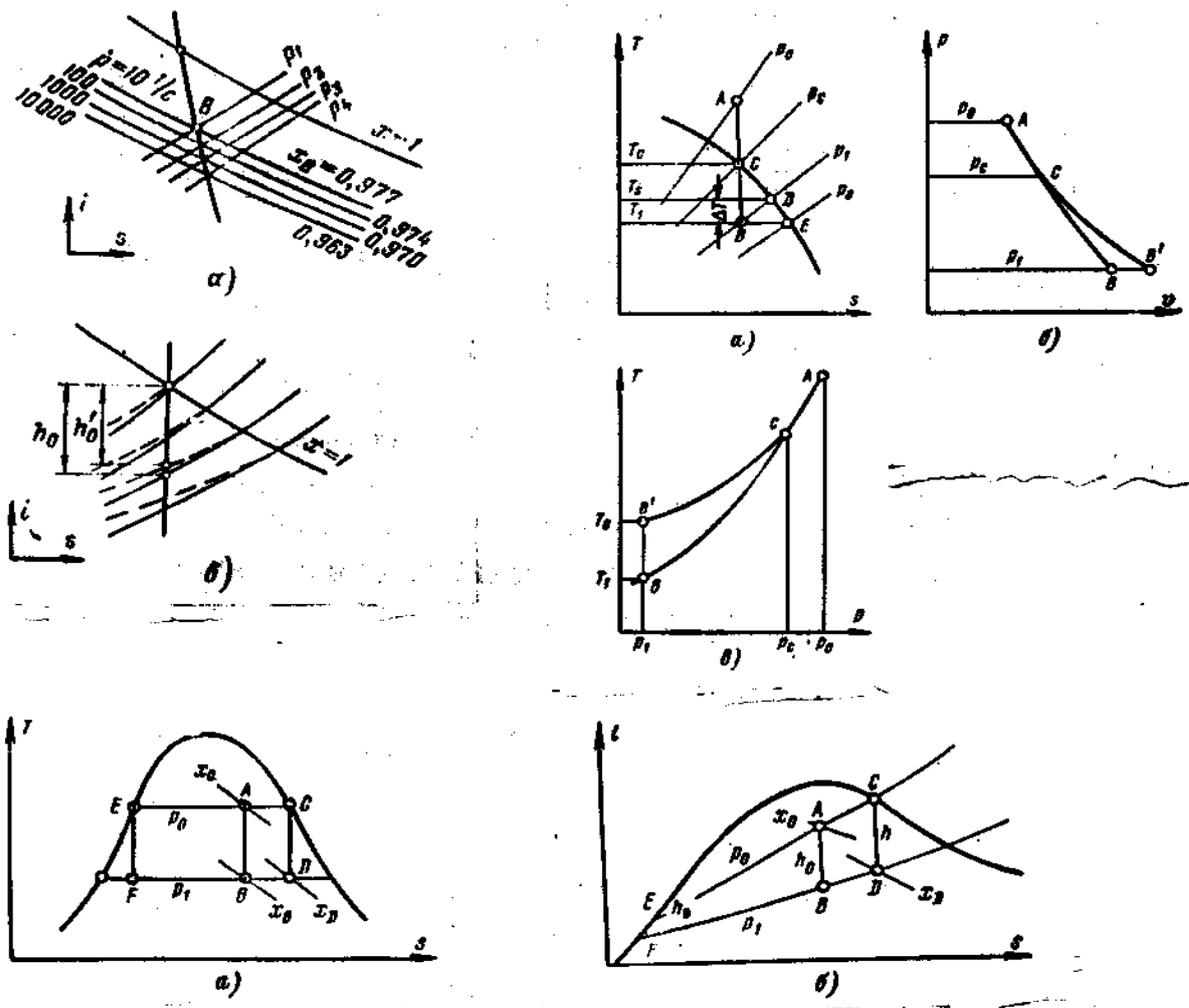


Рис. 4. Процесс расширения влажного пара с переохлаждением на термодинамических диаграммах.

При течении пара в решетке разные фракции ведут себя по-разному.

1. Мелкие капли $d_k < 1 \div 5$ мкм практически следуют линиям тока пара со скоростью, близкой к его скорости, проходят через решетку, не соприкасаясь с поверхностью профиля.

2. Капли среднего размера $d_k = 10 \div 30$ мкм отклоняются от линий тока, скорость их меньше скорости основного потока, а при выходе из решетки больше.

3. Капли большого размера $d_k > 50 \div 100$ мкм движутся через сопловой канал почти независимо от изменения направления основного потока. В зависимости от входного угла они попадают или на вогнутую поверхность, или на стенку профиля.

4. Капли, попавшие на поверхность профиля, образуют пленку, которая мешает срываться с поверхности профиля или отражаются от нее. Пленка, а также образованные из нее струи, имеют скорости, намного меньше, чем скорости пара, и выходят из решетки с существенно большими углами.

5. Капли, образовавшиеся в кромочном следе, вместе с каплями, образовавшимися в результате схода с профиля водяной пленки, создают при обтекании решеток размытый кромочный след с весьма большими углами выхода.

На рис. 5 условно показаны основные потоки с большой концентрацией влаги, проходящие через решетку. Здесь параметры жидкой фазы обозначаются штрихом, а паровой фазы – двумя штрихами. Рис.5,а построен для первой решетки отсека, рис.5,б – для сопловой решетки промежуточной ступени.

На рис. 6 условно показаны треугольники скоростей пара и влаги при течении в решетке.

Исследования показали, что коэффициент потерь энергии ξ при течении влажного пара возрастает за счет переохлаждения пара, теплового и механического взаимодействия фаз, а также тормозящего действия капелек влаги, затрат энергии на транспортирование пленок жидкости по поверхности лопаток под действием центробежных сил и др. факторов.

Влияние формы профилей рабочих лопаток на уменьшение КПД от влажности $\eta_{oi}^{вл}$ видно из рис.7. Наиболее значительное падение КПД обнаруживается на ступени активного типа I ($\rho_{cp}=0,05$ при $u/c_\phi=0,5$).

Известно несколько методик учета потерь из-за влажности при расчетах ступеней. Наиболее распространенным и простым является метод, основанный на применении опытных коэффициентов.

В этом случае КПД ступени, работающей на влажном паре,

$$\eta^{вл} = \eta^{nn} [1 - 2 \cdot u/c_\phi \cdot (K_1 y_0 + K_2 \Delta y)] \quad (1)$$

где $\Delta y = y_2 - y_0$ – увеличение влажности в ступени; K_1 и K_2 – эмпирические коэффициенты.

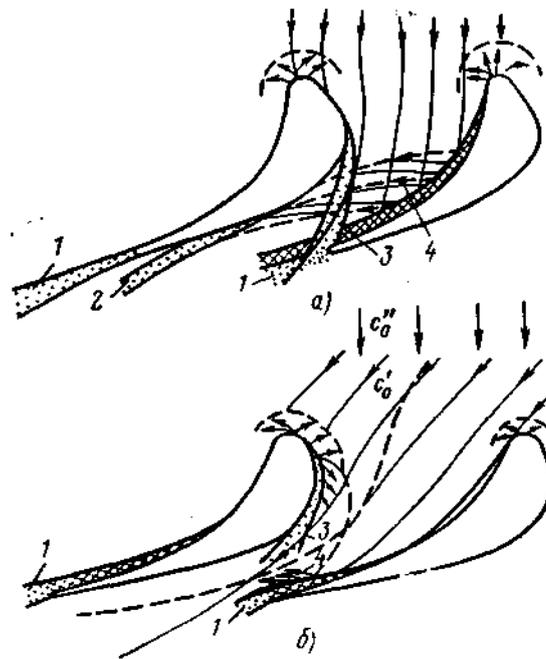


Рис. 5. Схемы движения частиц влаги в канале сопловой решетки.

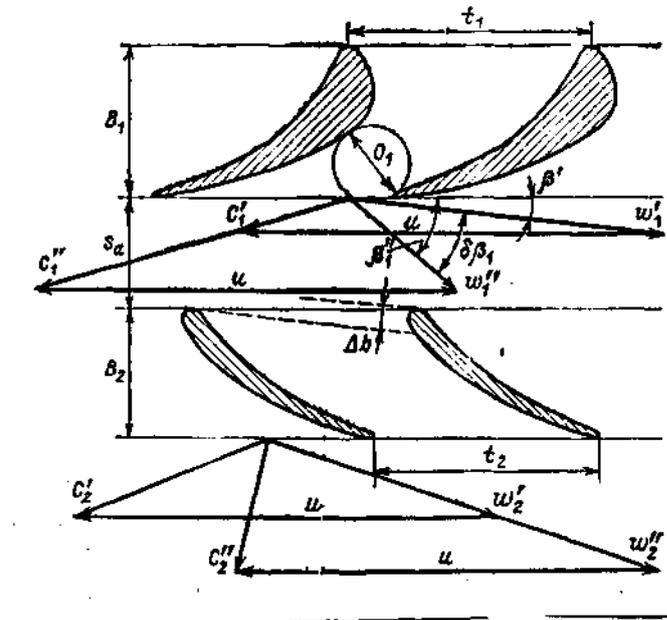


Рис. 6. Треугольники скоростей для пара и капель влаги при течении в турбинной решетке.

Коэффициент $K_2 \approx 0,35$, а K_1 зависит от доли крупнодисперсной влаги λ и степени реактивности ступени ρ (рис.8).

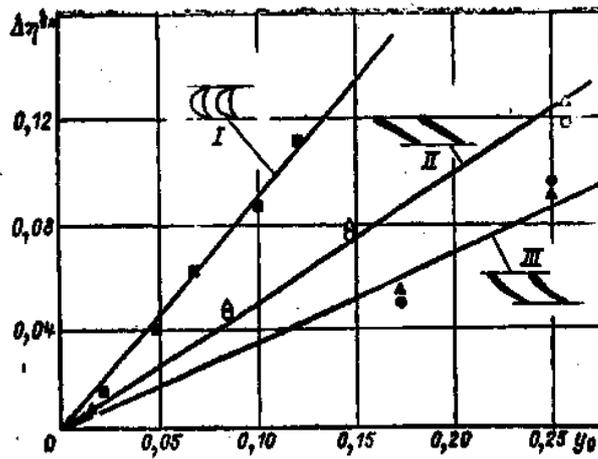
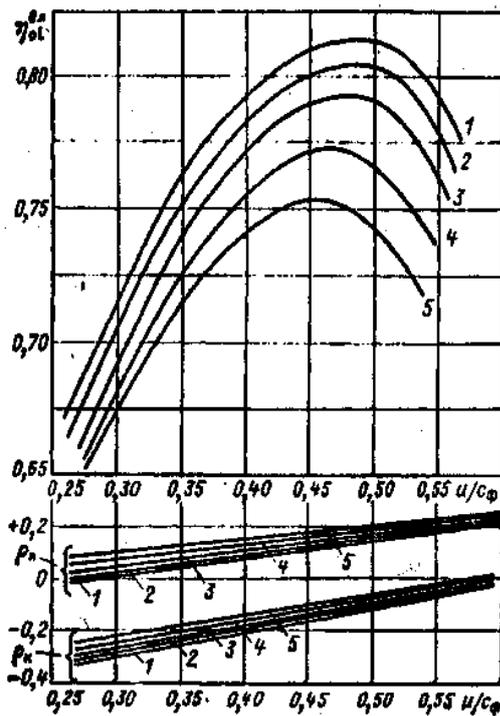
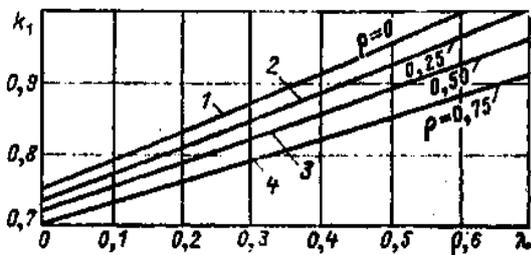


Рис. 7. Влияние начальной влажности пара y_0 на снижение КПД ступени с различными решетками.

1- $w/c_\phi = 0,5$; II и III - $w/c_\phi = 0,7$



1 - $\Delta t_0 = 100^\circ\text{C}$; 2 - $y_0 = 0,006$; 3 - $y_0 = 0,020$; 4 - $y_0 = 0,042$; 5 - $y_0 = 0,068$

Рис. 8. Зависимости $\eta_{oi}^{вл}$ и степень реактивности в периферийной ρ_π и корневой ρ_k ступени от w/c_ϕ и начальной влажности y_0 (а) и коэффициента K_1 от доли крупнодисперсной влаги λ и степени реактивности ρ (б).

4. Удаление влаги из проточной части турбин.

Уменьшения потерь от влажности, существенно снижающих экономичность турбины в целом, принимаются меры, которые можно разделить на три группы.

1. *Уменьшение видимой, так называемой диаграммной влажности.* Для этого в турбинах электростанций, работающих на органическом топливе, наиболее эффективно повышение начальной температуры и применение промежуточного подогрева.

В турбинах, рассчитанных для работы с водоохлаждаемыми реакторами АЭС и с нового типа реакторами, работающими на быстрых нейтронах, применяются внешняя сепарация влаги, промежуточный перегрев пара, а также изредка переход от насыщенного к слабо перегретому пару на входе в турбину. Последнее зависит от конструкции реактора и парогенераторной установки. Применение сепаратора и непосредственно за ним промпароперегревателя усложняет и удорожает турбинную установку из-за больших размеров этих сепараторов и выполнения их из качественной стали.

2. *Уменьшение фактической влажности,* в первую очередь крупнодисперсной, за счет влагоудаления из проточной части турбины, в том числе из турбинных решеток. При этом надо учитывать, что удаление влаги практически неизбежно сопровождается отсосом какой-то части пара, которая тем самым не совершает полезной работы в следующей решетке или в последующих ступенях. В связи с этим желательно удаляемую влагу направлять в систему регенеративного подогрева питательной воды, считая влагоудаление с отборами пара. В этом случае энергия удаляемого с влагой пара полезно используется. В отдельных случаях применяется нагрев сопловых лопаток тем самым испарение влаги, образовавшейся на их поверхности.

3. *Уменьшение вредного влияния влаги,* которого можно добиться правильным проектированием ступени и выбором оптимального отношения скоростей, рациональным выбором решеток, перекрыш, зазоров с учетом особенностей течения влажного пара при расчете ступени.

Одним из методов снижения потерь от влажности является увеличение осевого зазора между сопловыми и рабочими лопатками, что ведет к выравниванию потока при входе на рабочее колесо и тем самым уменьшению потерь в нем, включая потери на торможение. Правда, за счет выравнивания потока и дополнительного разгона, проходящего на большом расстоянии, уменьшается кинетическая энергия потока на входе в рабочую решетку. Поэтому как для однофазного потока, так и для влажного пара в каждой ступени, существует оптимальное соотношение размеров и оптимальный осевой зазор.

Одним из радикальных способов повышения надежности и экономичности турбины, работающих на влажном паре является внутреннее влагоудаление.

При влагоудалении из проточной части турбины практически удается удалять только крупнодисперсную влагу, которая составляет небольшую долю от общего влагосодержания. Вместе с тем организация такого влагоудаления

весьма эффективна, поскольку именно крупные капли и пленки вызывают эрозию лопаток и других элементов проточной части, а также являются причиной механических потерь от влажности.

Внутреннее влагоудаление тесно связано с конструктивными особенностями проточной части. В его основу кладутся следующие принципы.

1. *Удаление соприкасающейся с рабочими лопатками влаги, отбрасываемой к периферии под действием инерционных сил, возникающих при вращении рабочего колеса.*

Для этого служат специальные влагоулавливающие устройства, основными элементами которых являются влагоотводящий канал, влагоудаляющая камера и влагозадерживающие выступы (рис.9,а).

Эффективность периферийного влагоулавливания за рабочим колесом в значительной мере зависит от конструктивного оформления влагоулавливателей и от режима работы ступени.

2. *Удаление отклоняющихся к периферии ступени капель, взвешенных во вращающемся потоке. Отклонение капель определяется степенью закрутки потока.*

Наибольшая закрутка потока в ступени за направляющим аппаратом. Поэтому влагоудаление за направляющим аппаратом может быть достаточно эффективным.

3. *Отвод пленки со стенок корпуса и поверхностей направляющего аппарата.*

При повышенной концентрации влаги в периферийной части ступени на внешних поверхностях внутри направляющего аппарата и за ним движется пленка. Эта пленка с примыкающим к ней спутным капельным потоком может быть отведена в периферийный влагоулавливатель (рис.9,б).

Другой способ осуществления этого принципа – отвод влаги непосредственно с поверхностей направляющих лопаток – внутриканальная сепарация (рис.9,в). Эффективность этого способа зависит как от местоположения, так и от размеров и формы влагоотводящих щелей.

4. *Отсос пара через влагоулавливающие устройства в местах повышенной концентрации влаги (рис. 9,г).*

При проектировании систем влагоудаления турбины часто используются сочетания перечисленных методов.

Влагоудаление за направляющим аппаратом в сильной мере зависит от геометрических факторов (рис.10).

Внутриканальная сепарация предназначена для отвода влаги, текущей вблизи поверхности каналов, через специальные щели в стенках. При проектировании внутриканальной сепарации решают две задачи: выбор правильного расположения щелей и наиболее целесообразная их форма. На рис.11 показана схема диафрагмы ХТГЗ, направляющие лопатки которой имеют щели на выпуклой стороне входной части профиля. Щели расположены примерно на трети высоты лопатки. Практически внутриканальная сепарация имеет смысл при влажности перед диафрагмой $y_0 > 0,02 \div 0,025$.

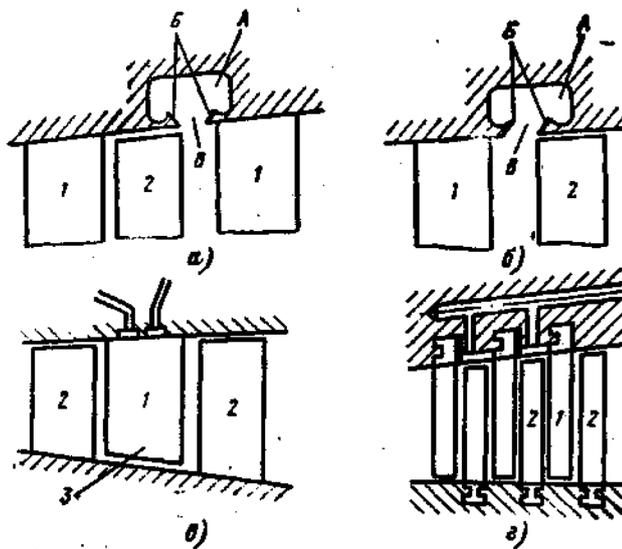


Рис. 9. Схемы ступеней с влагоудалением.

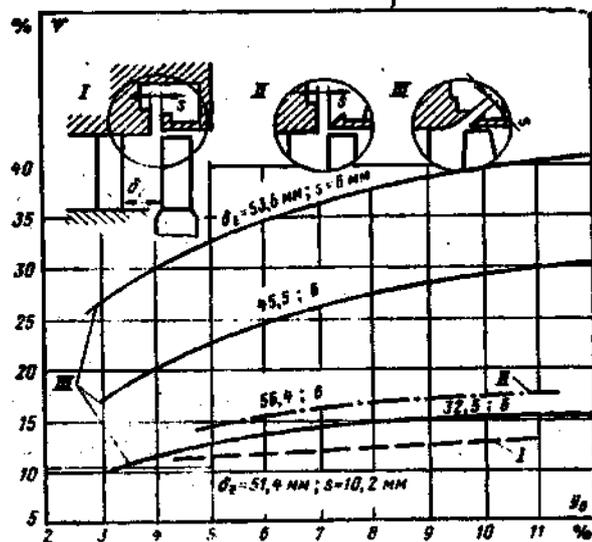


Рис. 10. Влияние формы периферийного влагоулавливателя на эффективность влагоудаления за направляющим аппаратом.

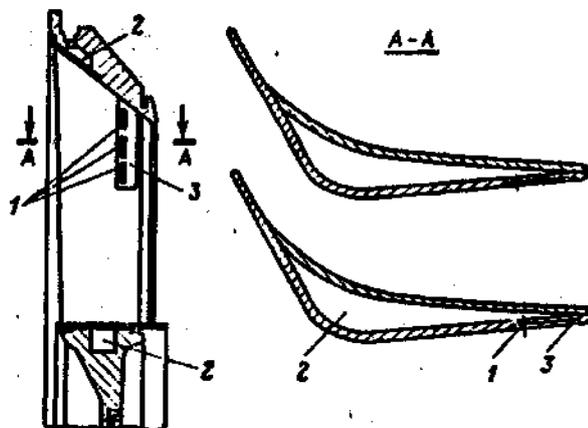


Рис. 11. Полая сопловая лопатка ХТГЗ с внутриканальной сепарацией влаги.
1- влагозаборные щели; 2- влагоотводящие каналы;
3- влагоприемный паз.

Влагоудаление за рабочим колесом осуществляется за счет сепарационного действия вращающихся рабочих лопаток. Коэффициент влагоудаления за рабочим колесом повышается с увеличением степени влажности и зависит от величины окружной скорости (рис. 12).

В турбинах насыщенного пара иностранных фирм используется ступени – сепараторы.

Фирмы Дженерал Электрик, «Тошиба», «Хитачи», «Сталь-Лаваль» для лучшей эвакуации влаги, а также для повышения эрозионной надежности в ступенях низкого давления применяют зубчиковые лопатки (рис.13).

На спинке профиля лопатки в периферийной части, а иногда по всей высоте лопатки начиная с $l=1/4 \div 1/3$, выполняются пазы на входном участке и поверхность профиля приобретает как бы зубчиковую форму. Влага, попадая на спинку профиля по этим пазам, за счет центробежных сил направляется к периферии, а затем удаляется.

По данным фирмы ДЭ установка таких лопаток полностью решает проблему сепарации в ЦНД и обеспечивает эрозионную надежность облопачивания. Удалялось от 13,1 до 19,9 % влаги по состоянию перед ступенью.

5. Эрозионно-коррозионный износ элементов турбины.

Эрозия турбинных лопаток обусловлена ударами капель влаги о поверхность входной части лопаток, которая со временем становится шероховатой, затем появляются язвины и кратеры, существенно искажающие формы профиля лопаток.

Уровень напряжений, возникающих в микрообъеме материала при ударе капель жидкости, определяется ударным давлением

$$P_{ж} = \rho' \cdot C \cdot v \quad (2)$$

где ρ' - плотность жидкости; C - скорость распространения ударной волны в жидкости; v - скорость соударения капель с твердой поверхностью.

Ударное давление достигает высоких значений даже при относительно небольших скоростях соударения. Например, при $v=300$ м/с величина $P_{ж} \approx 625$ МПа.

Эрозионное разрушение материала наступает при многократном приложении напряжения, что дает основание рассматривать этот процесс преимущественно как усталостный.

Различают три стадии развития эрозии лопаток: инкубационный период I, в течение которого происходит накопление усталостных повреждений в поверхностном слое материала (образование и рост усталостных трещин); период II максимально темпа увеличения средней глубины износа; период III замедления темпа износа.

На развитие эрозионного износа могут оказывать влияние и другие механизмы разрушения, приведенные в табл.4.

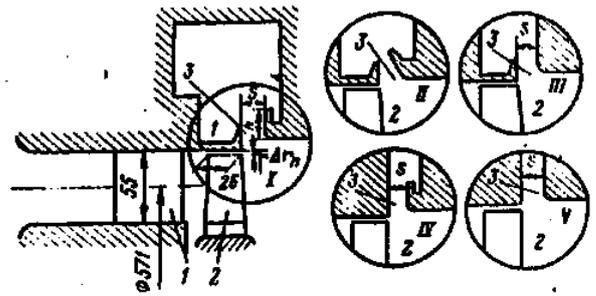


Рис. 12. Исследование сепарации влаги за рабочим колесом.

а и б — влияние окружной скорости лопаток (опыты ЛПН); а — влияние отношения скоростей и влажности перед ступенью (опыты МЭИ); 4—7, 8; 9—10; 11—12; 13—14; 15—16 мм; 17—18 мм; 19—20 мм; 21 — влияние влажности и формы влагулавливающих камер (опыты ПИТМ); 1 — сопловые лопатки; 2 — рабочие лопатки; 3 — килла для удаления влаги.

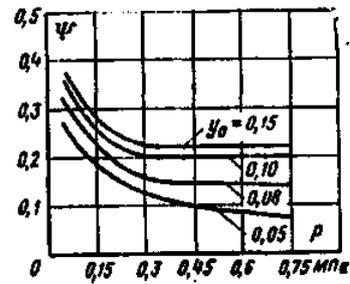
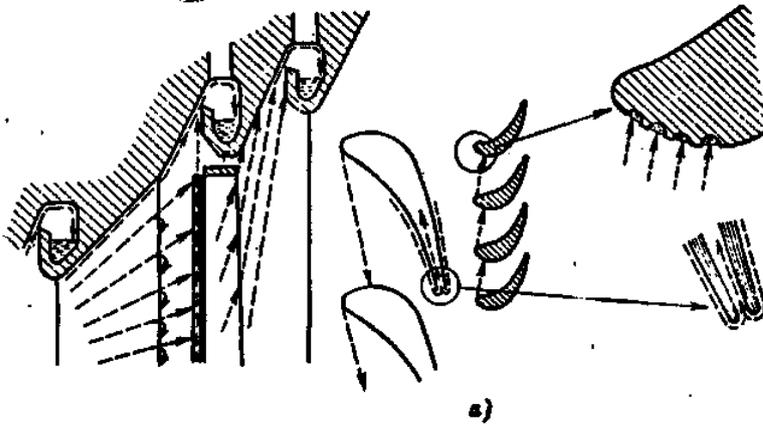
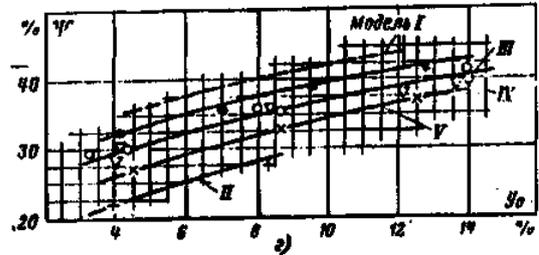


Рис. 13, а. Схема ступени с зубчиковыми лопатками и эффективность сепарации.

а — конструкция, используемая в турбинах фирмы «Стал-Лаваль» с однокромочным удалением влаги через языки в выходные кромки сопловых лопаток; б — данные фирмы ДЭ; в — конструкция, используемая в турбине фирмы «Хитачи».

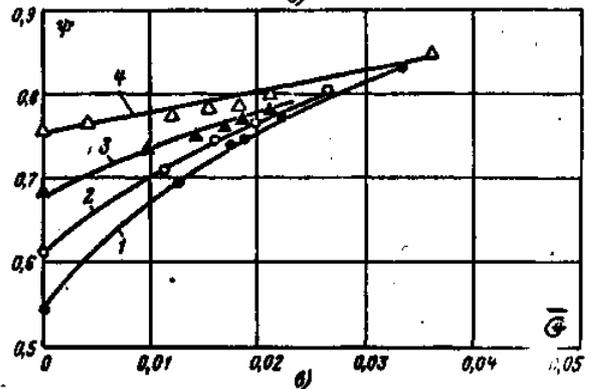
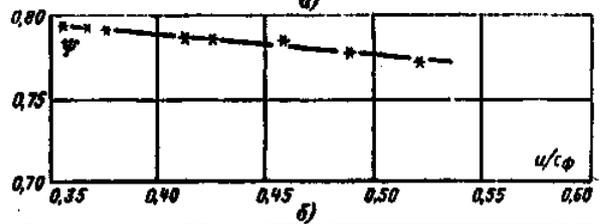
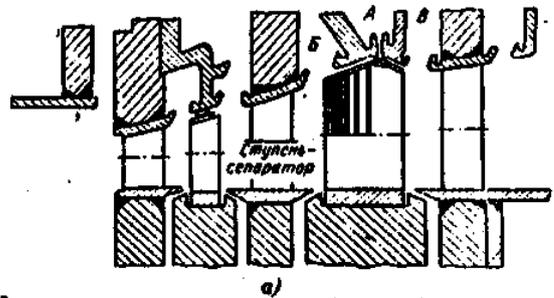


Рис. 13, б. Исследование ступени сепаратора МЭИ—КТЗ (вариант 1).

а — проточная часть экспериментальной турбины; б — влияние $u/c\phi$ на Ψ при $\Delta G=2\%$; в — влияние ΔG на Ψ при $u/c\phi=0.37$; 1 — $p_0=0.03$; 2 — $p_0=0.054$; 3 — $p_0=0.065$; 4 — $p_0=0.076$; $Re^* = -2.1 \cdot 10^4$; $\epsilon=0.65$.

Табл.4. Основные процессы, вызывающие эрозию поверхностей деталей паровых турбин при воздействии различных агентов.

Процесс	Воздействие	Агент
Коррозионный	Химическая реакция	Водный эквивалент солей
	Электрический разряд	Электростатический разряд
	Тепловое, радиационное излучение	Высокая температура
Механический	Удар, резание, царапание, истирание	Продукты коррозии и эрозионного изнашивания, пусковые и монтажные отходы, нерастворимые и растворимые соли, твердые частицы, капли влаги
Паро-абразивный		Твердый аэрозоль в паре
Гидроабразивный		Твердый аэрозоль в каплях, струях и пленках влаги
Гидромеханический	Высокоскоростное растекание и кумулятивный удар	Гладкие и волнообразные струи влаги
	Высокоскоростное растекание, смыкание каверн, кавитация	Капли влаги

Для оценки эрозионной надежности рабочих лопаток применяют различные критерии, в основе которых лежит зависимость условного эрозионного износа E от скорости соударения капель с твердой поверхностью v и количество выпадающей на единицу поверхности воды m

$$E = k \cdot m \cdot v^n \quad (3)$$

где k и n – коэффициенты, учитывающие свойства материала лопаток и защитного слоя, а также параметры и конструкции ступени.

Для уменьшения эрозионного износа используют активные и пассивные методы.

Активные методы:

1). Выбор параметров цикла	Промперегрев Повышенное противодавление Оптимальное разделительное давление	Однократный и одно- и двухступенчатый Двукратный
----------------------------	---	---

2). Влагулавливание	<p>Периферийное</p> <p>Межступенчатое</p> <p>Внутриканальное</p> <p>Межкорпусное</p>	<p>Перед Н.А., диафрагмой За Н.А., диафрагмой За рабочим колесом Двухъярусная ступень</p> <p>Встроенное периферийное Ступенями- сепараторами Вращающимся статором</p> <p>В лопатках диафрагм или Н.А. В лопатках рабочего колеса</p> <p>Выносной сепарацией Ресивером-сепаратором</p>
3). Управление конденсацией	<p>В ступени</p> <p>В цилиндре</p>	<p>В каналах Н.А., диафрагм В каналах рабочего колеса</p> <p>В ЧСД В ЧНД</p>
4). Улавливание твердого аэрозоля	<p>Предварительное</p> <p>В цилиндре</p>	<p>За котлом В трубопроводах турбины Ступенью-сепаратором</p> <p>Системой влагулавливания Ступенью-сепаратором</p>
5). Частичное испарение	<p>В ступени</p> <p>В цилиндре</p>	<p>Вдувом в поток горячего пара На лопатках Н.А., диафрагмы На лопатках рабочего колеса</p> <p>На деталях статора На деталях ротора</p>

Пассивные методы снижения эрозионного износа.

1). Применение эрозионно-стойких материалов	В ступени В цилиндре Перед турбиной	Титановые, пластмассовые лопатки Н.А. и Р.К. Напайки из твердых сплавов Электроискровая наплавка деталей ступени Электролитические покрытия Термообработка поверхности деталей (закалка) Эрозионно-стойкие стали Электроискровые наплавки деталей статора Вставки и наварки на деталях статора Эрозионно-стойкие паропроводы котла и турбины Эрозионностойкие детали регулирующих и запорных органов
2). Конструкторско-технологические	В ступени	Пластины на входе в каналы Н.А. Рациональный меридиональный обвод Отсекатели у периферии Н.А. Разбрызгивающие выступы на лопатке Н.А. Рациональные эрозионно-стойкие профили Н.А. и Р.К. Выбор числа лопаток Н.А., величины их хорды Рациональная

	В цилиндре	<p>конструкция бандажа Тонкие выходные кромки лопаток Несмачиваемые поверхности</p> <p>Эрозионно-стойкие формы деталей Устранение щелевых протечек Устранение конденсации влаги Соблюдение норм сборки</p>
--	------------	--

Активно-пассивные методы устранения эрозионного износа.

1). Конструкторско-технологические	В ступени	<p>Комбинированные лопатки Р.К., Н.А. Несмачиваемые поверхности деталей в комбинации с системой влагоулавливания</p>
	В цилиндре	<p>Выходные патрубки ЧСД и ЧНД из железобетона с влагоудалением Несмачиваемые поверхности деталей в комбинации с системой влагоудаления</p>
2). Эксплуатационные	В ступени	<p>Работа на рациональных оборотах при $n=varia$ Работа на рациональной нагрузке при переменном режиме ($n=const$)</p>
	В цилиндре	<p>Переход на пониженную частоту вращения Работа на рациональных режимах нагрузки</p>

6. Особенности эксплуатации турбин АЭС

6.1. Особенности переменных режимов

В турбинах АЭС большой мощности применяется дроссельное парораспределение. При пуске влажно-паровых турбин следует иметь в виду, что во время разворота и в начальный период нагружения, которым соответствуют малые расходы пара, из-за большого дросселирования в регулирующем клапане в турбину входит перегретый пар, состояние которого характеризует точка А на рис. 14.

Для турбин АЭС принято, что пуском из холодного состояния считается пуск, когда температура паровпуска ЦВД меньше $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, из неостывшего – больше $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ и меньше $180\text{ }^{\circ}\text{C}$, из горячего состояния – больше $180\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При пуске турбины АЭС из «холодного» состояния температура пара выше температуры металла. Поэтому происходит частичная конденсация пара, вследствие чего на поверхности металла образуется пленка влаги и теплообмен происходит не с перегретым паром, а с этой пленкой при высоких значениях коэффициента теплоотдачи. Однако, могут быть зоны внутренней поверхности корпуса, свободные от влаги (особенно в верхней части цилиндра), а в процессе прогрева может происходить частичное испарение влаги и в других зонах. В результате возможно возникновение неравномерности тепловых потоков от пара к металлу по окружности цилиндра, что может само оказаться причиной температурных напряжений и деформации.

При пусках же из «горячего» состояния в момент разворота ротора и при малых нагрузках турбины температура металла может оказаться выше температуры сильно сдросселированного пара. При этом поверхности металла будут омываться перегретым паром с существенно меньшими значениями коэффициента теплоотдачи и обусловленным этим меньшим темпом прогрева металла.

С ростом расхода по мере набора мощности дросселирование пара в клапанах уменьшается и пар становится влажным (точка В). Так как коэффициент теплоотдачи от влажного пара к металлу намного выше, чем от перегретого пара к металлу, такой переход резко увеличивает поток теплоты, воспринимаемый металлом корпуса и ротора, что объективно увеличивает неравномерность температурного поля и обусловленные им температурные напряжения.

В последнее время все больше внимания привлекает вопрос о целесообразности применения скользящего давления пара во втором контуре. В этом случае толчок турбины производится ранее, чем в ЯППУ будет достигнуто номинальное давление пара, и прогрев турбины и ее последующее нагружение производятся параллельно с повышением параметров пара. Пуск турбины при скользящих параметрах пара, широко применяемый в практике эксплуатации турбин блочных ТЭС, позволяет сократить время пуска, а также уменьшить температурные напряжения в результате прогрева холодных элементов турбины паром более низкой температуры. Набор мощности турбиной проводится параллельно с увеличением тепловой мощности реактора.

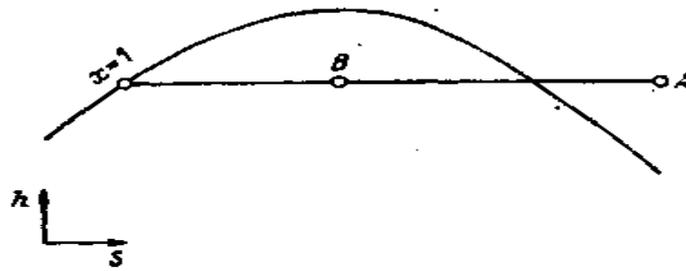


Рис. 14. Изменение состояния пара после регулирующих клапанов на h - s -диаграмме при пуске турбины (x — степень сухости пара, h — энтальпия, s — энтропия)

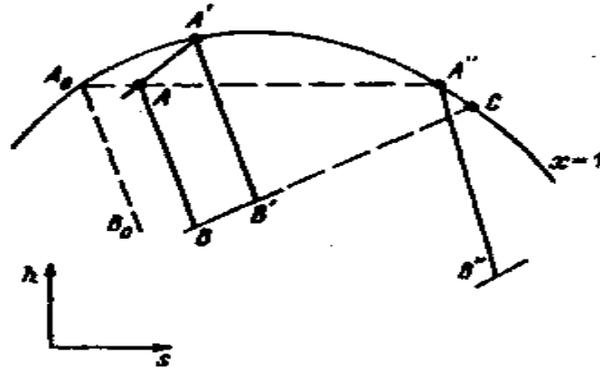


Рис. 15, а Процессы расширения пара в ЦВД турбины при постоянном и скользящем давлении на h - s -диаграмме

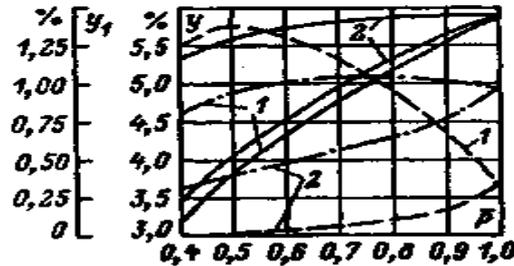


Рис. 15, б Изменение влажности пара y по ступеням влажнопаровой турбины с начальным давлением 4,5 МПа при постоянном (1) и скользящем (2) начальном давлении

----- влажность y за последней ступенью ЦВД; ————— влажность y за последней ступенью ЦВД; - - - - - влажность y_1 перед соплами первой ступени

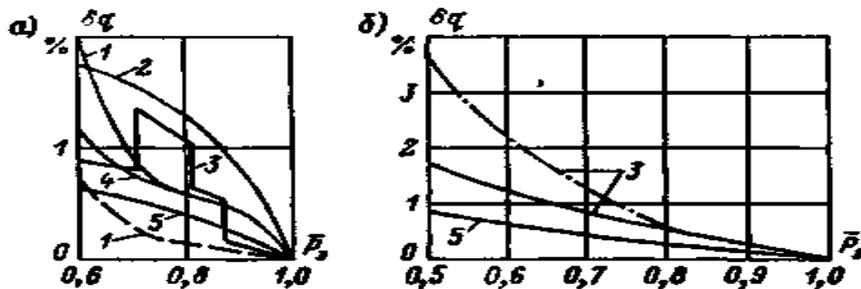


Рис. 15, в Изменение удельного расхода теплоты δq различными турбоустановками при переходе к скользящему давлению: а — расчетные данные; б — экспериментальные данные

1 — К-1000-60/3000; 2 — К-500-60/1500; 3 — К-500-65/3000; 4 — К-1200-65/3000-450; 5 — К-220-44; сплошные линии — $\delta q_{\text{нетто}}$; штриховые — $\delta q_{\text{брутто}}$; штрихпунктирные — $\delta q_{\text{нетто}}$ при сочетании скользящего давления с отключением второй ступени промперегрева

По этой программе регулирования, регулирующие клапаны турбины при всех режимах находятся в одном и том же положении, а расход пара на турбину и ее мощность регулируются изменением давления пара во втором контуре. Взаимосвязь между давлением свежего пара P_{11} и расходом пара G определяется формулой Стодолы

$$P_{11}/P_{11ном} \approx G/G_{ном} \quad (4).$$

Давление может снижаться до минимального допустимого значения, ограничиваемого надежностью ЯППУ.

На термодинамическую эффективность работы при скользящем давлении существенное влияние оказывают особенности тепловых схем АЭС, связанные с применением влажного пара, его сепарации и паро-парового промежуточного перегрева.

При номинальном режиме в турбину поступает сухой насыщенный пар с параметрами определяемыми в $h-s$ координатах точкой A_0 (рис.15,а).

При этом весь процесс расширения пара в ЦВД турбины, изображенный линией A_0B_0 , происходит в области влажного пара, а степень сухости x пара, выходящего из ЦВД, соответствует точке B_0 .

При постоянном давлении на частичной нагрузке вследствие дросселирования в регулирующих клапанах, изображаемого линией A_0A , пар уже перед соплами первой ступени имеет определенную влажность u_v , соответствующую точке A . Весь процесс расширения AB в ЦВД протекает при большей влажности u , чем на номинальном режиме (рис. 15,б).

При эквивалентных режимах со скользящим давлением к соплам первой ступени подводится насыщенный пар, состояние которого определяется точкой A^1 на рис. 15,а, а весь процесс расширения A^1B^1 протекает при меньшей влажности, чем процесс AB . Это благоприятно влияет на эрозионную надежность, а также повышает внутренний относительный КПД цилиндра.

Естественная граница целесообразного применения скользящего давления определяется давлением, соответствующим точке A^{11} . При этом процессы расширения ($A^{11}B^{11}$) для постоянного и скользящего давлений совпадают. Если продолжить дальше понижать давление, это приведет к большей влажности в ЦВД, чем в случае дросселирования в регулирующих клапанах.

Проведенные на ряде турбоустановок опыты по применению скользящего давления показали выигрыш в удельном расходе тепла и прирост мощности (рис. 15,в),

$$\delta q = \Delta N_э / N_э^{пд} \quad (5)$$

где $N_э^{пд}$ и $\Delta N_э$ - электрическая мощность генератора при постоянном давлении и ее приращение при переходе к скользящему давлению.

На рис. 16 показан процесс расширения пара в ЦВД мощной конденсационной турбины АЭС при $P_0=6$ МПа, $X_0=0,995$ и при уменьшении расхода пара вдвое при работе при постоянном и скользящем давлении.

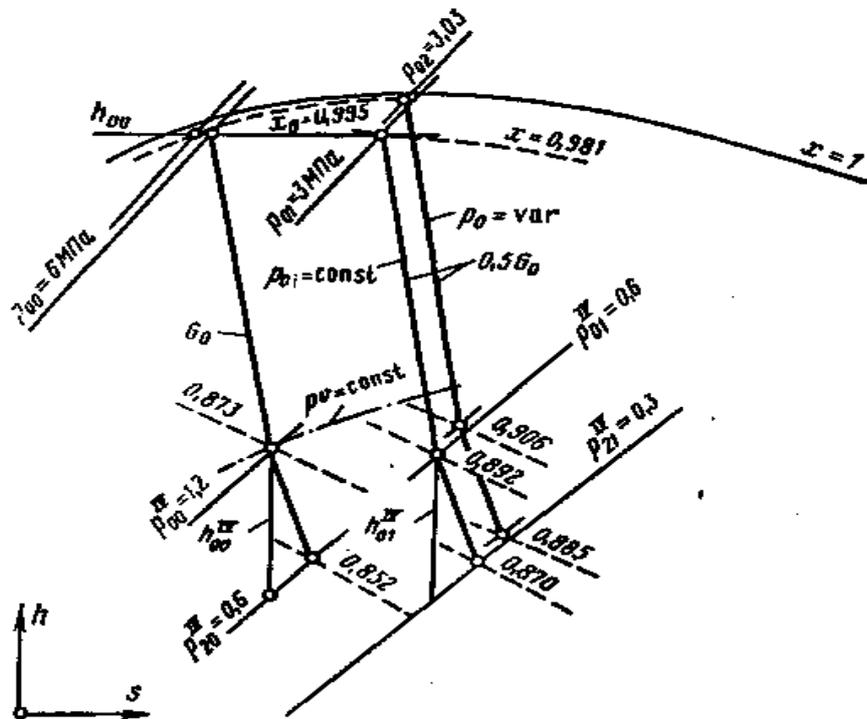


Рис. 16. Изменение параметров пара в ЦВД турбины насыщенного пара в h, s -диаграмме: при номинальном расходе пара G_0 , при расходе пара $0,5G_0$ в случае дросселирования пара в регулирующем клапане и при скользящем давлении. Отдельно выделена ступень IV

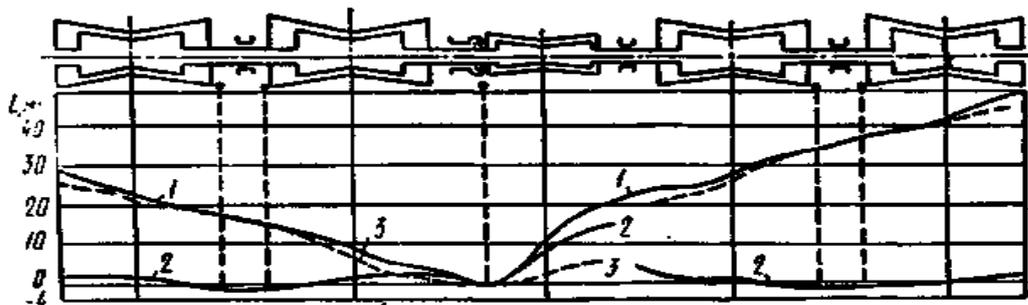


Рис. 17. Расширение роторов и цилиндров турбины АЭС большой мощности [3]: 1 — абсолютное удлинение роторов; 2 — абсолютное удлинение наружных корпусов; 3 — относительное удлинение ротора

6.2. Изменения осевых и радиальных зазоров в проточной части турбины

Правильный выбор зазоров между вращающимися и неподвижными элементами в значительной степени определяет надежность, маневренность и экономичность турбоустановки.

Эти зазоры должны быть такими, чтобы в любых эксплуатационных режимах изменение зазора не превышало (с некоторым запасом) собственно

величины зазора, обеспечивая тем самым надежность эксплуатации. С другой стороны, увеличение эти зазоров сверх необходимой величины снижает экономичность турбины. Поэтому вопросом выбора осевых и радиальных зазоров уделяется особое внимание при проектировании турбин, а правильность их выбора проверяется в процессе режимных испытаний головных образцов.

Для турбин АЭС правильный выбор зазоров, особенно осевых, приобретает особую ответственность в связи со следующими двумя обстоятельствами.

1. Высокий уровень коэффициентов теплоотдачи во влажно-паровых турбинах обеспечивает высокие значения тепловых потоков от пара к стенкам как во вращающихся, так и в неподвижных деталях.

2. Из-за сравнительно невысокого уровня давлений, с которыми работают влажно-паровые турбины (до 7 МПа), толщины стенок корпусных деталей невелики, массы ротора и статора оказываются сопоставимыми и, следовательно, прогрев вращающихся и неподвижных деталей происходит с близкими скоростями.

Эти два обстоятельства позволяют выполнять осевые и радиальные зазоры в турбинах АЭС небольшими, но зато повышают требования к точности расчетов и соблюдению режимов эксплуатации.

Расчеты должны охватывать комплекс эксплуатационных режимов и включать оценку влияния на изменение зазоров возможных аварийных ситуаций.

Изменение осевых зазоров может происходить по таким причинам:

- разность температурных удлинений или укорочений ротора и корпуса турбины ΔL_p .
- осевой сдвиг роторов ΔL_s .
- упругий прогиб диафрагмы ΔL_f
- действие центробежных сил $\Delta L_{цс}$
- упругая деформация корпуса под действием внутреннего давления ΔL_v .

Для любого поперечного сечения турбины изменение аксиальных зазоров может быть выражено

$$\Delta L_{акс} = \Delta L_s + \Delta L_f + \Delta L_p + \Delta L_{цс} + \Delta L_v \quad (6)$$

ΔL_s - возникает от осевых усилий, действующих на ротор турбины и генератора, и состоит из разбега ротора в упорном подшипнике между рабочими и установочными колодками, упругой деформации изгиба стойки подшипника. Осевой сдвиг роторов сказывается одинаково во всех ступенях турбины.

ΔL_f - влияет на осевые зазоры в разных ступенях по-разному и возникает только при работе турбины под нагрузкой, когда появляется разность давлений на диафрагме ΔP , и зависит от конструкции и разности давлений

$$\Delta L_f = K \cdot D^4 \Delta P / E t^2 \quad (7)$$

Коэффициент K зависит от конструкции диафрагмы и равен $0,1 \div 0,12$; D -наружный диаметр диафрагмы, мм; ΔP – в МПа; E – модуль упругости материала диафрагмы, МПа; t – толщина диафрагмы, мм.

$\Delta L_{\text{цс}}$ - укорочение ротора под действием центробежных сил, особенно заметное при насадных дисках, оно соизмеримо с размерами осевых зазоров в проточной части.

Основная причина изменения осевых зазоров - разность температурных удлинений или укорочений ротора и корпуса турбины.

Если температура ротора и корпуса изменяются по длине и коэффициенты линейного расширения α не равны, тогда ротор и корпус делятся на несколько участков с одинаковыми Δt и

$$\Delta L_p = \sum_{i=1}^n \alpha_{pi} l_i (t_{pi} - t_{pm}) - \sum_{k=1}^n \alpha_{ki} l_i (t_{ki} - t_{km}) \quad (8)$$

Первый член показывает суммарное тепловое расширение ротора, второй – суммарное тепловое расширение статора, мм.

В формуле l_i – длина i -того участка ротора (корпуса) турбины, мм; t_{pi} , t_{ki} – средние температуры i -тых участков ротора и корпуса, °С; t_{pm} , t_{km} – температуры ротора и корпуса, °С; α_{pi} , α_{ki} – берутся при соответствующих t_i , $1/^\circ\text{C}$.

Трудность заключается в определении температур, так как они изменяются по длине и толщине металла.

На рис. 17 в качестве примера показано расширение роторов и цилиндров турбины АЭС большой мощности.

Выбор радиальных зазоров (надбандажных и в диафрагменных и концевых уплотнениях) производится, в принципе, аналогично выбору осевых зазоров. Тепловое радиальное перемещение роторов и корпусных элементов определяется на основе расчета их среднеинтегральных температур в различных режимах эксплуатации с учетом видозакрепления диафрагм, обойм и внутренних корпусов.

Кроме того, при выборе радиальных зазоров должны учитываться следующие факторы, степень влияния которых существенно зависит от конструкции турбины:

- подъем ротора на масляном клине, уменьшающий верхний радиальный зазор и увеличивающий нижний;
- статический прогиб ротора под действием собственного веса, уменьшающий нижние зазоры и увеличивающий верхние;
- прогиб корпуса под действием разности температур между верхом и низом, уменьшающий нижние зазоры в середине цилиндра и увеличивающий их на краях (верхние зазоры наоборот);
- уменьшение нижних и увеличение верхних зазоров вследствие нагрева лап корпуса в том случае, если плоскость опирания не совпадает с плоскостью горизонтального разъема;

- то же явление вследствие нагрева опоры (корпуса подшипника) при сохранении практически неизменным положения ротора в расточке подшипника.

Некоторые из перечисленных факторов могут оцениваться расчетным путем (статический прогиб ротора, допустимые величины разности температур между верхом и низом, всплытие ротора на масляном клине), другие – определяются на основе специально организованных исследований.

6.3. Влияние повреждений трубной системы конденсаторов на экономичность турбоустановок энергоблоков.

Как известно, при эксплуатации конденсаторов турбоустановок места соединения трубок с трубной доской и входы в трубки являются самыми уязвимыми местами для коррозии. Появляющиеся вследствие этого течи приводят к нарушению водно-химического режима работы энергоблоков, что является недопустимым и требует незамедлительного устранения.

Для поддержания высокого качества исходного конденсата необходимо предотвращать появление гидравлической неплотности в конденсаторе и образование течи как в вальцовочных соединениях трубок с трубными досками, так и в самих трубках, подверженных различным механическим эрозионным и коррозионным повреждениям, особенно на концевых участках.

Основным методом борьбы с этим явлением является так называемая «заглушка» дефектных трубок, для чего блок частично разгружается, а подчас и полностью останавливается. Вследствие заглушки трубок происходит уменьшение поверхности теплообмена, что в свою очередь влечет за собой повышение давления пара в конденсаторе. При этом, несмотря на то, что имеющийся на станциях 5-10% выход и строя трубок трубной системы конденсатора находится в пределах допустимых норм технической эксплуатации блока, это приводит к ухудшению его эксплуатационных характеристик, снижению мощности энергоблока, а, следовательно, и к уменьшению объемов выработки электроэнергии, повышению удельного расхода топлива или, другими словами, к существенному ухудшению экономических показателей эксплуатации энергоблока.

Несколько лет назад на основании данных лаборатории надежности Запорожской АЭС, материалов совещаний по повышению эффективности конденсационных установок энергоблоков, научных отчетов ЦКТИ, материалов СПО Союзтехэнерго по надежности и экономичности энергоблоков мощностью 150-1200МВт был оценен ущерб, наносимый нарушениями и отказами в работе конденсационных установок турбоагрегатов.

Соответствующие данные по турбоагрегату К-1000-60/1500-2 Харьковского завода «Турбоатом» приведены в таблице 5.

Табл.5. Недовыработка электроэнергии на энергоблоках №1-5 Запорожской АЭС из-за нарушений работы конденсаторов турбоагрегатов.

Наименование отказа или нарушения	Недовыработка электроэнергии, млн. кВтч					
	1991	1992	1993	1994	1995	Всего
Течи трубного пучка и трубных досок	10,5	20,1	10,6	14,5	5,8	61,5
Загрязнение трубного пучка отложениями	Нет данных	491,8	59,8	1705	Нет данных	2257,6
Повышенная температура охлаждающей воды	Нет данных	474,6	116,5	376,2	Нет данных	967,3

По данным исследований и анализа недовыработки электроэнергии, вызванной частичными разгрузками энергоблоков, их работой при нерасчетном режиме или остановками установлено, что из-за неудовлетворительной работы конденсационной установки на АЭС имеет место 40-60% всех потерь электроэнергии, что сопоставимо, а в ряде случаев, даже превосходит потери от недостаточной надежности собственно турбины.

Влияние изменения рабочей поверхности конденсатора на мощность турбоагрегата оценивается следующим образом.

Тепло, передаваемое при конденсации пара через трубную систему конденсатора определяется уравнением теплового баланса

$$Q=K \cdot F_k \cdot \Delta t_{cp}=G_B \cdot C_{рв} \cdot (t_{2B} - t_{1B}) \quad (16)$$

Где K-коэффициент теплопередачи, Вт/м²град;

Δt_{cp} - средний температурный напор, который определяется из выражения

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_M) / \ln (\Delta t_6 / \Delta t_M), \quad \Delta t_6 = t_{п} - t_{1B}, \quad \Delta t_M = t_{п} - t_{2B}$$

F_k - поверхность трубной системы, м²;

$t_{п}$ - температура конденсирующегося пара;

t_{1B} , t_{2B} – температура охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него;

G_B – часовой расход охлаждающей воды;

$C_{рв}$ – теплоемкость воды.

С другой стороны

$$Q = D_k \cdot (i_p - c_k \cdot t_k) \quad (17)$$

где D_k - расход пара в конденсатор турбины;

i_p – энтальпия выхлопного пара турбины;

t_k – температура конденсата;

c_k - теплоемкость конденсата.

При повреждении трубок конденсатора и установке заглушек поверхность трубной системы и проходное сечение по воде уменьшаются, соответственно уменьшается и количество передаваемого охлаждающей воде тепла.

Расчеты показывают, что при постоянном расходе пара в конденсатор повышение давления на 1 кПа снижает экономические показатели конденсационных турбоустановок ТЭС примерно на 1%, теплофикационных – на 0,7 – 0,73 %, тихоходных турбоустановок АЭС (1500 об/мин) мощностью 1 млн. кВт – на 1,28%, а быстроходных (3000 об/мин) – на 1,5 – 2 %.

Расчеты с использованием уравнений (16), (17) позволили определить потери, которые несет электростанция от эксплуатации конденсационной установки с технически допустимым объемом вывода из строя (заглушки) всего 5% трубной системы вследствие ее коррозии. За расчетное число часов работы энергоблока принимаем 7200 часов в год.

Табл.6. Потери, связанные с отключением 5% трубок конденсаторов турбоустановок.

Номинальная мощность блока, мВт	Расчетное снижение мощности блока, кВт	Количество недовыработанной электроэнергии, млн. кВтч в год	Ущерб энергогенерирующей компании от недовыработки электроэнергии тыс.грн. в год (без НДС)
300 (ХТЗ)	561	4,04	477
800 (ЛМЗ)	830	5,98	706
1000 (ХТЗ)	2168	15,6	1270
1000 (ЛМЗ)	3392	24,4	1988

В 1996-97 г.г. количество повреждаемых трубок конденсаторов резко увеличилось и составляло 4-5 трубок в неделю (на 5 энергоблоках Запорожской АЭС), при этом особенно большое количество отключений (в 4,5 – 5 раз) приходилось на летний период из-за повышенной температуры циркуляционной воды. Основная причина – появление неплотностей в местах развальцовки трубок в трубных досках. Поэтому защите элементов

конденсаторов от коррозионных повреждений следует уделять большое внимание.

ЛИТЕРАТУРА

1. Паротурбинные установки атомных электростанций. Под ред. Ю.Ф. Косяка.-М.:Энергия, 1978.-312с.
2. Трояновский Б.М. Турбины для атомных электростанций.-М.: Энергия, 1978.-232с.
3. Трояновский Б.М. и др. Паровые и газовые турбины атомных электростанций.-М.: Энергоатомиздат, 1985.-256с.
4. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины.М.: Энергоатомиздат, 1990.-640с.
5. Воронин Л.М. Особенности эксплуатации и ремонта АЭС.- М.:Энергоатомиздат, 1981.-168с.
6. Косяк Ю.Ф. и др. Эксплуатация турбин АЭС.-М.:Энергоатомиздат, 1983.-144с.
7. Иванов В.А. Эксплуатация АЭС.-С-Петербург, Энергоатомиздат.-380с.
8. Самойлович Г.С., Трояновский Б.М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат, 1982.-496с.
9. Капинос В.М., Гаркуша А. В. Переменный режим работы паровых турбин. Харьков, Выща школа, 1989.-176с.

ВОПРОСЫ ПО КУРСУ.

1. Особенности циклов двухконтурных АЭС.
2. Причины применения внешней сепарации и промперегрева в турбинах АЭС.
3. Процесс расширения пара в турбинах ТЭС и АЭС в h-s диаграмме.
4. Влияние начального, разделительного и конечного давлений на эффективность цикла АЭС.
5. Параметры, определяющие предельную мощность однопоточной турбины.
6. способы повышения предельной мощности однопоточной турбины.
7. Механизм переохлаждения влажного пара при течении в турбинных решетках.
8. Схема течения влажного пара в турбинной решетке.
9. Влияние влажности на эффективность турбинной ступени.
10. Методы уменьшения влажности в турбинной ступени.
11. Механизм эрозионного износа лопаточного аппарата.
12. Активные методы защиты от эрозии.
13. пассивные методы защиты от эрозии.
14. Структура осевых зазоров в турбинах АЭС.
15. Структура радиальных зазоров в турбинах АЭС.
16. Причины понижения эффективности конденсаторов турбоустановок.