

**СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РЕШЕНИЯ
ВОПРОСА ПОТЕРЬ ОТ ВЛАЖНОСТИ В ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ**

С. В. ПОЛОЖИЙ

(Представлена научным семинаром кафедры ТЭУ)

Работа паровых турбин в области влажного пара характеризуется низким к.п.д. Актуальность решения задачи повышения к.п.д. в области влажного пара непрерывно возрастает в связи с огромным размахом строительства конденсационных турбин большой мощности с сильно развитыми ЦНД и значительным производством электрической энергии в стране на влажном паре. За последние десять — двенадцать лет в нашей стране были выполнены многочисленные исследования в ЛПИ, БИТМ, МЭИ, НЗЛ, ХТГЗ и др., опубликовано большое количество работ по вопросу потерь от влажности в паровых турбинах, даны рекомендации по расчету потерь от влажности в ЦНД паровых турбин. Однако результаты этих исследований не отражают действительных потерь от влажности в натуральных паровых турбинах. Постановка и методика экспериментальных исследований потерь от влажности не основывается на правильном представлении адиабатической конденсации, термодинамических и физических особенностей работы экспериментальной ступени при переходе с перегретого на влажный пар и не в состоянии, в силу этого, удовлетворительно решить эту важную задачу. Использование таких рекомендаций по определению потерь от влажности в турбостроении приводит к проектированию и работе современных паровых турбин в области влажного пара на неоптимальных условиях, заведомо с пониженной экономичностью. В результате этого не только не удается решить эту проблему, но и наносится значительный ущерб в виде перерасхода топлива на конденсационных ТЭС.

Кинетика адиабатической конденсации в проточной части турбины (количество центров фазообразования, интенсивность процесса, рост капелек жидкости и их распад, дисперсность и структура потока, метастабильность процесса) определяется как и при адиабатическом парообразовании величиной, характером и интервалом сброса давления. Поэтому вопрос создания высокоэкономичных турбин, работающих в области влажного пара, не может быть решен без изучения кинетики адиабатической конденсации и факторов, влияющих на нее в условиях взаимодействия потока с конструктивными элементами проточной части турбины. Современные исследователи потерь от влажности в паровых турбинах не стоят еще на таких позициях [1, 2]. Экспериментальные и теоретические исследования потерь от влажности осуществляются современными исследованиями в силу этого на искусственно получаемых во-

до-воздушных или водо-паровых смесях, результаты которых переносятся на работу ступеней в области влажного пара, — на процесс адиабатической конденсации. Механическая смесь, которую получают в воздушных турбинах путем впрыска воды в воздушный поток перед ступенью, не может быть отождествлена с процессом образования жидкой фазы при расширении влажного пара в паровых турбинах, при адиабатической конденсации — непрерывном изменении фаз, возникновении, росте и распаде капелек жидкости и т. п. Эта механическая водо-воздушная смесь по дисперсности потока, траекториям и скоростям движения капелек жидкости и т. п. не отражает подобные характеристики потока в натуральных ступенях при адиабатической конденсации. Еще более широкое применение получили экспериментальные исследования потерь от влажности на водо-паровой смеси. Такая смесь получается охлаждением перегретого или насыщенного пара впрыском холодной воды через форсунки. Испарение части жидкости при постоянном давлении доводит пар до нужной температуры. Содержание воды в паре (влажность) определяется как разность введенного количества и ушедшей в дренаж воды. Такая водо-паровая смесь также резко отличается от потока с адиабатической конденсацией в натуральных ступенях. Размеры капелек жидкости, распределение их по сечению потока, скорости движения и взаимодействие с потоком пара в экспериментальных турбинах не моделируют и не отражают естественного процесса адиабатической конденсации. Установка сеток перед турбиной на пути движения водо-паровой смеси также не может приблизить эти разнородные процессы в экспериментальных турбинах и натуральных ступенях. Поэтому нельзя распространять результаты исследований потерь от влажности в экспериментальных паровых турбинах на натурные ступени с адиабатической конденсацией пара [3].

Другим еще более существенным недостатком современных исследований потерь от влажности является ошибочность самой методики экспериментальных исследований в опытных турбинах. Согласно современной методике потеря от влажности в экспериментальных турбинах определяется путем сравнения к.п.д. при работе ее на перегретом и влажном паре или по результату изменения крутящих моментов при переходе с перегретого на влажный пар. Это различие к.п.д. или крутящихся моментов при переходе с перегретого на влажный пар всецело относится на потерю от капельной влажности (затрата энергии на дробление пленки и разгон капелек жидкости, потеря энергии от удара капелек о рабочие лопатки и от переохлаждения пара). При переходе ступени с перегретого на влажный пар происходит изменение физических и термодинамических свойств влажного пара: снижается теоретическая работоспособность влажного пара; возрастает его плотность, снижается скорость истечения, изменяется соотношение скоростей и т. п. по сравнению с соответствующими показателями перегретого пара, нерасчетными становятся конструктивные характеристики ступени, углы входные и выходные, кривизна лопаток и т. п. В результате действия только этих факторов работа ступени на влажном паре всегда будет иметь более низкие к.п.д. и величину крутящего момента относительно работы ступени на перегретом паре. Возможность проведения опытов в экспериментальных турбинах в одинаковых условиях для перегретого и влажного паров (сохранение равенства теоретических теплопадений, начального и конечного давления, плотности пара и т. п.) практически исключается ввиду несовместимости этих показателей. Это обстоятельство не дает возможности в экспериментальных исследованиях избежать снижения к.п.д. при переходе с перегретого на влажный пар по этой причине. Для учета этого различия в к.п.д. ступени при переходе с перегретого на влажный пар необходима разработка специальной методики по оп-

ределению потерь ступени от изменения физических и термодинамических свойств пара. При такой постановке опытов удастся в экспериментах определить истинное значение потери ступени от капельной влажности и отдельные составляющие этой потери. Однако такие экспериментальные данные также не могут рекомендоваться для проектирования паровых турбин ввиду несоответствия структуры и дисперсности потока в экспериментальных турбинах с водо-воздушной или водо-паровой смесью с потоком влажного пара в натуральных ступенях при адиабатической конденсации.

Другим важным вопросом, который необходимо решить при исследовании потерь от влажности, является учет или моделирование конструктивных характеристик экспериментальных и натуральных ступеней. По этой причине результаты современных экспериментальных и теоретических исследований потерь от влажности также нельзя переносить на натурные ступени без учета всего многообразия конструкций и условий работы натуральных турбин влажного пара.

Из этого краткого анализа современных исследований потерь от влажности в паровых турбинах очевидным становится неудовлетворительное состояние решения этой проблемы и непригодность современных опытных и теоретических данных потерь от влажности для промышленности.

В качестве примера этому могут служить исследования МЭИ потерь от влажности в паровых турбинах [4]. В [4] приведен анализ и даны рекомендации по определению потерь от влажности на основе многолетних экспериментальных исследований с использованием моментных характеристик ступеней. Этот метод экспериментальных исследований потерь от влажности, по мнению МЭИ, дал возможность получить качественное влияние потерь энергии от влажности на экономичность паровых турбин. Измеряя величину крутящего момента, особенно при заторможенном роторе $\left(\frac{U}{C_0} = 0\right)$, заключенном в плавающую втулку, при работе на перегретом паре вблизи линии насыщения ($M_{\text{п}}$) и на влажном паре ($M_{\text{вл}}$) в [4] получают потерю от влажности как отношение

$$\frac{\Delta M}{M_{\text{п}}} = \frac{M_{\text{п}} - M_{\text{вл}}}{M_{\text{п}}}$$

или

$$M_{\text{вл}} = M_{\text{п}} - \sum_{i=1}^n \Delta M_i.$$

Относительный внутренний к.п.д. ступени определяется по этому методу из выражения

$$\eta_{oi}^{\text{вл}} = \eta_{oi}^{\text{п}} - \eta_{oi}^{\text{п}} \left[\left(\frac{\Delta M}{M_{\text{п}}}\right)_{\text{п}} + \left(\frac{\Delta M}{M_{\text{п}}}\right)_{\text{р}} + \left(\frac{\Delta M}{M_{\text{п}}}\right)_{\text{уд}} \right],$$

где $\Delta M/M_{\text{п}}$ — потеря энергии на переохлаждение $\xi_{\text{п}}$,

$(\Delta M/M_{\text{п}})_{\text{р}}$ — потеря энергии на дробление пленки и разгон капель в осевом зазоре $\xi_{\text{р}}$,

$(\Delta M/M_{\text{п}})_{\text{уд}}$ — потеря энергии от нерасчетного угла входа влаги на рабочие лопатки и сепарацию в периферийную зону $\xi_{\text{уд}}$.

Структура этих формул и методика экспериментальных исследований построены на сопоставлении работы ступени на перегретом и влажном паре — по суммарному снижению крутящих моментов и к.п.д. ступени на влажном паре, считая это только результатом наличия

влаги в паре и ее взаимодействия с паром и конструктивными элементами ступени ($\xi_{п}$, $\xi_{р}$, $\xi_{уд}$). При такой постановке исследований не предполагаются и совершенно не учитываются основные причины снижения крутящих моментов и к.п.д. ступени при переходе от перегретого к влажному пару вследствие изменения термодинамических и физических свойств влажного пара, о которых говорилось выше.

Используя те же экспериментальные данные [4], можно показать ошибочность современной методики исследований потерь от влажности и выводов о сущности и величине потерь от влажности в работе [4]. (табл. 1).

Т а б л и ц а 1

Снижение теплопадения, работоспособности и крутящих моментов ступени при переходе с перегретого на влажный пар при $\frac{U}{C_0} = 0$, $E = P_1/P_0 = 0,85$

Наименование величин	Перегретый пар $\Delta t = 34^\circ\text{C}$ $Y_1 = 1,8\%$	Влажный пар			
		$Y_0 = 0\%$ $Y_1 = 1,8\%$	$Y_0 = 2\%$ $Y_1 = 5,5\%$	$Y_0 = 4,3\%$ $Y_1 = 7,5\%$	$Y_0 = 7\%$ $Y_1 = 10\%$
1. Теоретическое теплопадение, H_0 ккал/кг	27,5	26,5	25,8	24,6	24,0
2. Относительное снижение работоспособности $(H_0^п - H_0^{вл})/H_0^п$, %	0,0	3,67	6,20	10,5	12,7
3. Изменение крутящих моментов по [4] $(M^п - M^{вл})/M^п$, %	$\Delta t = 20^\circ\text{C}$ $Y_1 = 1,8\%$ 1,8	$Y_0 = 4\%$ 6,0	$Y_0 = 6\%$ 8,5	$Y_0 = 7\%$ 9,5	$Y_0 = 7,6\%$ 11,0

Относительное снижение работоспособности влажного пара при нулевой потере от капельной влажности (гр. 2 табл. 1) имеет ту же закономерность, что и снижение крутящих моментов в [4], определяемых в [4] только за счет капельной влажности $\xi_{п}$, $\xi_{р}$, $\xi_{уд}$. (табл. 1 гр. 3).

Абсолютное расхождение работоспособности крутящих моментов при переходе от перегретого к влажному пару при неизменном отношении давления в ступени зависит от величины перегрева пара ($H_0^п$), относительно которого производят сравнение работоспособности влажного пара. Расслоение кривых крутящих моментов в опытах МЭИ (рис. 1) для вращающегося ротора возрастает с увеличением влажности и отношения скоростей $\frac{U}{C_0}$. Это также объясняется в значительной степени изменением работоспособности и физических свойств влажного пара, а не только ударным входом капелек жидкости на рабочие лопатки, как это представлено в [4]. При постоянной влажности пара Y_0 и P_1/P_0 с повышением $\frac{U}{C_0}$ возрастает потеря на трение ступени [1] и, соответственно, снижается крутящий момент ступени. При малой влажности снижение крутящего момента становится неощутимым от $\frac{U}{C_0}$ (точки С и Д на рис. 1) ввиду небольших скоростей вращения диска — малого различия потерь от трения диска. Снижение крутящего момента при переходе ступени с более перегретого на менее перегретый или насы-

щенный пар (рис. 1, точки В и С) всецело объясняется изменением работоспособности и физических свойств пара при работе ступени на паре более низкого потенциала без влагообразования. Снижение крутящего момента в [4] при переходе ступени с перегретого на влажный пар от величины перепада давления на сопловую решетку $\varepsilon = P_1/P_0$

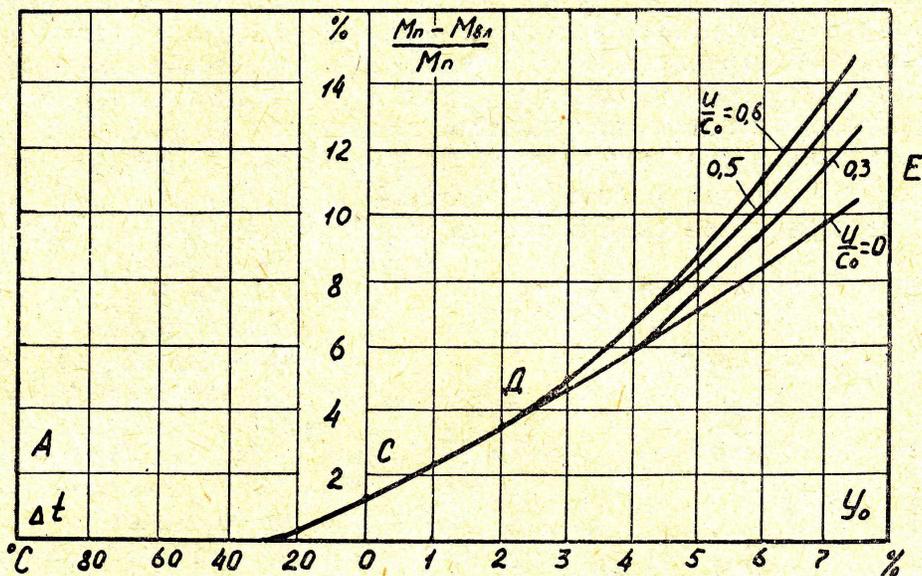


Рис. 1

также зависит от работоспособности перегретого пара, а не только от затраты энергии на разгон и дробление капель в осевом зазоре, как это представлено в [4]. Например, для влажности пара $U_0 = 9\%$ при $P_1/P_0 = 0,9\%$ ($P_1 = 0,5 \text{ ата}$, $P_0 = 0,55 \text{ ата}$) относительное снижение ра-

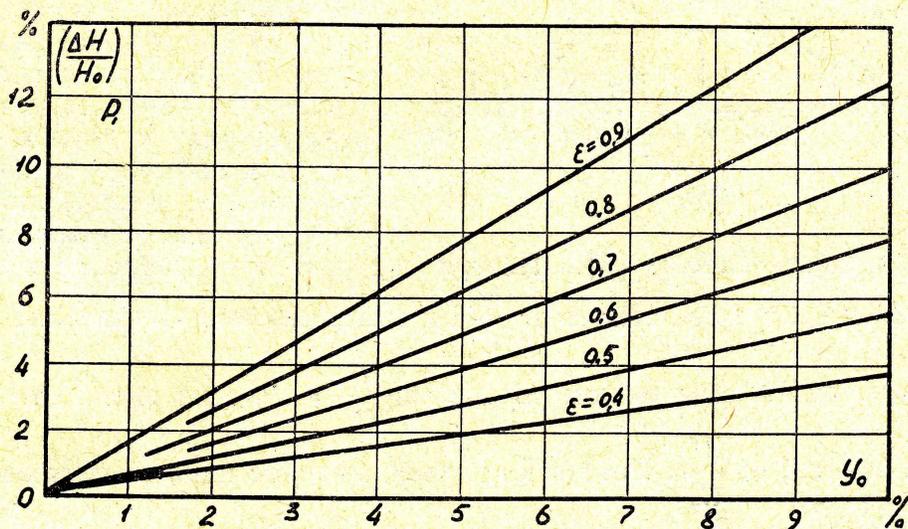


Рис. 2

ботоспособности влажного пара составляет около 30%. На соответствующую величину снижается крутящий момент ступени при работе ее на влажном паре. С увеличением величины отношения давлений на ступень $\varepsilon = 0,4$ ($P_0 = 1,25 \text{ ата}$, $P_1 = 0,5 \text{ ата}$) при той же влажности па-

ра 9% снижение работоспособности влажного пара составляет только 16%. Расположение опытных кривых МЭИ (рис. 2) следует этой зависимости, полученной без учета потери на дробление и разгон капелек жидкости в осевом зазоре. Например для влажности пара в 9% при $\epsilon=0,9$ снижение крутящего момента $\Delta M/M_{\text{п}}$ равно 13%, а для $\epsilon=0,4$ и той же влажности — только 3,5% (рис. 2). Это снижение крутящих моментов в [4] полностью относится только на капельную влажность ϵ_p . Подобное относится к балансу потерь и снижению относительного внутреннего к.п.д. ступени при переходе с перегретого на влажный пар, приведенных в [4] (рис. 3), которые также не отражают действительных потерь от капельной влажности ($\xi_{\text{п}}$, $\xi_{\text{р}}$, $\xi_{\text{уд}}$). Более низкие значения $\eta_{oi}^{\text{вл}}$ влажного пара (кривая 2, рис. 3) объясняются прежде всего меньшей работоспособностью влажного пара при неизменном отношении давлений в ступени для перегретого и влажного пара.

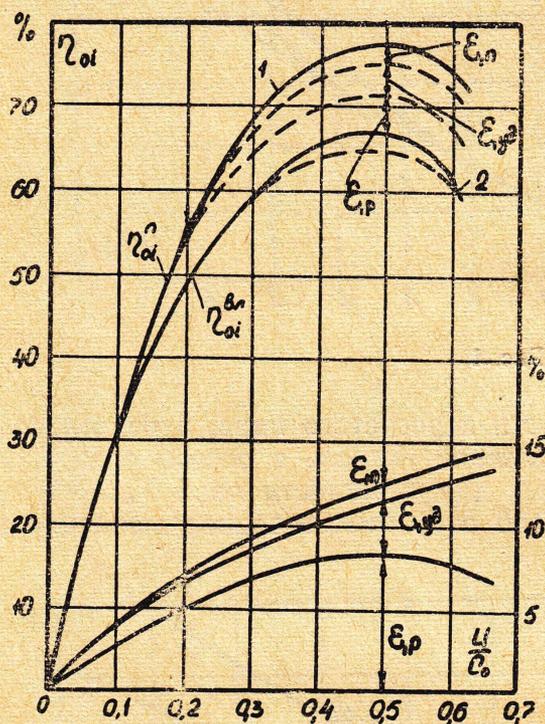


Рис. 3

Так, например, при $\epsilon=0,5$ ($P_0=1$ ата, $P_1=0,5$ ата) теоретическая работоспособность кг перегретого пара $H_0^{\text{п}}$ составляет 28 ккал/кг ($t_0=145^\circ\text{C}$, $t_1=80^\circ\text{C}$, $X=1,0$), а влажного — 24 ккал/кг ($Y_0=7\%$, $Y_1=10\%$). При допущении равенства тепловых потерь в ступени при работе на перегретом и влажном паре в 5 ккал/кг относительный внутренний к.п.д. ступени для перегретого пара составит в этом случае 82%, а для влажного пара — 79%.

С учетом более высоких потерь в ступени влажного пара [1] различие в η_{oi} влажного и перегретого пара (кривая 2 и 1 рис. 3) будет более значительным. В этом же направлении действует увеличение влажности. Наряду с этим в [4] допущены явные неувязки баланса потерь, изображенного на рис. 3 с определением этих потерь в тексте работы [4].

Потеря на разгон и дробление жидкости в осевом зазоре не зависит от $\frac{U}{C_0}$, и максимальное ее значение определялось при заторможенном роторе при $\frac{U}{C_0}=0$, а на рис. 3 эта же потеря зависит от $\frac{U}{C_0}$. Потеря на переохлаждение пара в соплах в одном случае также зависит от $\frac{U}{C_0}$ при определении ее при заторможенном роторе, а в другом случае — на рис. 3, эта потеря зависит от $\frac{U}{C_0}$ и при $\frac{U}{C_0}=0$, также оказывается равной нулю.

Потеря на разгон и дробление жидкости в осевом зазоре не зависит от $\frac{U}{C_0}$, и максимальное ее значение определялось при заторможенном роторе при $\frac{U}{C_0}=0$, а на рис. 3 эта же потеря зависит от $\frac{U}{C_0}$. Потеря на переохлаждение пара в соплах в одном случае также зависит от $\frac{U}{C_0}$ при определении ее при заторможенном роторе, а в другом случае — на рис. 3, эта потеря зависит от $\frac{U}{C_0}$ и при $\frac{U}{C_0}=0$, также оказывается равной нулю.

Потеря на разгон и дробление жидкости в осевом зазоре не зависит от $\frac{U}{C_0}$, и максимальное ее значение определялось при заторможенном роторе при $\frac{U}{C_0}=0$, а на рис. 3 эта же потеря зависит от $\frac{U}{C_0}$. Потеря на переохлаждение пара в соплах в одном случае также зависит от $\frac{U}{C_0}$ при определении ее при заторможенном роторе, а в другом случае — на рис. 3, эта потеря зависит от $\frac{U}{C_0}$ и при $\frac{U}{C_0}=0$, также оказывается равной нулю.

Потеря на разгон и дробление жидкости в осевом зазоре не зависит от $\frac{U}{C_0}$, и максимальное ее значение определялось при заторможенном роторе при $\frac{U}{C_0}=0$, а на рис. 3 эта же потеря зависит от $\frac{U}{C_0}$. Потеря на переохлаждение пара в соплах в одном случае также зависит от $\frac{U}{C_0}$ при определении ее при заторможенном роторе, а в другом случае — на рис. 3, эта потеря зависит от $\frac{U}{C_0}$ и при $\frac{U}{C_0}=0$, также оказывается равной нулю.

Сравнение к.п.д. ступени при работе на перегретом и влажном паре требует учета всех потерь как от капельной влажности, так и от изменения условий работы ступени в области влажного пара

$$\eta_{oi}^{вп} = \eta_{oi}^п - \eta_{oi}^п \left\{ \left[\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_п + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_р + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{уд} \right] + \left[\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{рс} + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{тр} + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{нр} \right] \right\},$$

где $\eta_{oi}^п = K \left(\frac{M \cdot n}{G \cdot H_0} \right)$, $\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{рс}$ — изменение крутящего момента от снижения работоспособности влажного пара, $\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{тр}$ — снижение крутящего момента от увеличения потери на трение диска в паре, $\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{нр}$ — от нережимных условий работы ступени на влажном паре,

ЛИТЕРАТУРА

1. С. В. Положий. К вопросу влияния влажности пара на к.п.д. турбинной ступени. Изв. вузов СССР, «Энергетика», № 7, 1962.
2. С. В. Положий. Еще раз к вопросу о влиянии влажности пара на к.п.д. турбинной ступени. Изв. вузов СССР, «Энергетика», № 3, 1963.
3. С. В. Положий. К вопросу о кинетике процесса конденсации пара в турбинной ступени. Изв. ТПИ, том 137, 1965.
4. М. Е. Дейч, Г. А. Филлипов, В. В. Пряхин, О. А. Поваров. Потери энергии, возникающие при течении влажного пара в турбинной ступени. «Теплоэнергетика», № 12, 1966.