

- 5 Aktershev S.P., Alekseenko S.V. Influence of condensation on the stability of a liquid film moving under the effect of gravity and turbulent vapor flow // Int. J. Heat Mass Transfer. - 2005. - V. 51. Issue 6. - P. 1039–1052.
- 6 Trifonov Yu. Ya. Viscous liquid film flows over a vertical corrugated surface and the film free surface stability // Journal of Engineering Thermophysics. - 2000. - Vol. 10. № 2. - P.129–145.
- 7 Трифонов Ю.Я. Стеkanie вязких пленок по волнистым поверхностям // Прикладная механика и техническая физика. - 2004. - Т. 45. № 3. - С. 97–110.
- 8 T. Nakagawa, J.C. Scott Stream meanders on a smooth hydrophobic surface // Journal of Fluid Mechanics. - 1984. - V. 149. - P. 89–99.

Влияние высокотемпературного промежуточного перегрева на термодинамическую эффективность турбоустановок АЭС

Соколова О.С., [Калугин Б.Ф.], Антонова А.М.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Создание энергоэффективных атомных электростанций с паровыми конденсационными турбинами и электрическим КПД более 50% является одной из приоритетных задач в энергетике. Так как большинство АЭС работает на насыщенном паре, то электрический КПД имеет сравнительно низкие значения 30-34%.

В связи с этим возникает необходимость поиска возможных вариантов повышения эффективности АЭС с влажнопаровыми турбоустановками. Ощутимое повышение КПД турбоустановки АЭС достигается применением перегрева свежего пара [1]. Одним из способов повышения эффективности является использование двукратного перегрева пара при помощи газового перегрева, а также сжигания водородного топлива в специально предназначенных пароперегревателях [2].

В данной работе была поставлена задача исследования влияния введения двукратного промперегрева в тепловую схему высокотемпературной турбоустановки, определения с помощью метода перебора оптимальных параметров пара на выходе из цилиндров высокого и среднего давления, а также выявления способа снижения параметров отработавшего пара, полученных в предыдущей работе.

Ранее проведены исследования для модернизированной высокотемпературной установки с тепловой схемой турбины К-1000-60/1500-2 [3]. Расчетная схема установки с двукратным перегревом пара, представленная на рис. 1, содержит дополнительные элементы, а именно – цилиндр среднего давления и пароперегреватель после ЦСД.

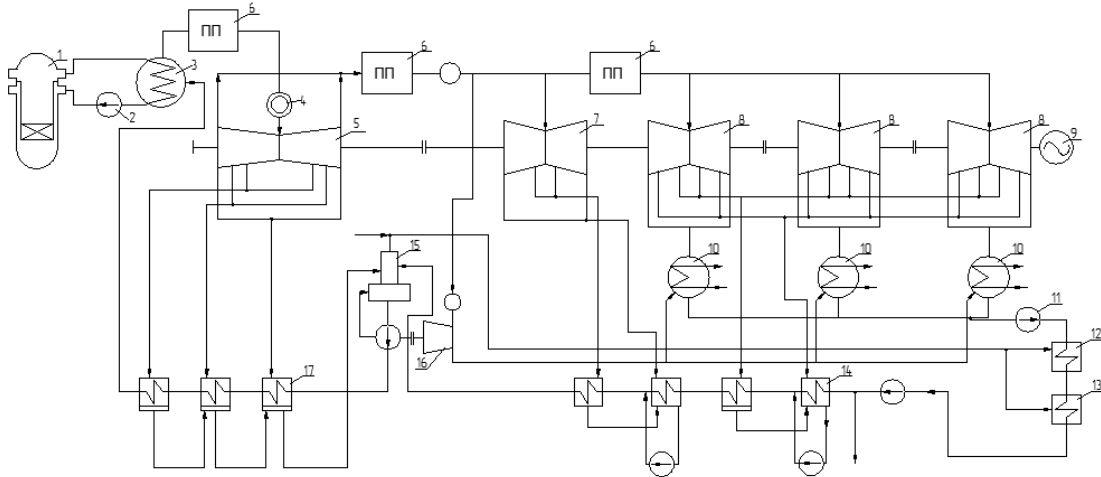


Рис. 1. Модернизированная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-1000-60/1500-2 с двукратным перегревом пара:

- 1 – реактор; 2 – ГЦН; 3 – парогенератор; 4 – стопорный клапан; 5 – ЦВД турбины; 6 – промперегреватель; 7 – ЦСД турбины; 8 – ЦНД-турбины; 9 – электрогенератор; 10 – конденсатор; 11 – насос; 12 – основной эжектор; 13 – эжектор уплотнений; 14 – подогреватели низкого давления; 15 – деаэратор; 16 – турбопривод питательного насоса; 17 – подогреватели высокого давления

Расчет тепловой схемы с двукратным перегревом пара проведен для вариантов использования газового и водородного топлива.

В качестве исходных данных принят расход пара на турбоустановку, равный расчетному значению в предыдущих исследованиях $G_0=1578$ кг/с. Значение относительного внутреннего КПД для ЦВД $\eta_{oi}^{ЦВД}=0,90$, для ЦСД и ЦНД $\eta_{oi}^{ЦСД} = \eta_{oi}^{ЦНД} = 0,92$. Дискретные значения давлений в отборах приняты на основе прототипа турбины ХТЗ К-1000-60/1500-2. Для $p_{разд}=2,87$ МПа имеется наибольшее количество значений разделительных давлений на выходе из ЦСД, число точек уменьшается по мере снижения давления $p_{разд1}$.

Результаты расчета представлены в таблицах 1 и 2 и на рис. 2, 3.

Таблица 1. Показатели установки с двукратным газовым перегревом пара

$p_{разд1}$, МПа	№ п/п	2*	3	4	5	6	7
2,87	N_9 , МВт	2745	2887	3063	3156	3191	2993
	$Q_{ту}$, МВт	5726	6004	6310	6519	6887	6937
	η_9	0,482	0,483	0,488	0,487	0,466	0,434
1,822	N_9 , МВт		2860	3074	3202	3298	3125
	$Q_{ту}$, МВт		5971	6320	6570	6997	7334
	η_9		0,481	0,489	0,49	0,474	0,428
1,122	N_9 , МВт			3032	3209	3361	3241
	$Q_{ту}$, МВт			6289	6583	7076	7247
	η_9			0,485	0,49	0,477	0,449
0,582	N_9 , МВт				3112	3357	3305
	$Q_{ту}$, МВт				6479	7072	7339
	η_9				0,483	0,477	0,45
0,312	N_9 , МВт					3270	3290
	$Q_{ту}$, МВт					6949	7310
	η_9					0,473	0,452
0,08	N_9 , МВт						3270
	$Q_{ту}$, МВт						6949
	η_9						0,471

Для наглядного представления зависимости величины абсолютного электрического КПД от разделительного давления построены графики $\eta_9=f(p_{разд})$, где на оси абсцисс – разделительное давление второго промежуточного перегрева, а линии отражают функции КПД от разделительного давления первого промежуточного перегрева.

Анализ зависимостей для газового перегрева, приведенных на рис. 2, показывает, что функция имеет параболический характер с ярко выраженной зоной оптимума. Максимальные значения КПД имеют место при $p_{разд1}=1,822$ МПа $p_{разд1}=1,122$ МПа.

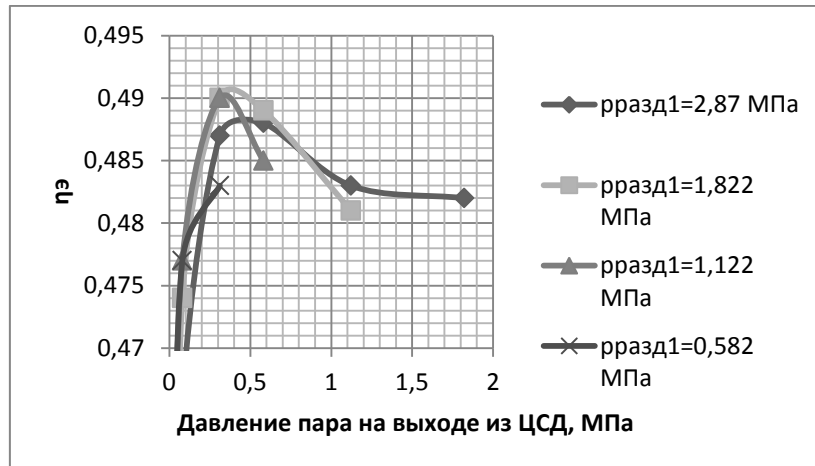


Рис. 2. График зависимости абсолютного электрического КПД от давления на выходе из ЦСД для газового перегрева

Таблица 2. Показатели установки с двукратным водородным перегревом пара

Р _{разд1} , МПа	№ п/п	2*	3	4	5	6	7
2,87	N ₃ , МВт	3199	3276	3644	3774	3831	3560
	Q _{ту} , МВт	6857	7265	7751	8090	8690	8832
	η _э	0,469	0,453	0,472	0,468	0,443	0,405
1,822	N ₃ , МВт		3366	3662	3842	3885	3885
	Q _{ту} , МВт		7215	7769	8179	8881	9117
	η _э		0,469	0,473	0,472	0,439	0,428
1,122	N ₃ , МВт			3997	3852	4072	3908
	Q _{ту} , МВт			1005	8195	9016	9356
	η _э			0,399	0,472	0,453	0,419
0,582	N ₃ , МВт				3718	4071	4002
	Q _{ту} , МВт				8022	9013	9513
	η _э				0,465	0,453	0,422
0,312	N ₃ , МВт					3961	3989
	Q _{ту} , МВт					8813	9493
	η _э					0,451	0,422
0,08	N ₃ , МВт						3939
	Q _{ту} , МВт						8644
	η _э						0,457

*Примечание: в таблицах обозначено значение давления на выходе из ЦСД: 2 – 1,822 МПа, 3 – 1,122 МПа, 4 – 0,582 МПа, 5 – 0,312 МПа, 6 – 0,08 МПа, 7 – 0,021 МПа.

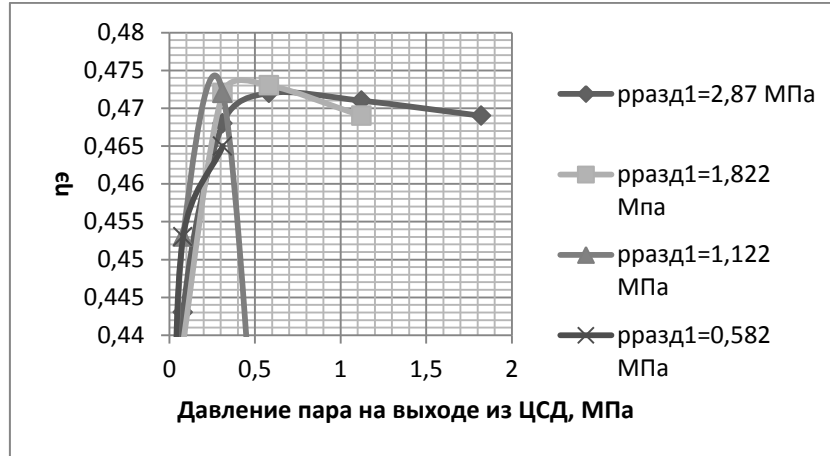


Рис. 3. График зависимости абсолютного электрического КПД от давления на выходе из ЦСД для водородного перегрева

При использовании для перегрева пара водородного топлива полученные зависимости имеют характер, подобный предыдущему. Максимальные значения КПД достигаются при тех же $p_{разд1} = 1,822$ МПа и $p_{разд1} = 1,122$ МПа, однако их уровень при водородном перегреве значительно ниже, чем при газовом. Это дает основания для вывода о более высокой эффективности установки с газовым перегревом.

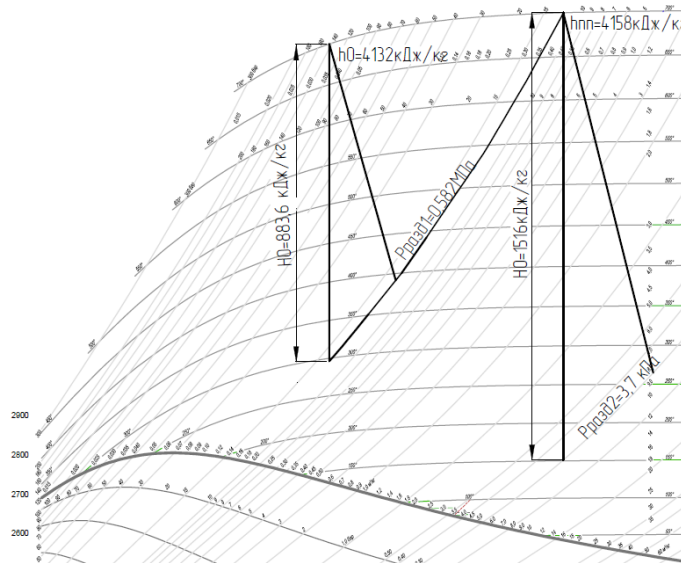


Рис.4. Процесс расширения пара при $p_{разд1} = 0,582$ МПа в hs -диаграмме

Анализ показывает, что максимальное значение КПД при двукратном промперегреве составило $\eta_э = 0,490$. Это ниже КПД установки с однократным промперегревом, полученным в работе [2], где он равен $\eta_э = 0,493$. Данный результат можно объяснить тем, что даже при однократном промперегреве до 800°C пар на выходе из турбины находится в области перегретого пара (рис.4), а при введении двукратного промперегрева значение энтальпии h_k существенно повышается, что увеличивает потери теплоты в конденсаторе.

Снизить потери теплоты в конденсаторе можно путем применения пароохладителя, в котором теплота перегрева отработавшего в турбине пара используется для подогрева основного конденсата (рис. 5).

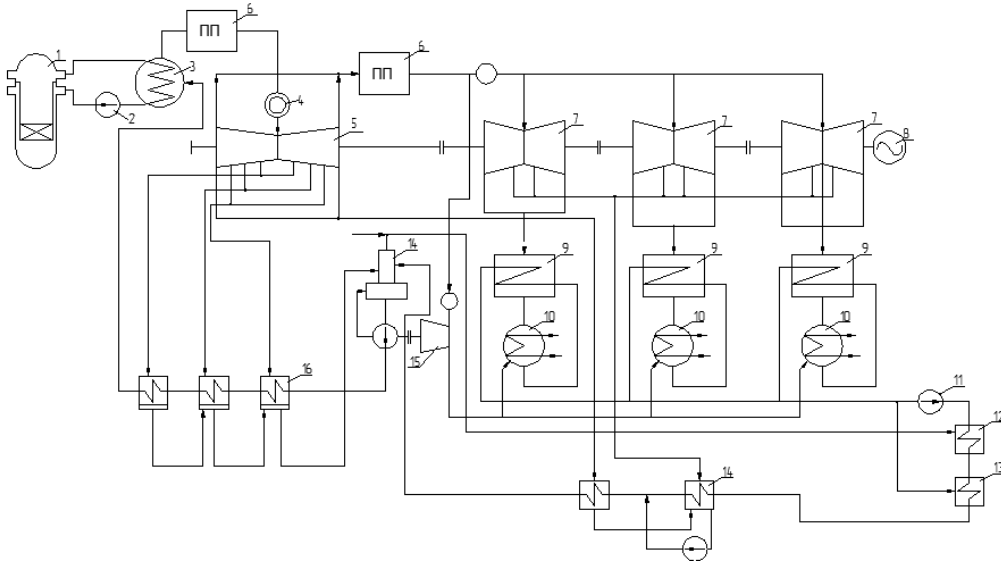


Рис. 5. Тепловая схема турбоустановки с однократным промперегревом и пароохладителем отработавшего пара

18 – пароохладитель отработавшего пара; остальные обозначения те же, что на рис. 1

Расчеты показали, что введение пароохладителя в схему установки с газовым перегревом пара позволяет получить электрический КПД $\eta_э=0,492$ (без него $\eta_э=0,493$ [2]). При этом значительно упрощается тепловая схема установки, так как нагрев конденсата до $82\text{ }^\circ\text{C}$ в пароохладителе позволяет исключить 2 подогревателя низкого давления и, возможно, снизить металлоемкость и затраты на оборудование. Показатели установки с однократным промежуточным перегревом пара и пароохладителем приведены в таблице 3.

Таблица 3. Результаты расчета схемы с пароохладителем

Газовый перегрев пара			Водородный перегрев пара		
$N_э, \text{МВт}$	$Q_{тy}, \text{МВт}$	$\eta_э$	$N_э, \text{МВт}$	$Q_{тy}, \text{МВт}$	$\eta_э$
3009	6155	0,491	3528	7483	0,473

Реальность использования пароохладителей отработавшего пара может быть определена с помощью оценки площади поверхности теплообмена и габаритов теплообменника. Для эффективного теплообмена приняты оребренные трубные поверхности и несколько ходов воды внутри них. Учитывая, что в процессе теплообмена происходит снижение температуры перегретого пара, но не его конденсация, использована методика расчета газовой теплообменника [4]. Расчетная схема пароохладителя приведена на рис. 6. Его конструктивное устройство характеризуется горизонтальной ориентацией поверхности теплообмена с трубной системой в виде прямых оребренных трубок, развальцованных в трубных досках. Пар поперечно омывает поверхность теплообмена.

Расчеты проведены для варианта с оптимальным разделительным давлением $p_{\text{разд}} = 0,582 \text{ МПа}$ и тепловой мощностью пароохладителя $Q_t = 356 \text{ МВт}$ на выходе из ЦВД турбины для тепловой схемы с однократным перегревом [3].

Таблица 4. Исходные данные для расчета газовой теплообменника

	$t_{\text{вх}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$h_{\text{вх}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$t_{\text{вых}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$h_{\text{вых}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Вода	28	117,32	82	343
Пар	154	2791	35	2565

Коэффициент теплоотдачи к воде α_k определяется для развитого ($Re > 10^4$) турбулентного движения воды в трубках. Коэффициент теплоотдачи от потока пара $\alpha_{пр}$ рассчитан по формуле для пучка оребренных труб при его поперечном обтекании. Коэффициент теплопередачи K определяется по формуле для оребренных труб, омываемых греющим (газовым) теплоносителем.

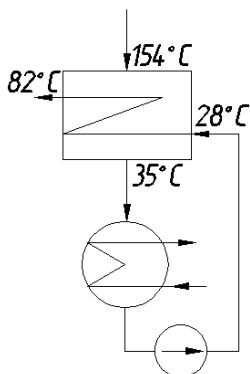


Рис. 6. Расчетная схема пароохладителя отработавшего пара

Таблица 5. Результаты расчета газовойодяного теплообменника

$\Delta t_{cp}, ^\circ C$	$\alpha_k, \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\alpha_{пр}, \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$K, \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$F, м^2$
28	10618	13,746	13,489	552

F – площадь поверхности теплообмена; Δt_{cp} – средний температурный напор.

Заключение

Анализ результатов проведенных расчетных исследований показывает, что введение двукратного перегрева не дает ожидаемого повышения термодинамической эффективности, поэтому осуществление его на практике не является целесообразным.

Для установки с однократным газовым перегревом включение в схему пароохладителей повышает эффективность работы станции с точки зрения снижения затрат на оборудование и его эксплуатацию вследствие упрощения схемы. Результаты расчета габаритов теплообменника свидетельствуют о том, что такого рода модернизация вполне применима.

Список литературы:

1. Аминов Р.З., Егоров А.Н. Оценка термодинамической эффективности водородных циклов на влажно-паровых АЭС // Теплоэнергетика, 2013, №4. – С.27–33.
2. Фаворский О.Н., Леонтьев А.И., Федоров А.В., Мильман О.О. Расчетно-экспериментальное обоснование создания угольно-водородной электростанции с высокотемпературными (850÷1500°C) паровыми турбинами // Труды пятой Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – Т.1. – с. 63–68.
3. Соколова О.С., Калугин Б.Ф. Исследования в области применения высокотемпературных турбоустановок на АЭС // Сборник докладов XX Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Современная техника и технологии». – Томск: Изд-во ТПУ, 2014 – с.181–182.
4. Петровский Ю.В., Фастовский В.Г. Современные эффективные теплообменники.–М.Л. Госэнергоиздат, 1962.– 256с.

Перспективные когенерационные ГТУ для систем теплоэнергоснабжения ЖКХ

Ануров Ю.М. *, Дубинин А.Б. **, Жуков В.К. ***, Николаев Ю.Е. ****, Вдовенко И.А. ****

*«Центр концептуального проектирования», г. Санкт-Петербург, Россия

**«Энергомаш-Проект», г. Москва, Россия

***«КЭР – Холдинг», г. Казань, Россия

****Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А., г. Саратов, Россия

Повышение энергоэффективности систем электро- и теплоснабжения муниципальных образований и городских поселений является целью энергосбережения, заключающегося не только в замене низкоэффективного оборудования на более совершенное и соблюдении СНиПов. В соответствии с ФЗ «О теплоснабжении» и ФЗ «Об Энергосбережении» в качестве основной меры рассматривается модернизация схем теплоснабжения, предусматривающая внедрение энергосберегающего оборудования и прогрессивных технологий во все звенья теплового хозяйства. При этом важна оценка потенциала энергосбережения, под которым понимается возможное снижение энергопотребления за счет массового использования технически освоенных образцов энергосберегающих техники и технологий.