

6. Пиралишвили Ш. А., Поляев В. М., Сергеев М. Н. Вихревой эффект: Эксперимент, теория, технические решения / Под ред. А. И. Леонтьева. – М.: УНПЦ «Энергомаш», 2000. – 412 с.

7. Устименко Б. П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях. – Алма-Ата: Наука КазССР, 1977. – 228 с.

8. Сабуров Э. Н., Карпов С. В. Теория и практика циклонных сепараторов, топок и печей / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Э. Н. Сабурова. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2000. – 568 с.

9. Карпов С. В., Сабуров Э. Н. Высокоэффективные циклонные устройства для очистки и теплового использования газовых выбросов / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Э. Н. Сабурова. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2002. – 504 с.

10. Экспериментальное исследование гидродинамики кольцевого канала с закрученным течением теплоносителя / Ю. Л. Леухин, А. С. Скачков, Э. Н. Сабуров и др. // Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и теплообмена в энергетических установках // Труды XIII школы-семинара молод. ученых и спец. под руков. акад. РАН А. И. Леонтьева. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – Т. 2. – С. 345–348.

Представлена кафедрой
теплотехники

Поступила 28.03.2003

УДК 621.311.22

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ВПРЫСКИВАЕМОЙ ВОДЫ В ТРАКТ ПРОМПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Канд. техн. наук, доц. НАЗАРОВ В. И., инж. ВАКУЛИЧ Е. В.

Белорусский национальный технический университет

Известно, что применение впрыска питательной воды в качестве одного из основных средств регулирования температуры перегретого пара связано с существенными энергетическими потерями [1–4]. Основным недостатком при этом является то, что пар, полученный из впрыскиваемой воды, не проходит через цилиндр высокого давления турбоустановки, совершая работу в менее экономичном цикле (рис. 1). Это приводит к снижению термического КПД цикла η , и как следствие – к пережогу топлива.

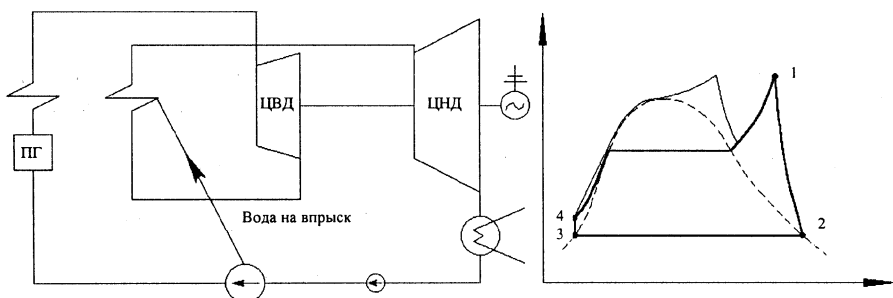


Рис. 1. Цикл паросиловой установки с однократным промежуточным перегревом и впрыском воды во второй тракт

КПД цикла, который совершает впрыскиваемая вода:

$$\eta_{\text{в}} = \frac{i_{\text{пп}} - i_{\text{к}}}{i_{\text{пп}} - i_{\text{в}}}, \quad (1)$$

где $i_{\text{пп}}$ и $i_{\text{к}}$ – энтальпия пара после перегрева и отработанного; $i_{\text{в}}$ – то же впрыскиваемой воды.

Вполне очевидно, что экономичность цикла, по которому совершает работу впрыскиваемая вода, зависит от температуры и давления последней.

В [1, 2] исследуются относительные изменения КПД по производству электрической энергии и удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении δW соответственно для конденсационного и теплофикационного энергоблоков при впрыске воды в тракт промперегрева, где и получены расчетные выражения, позволяющие оценивать влияние впрыска на изменение показателей экономичности блоков.

Для конденсационного блока

$$\delta \eta_{\text{эз}}^{\text{к}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \left[(i_{\text{пп}}'' - i_{\text{в}}) - \chi q_0 - \delta q_{\text{пп}} \right]^2 + 1}}, \quad (2)$$

где q_0 – подведенная теплота в турбоустановку, кДж/кг; $\delta q_{\text{пп}}$ – потери теплоты в промперегревателе, вызванные впрыском воды в тракт промперегрева, кДж/кг; $i_{\text{пп}}''$ – энтальпия впрыскиваемой воды, кДж/кг; $\chi = \Delta\alpha/\alpha_{\text{в}}$.

Здесь $\Delta\alpha$ – изменение доли расхода свежего пара, вызванное впрыском воды в тракт промперегрева (при условии $N = \text{const}$); $\alpha_{\text{в}}$ – доля впрыскиваемой воды относительно расхода свежего пара.

Для теплофикационного блока

$$\delta W = 1 - \frac{N_i^* q_0 - N_i}{N_i q_0^* - N_i^*}, \quad (3)$$

где $N_i = \sum \alpha_i \Delta h_i^{\text{ЧВД}} + \sum \alpha_i \Delta h_i^{\text{ЧНД}}$, кДж/кг, – удельная внутренняя мощность ТУ в схеме I (без учета впрыска в тракт промперегрева); $N_i^* = (1 - \Delta\alpha) \sum \alpha_i \Delta h_i^{\text{ЧВД}} + \sum \alpha_i \Delta h_i^{\text{ЧНД}}$, кДж/кг, – удельная внутренняя мощность ТУ в схеме II (с учетом впрыска в тракт промперегрева); q_0, q_0^* – подведенная теплота в турбоустановку для схем I и II, кДж/кг.

Так как данные расчетные выражения содержат энтальпию впрыскиваемой воды $i_{\text{в}}$, определим ее оптимальное значение, при котором выполнялось бы условие $\delta \eta_{\text{эз}} \rightarrow 0$, и после ряда соответствующих преобразований получим:

• для конденсационного блока

$$i_{\text{в}}^{\text{opt}} = i'' - \chi q_0 - \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \delta q_{\text{пп}}; \quad (4)$$

- для теплофикационного блока

$$i_b^{\text{opt}} = i'' - \frac{1}{\alpha_b} \left[\frac{\sum \alpha_i \Delta h_i^* q_0 - \sum \alpha_i \Delta h_i q_0}{\sum \alpha_i \Delta h_i q_0^* - \sum \alpha_i \Delta h_i^* q_0} - (1 - \Delta \alpha)(i_0 - i_{\text{пв}}) - \alpha_{\text{пп}}(\Delta i_{\text{пп}} + \Delta i'_{\text{пп}}) - \delta q_{\text{пп}} \right] \quad (5)$$

Согласно (4) и (5) были рассчитаны теоретически оптимальные значения энтальпии впрыскиваемой воды i_b (при впрыске 1 % охлаждающей воды от α_0 для конденсационного блока и при впрыске 3 % от $\alpha_{\text{пп}}$ для теплофикационного блока). Исходные данные для расчета приведены в табл. 1, результаты расчетов – в табл. 2, на рис. 2, 3 изображены графические зависимости $\delta \eta_{\text{эз}} = f(i_b, t_b)$; $\delta W = f(i_b, t_b)$.

Таблица 1

Исходные данные из теплового расчета ТУ

Тип энерго-блока (тип котла)	Режим работы	i_0 , кДж/кг	$i'_{\text{пп}}$, кДж/кг	$i''_{\text{пп}}$, кДж/кг	$i_{\text{пв}}$, кДж/кг	i_b , кДж/кг	q_0 , кДж/кг	$\alpha_{\text{пп}}$	$\eta_{\text{ои}}^{\text{чвд}}$	$P'_{\text{пп}}$, МПа	$V'_{\text{пп}}$, м ³ /кг	$\Sigma \alpha_i h_i^{\text{чвд}}$	$\Sigma \alpha_i h_i^{\text{чнд}}$
Т-250/300-240 (ТГМП-344)	I	3385	2970,8	3600	1136	733	2762,01	0,8369	0,837	3,84	0,062	402,555	561,724
	II	3381	3001	3487,5	1150	733	2622,643	0,8345	0,837	3,9	0,062	385,03	577,56
Т-180/210-130 (ТГМЕ-206)	I	3461	3045	3539	1004	711,8	2892,757	0,8821	0,83	1,83	0,14	410,04	388,349
	II	3460	3066	3533	1076	711,8	2793,045	0,8759	0,83	2,38	0,108	388,349	583,579
К-300-240 (ТГМП-344)		3386	3006	3597	1176,6	733	2701,47	0,8326	0,833	3,9	0,062	–	–

Таблица 2

Расчетные параметры

Тип энергоблока (тип котла)	Режим работы	$\Delta \alpha$	$i'_{\text{пп}}$, кДж/кг	$\delta q_{\text{пп}}$, кДж/кг	q_0^* , кДж/кг	$\Sigma \alpha_i h_i^{\text{чвд}*}$, кДж/кг	$\Sigma \alpha_i h_i^{\text{пу}}$, кДж/кг	$\Delta p'_{\text{пп}}$, МПа	t_b^{opt} , °С	$t_{\text{пв}}^{\text{пв}}$, °С
К-300-240 (ТГМП-344)	–	0,0075	0,78	0,764	–	–	–	0,015	330	248,8
Т-250/300-240 (ТГМП-344)	I	0,0421	5,76	4,62	2762,01	390,746	952,47	0,115	290	247,5
	II	0,0421	6,06	4,84	2622,643	374,219	951,779	0,117	238	247,5
Т-180/210-130 (ТГМЕ-206)	I	0,0387	6,3	5,36	2892,757	399,938	1022,866	0,055	337	207
	II	0,0406	6,29	5,286	2793,045	378,194	961,773	0,07	264	221

На основании рис. 2, 3 можно сделать вывод о том, что с ростом температуры впрыскиваемой воды наблюдается уменьшение относительного изменения $\delta \eta_{\text{эз}}$ и δW .

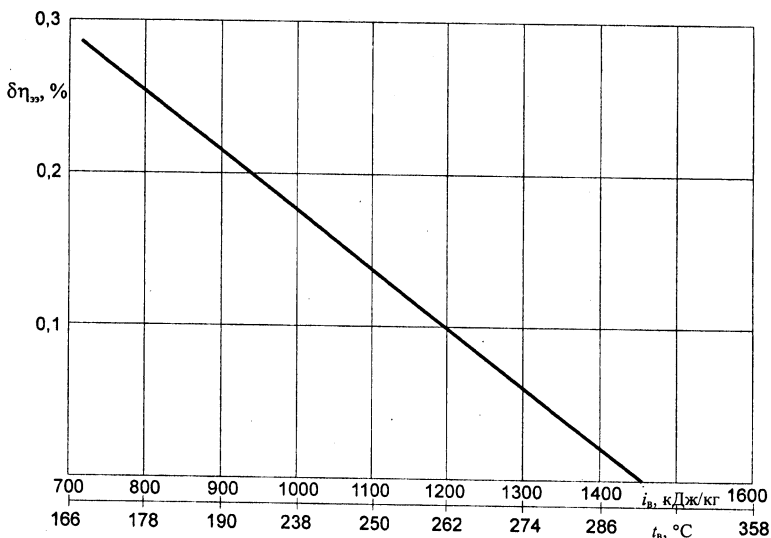


Рис. 2. Зависимость изменения $\delta\eta_{\text{э}}$ от температуры впрыскиваемой воды $t_{\text{в}}$ (К-300-240)

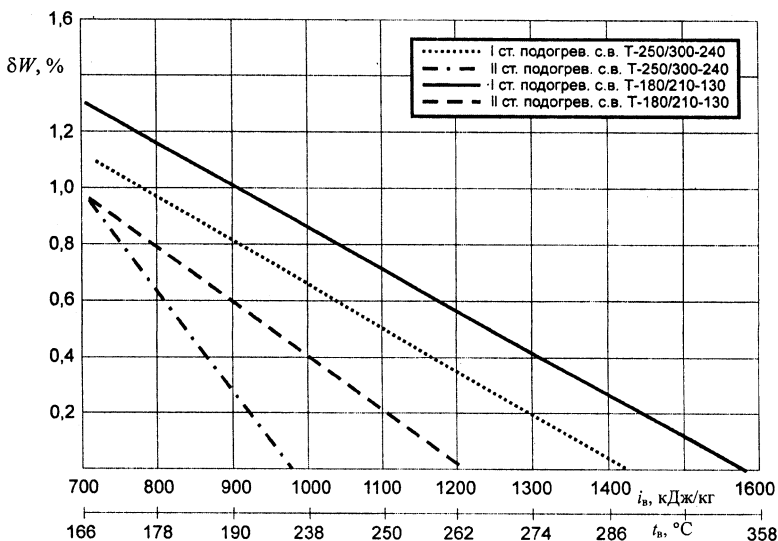


Рис. 3. Зависимость изменения δW от температуры впрыскиваемой воды $t_{\text{в}}$

Однако следует учитывать, что рассчитанная теоретически оптимальная температура воды не является технически оптимальной, это связано с тем, что существует ограничение по температуре впрыскиваемой воды в промперегреватель, которое напрямую связано с давлением в промперегревателе. Очевидно, что ее температура должна быть не более температуры насыщения $t_{\text{н}}$ при давлении промперегрева. Только в этом случае можно будет избежать вскипания воды в линиях впрыска за регулирующим клапаном.

На расчетных режимах температура насыщения $t_{\text{н}}$ давления промперегрева составляет:

- для конденсационного энергоблока 300 МВт

$$p_{\text{пп}} = 3,9 \text{ МПа}; \quad t_{\text{н}} = 248,8 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

- для теплофикационного энергоблока 250 МВт (II ст. подогрев сетевой воды)

$$p_{\text{нп}} = 3,84 \text{ МПа}; \quad t_{\text{н}} = 247,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

- для теплофикационного энергоблока 180 МВт (II ст. подогрев сетевой воды)

$$p_{\text{нп}} = 2,38 \text{ МПа}; \quad t_{\text{н}} = 221 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

В настоящее время в практике широко применяется впрыск питательной воды из промежуточной ступени питательного насоса (ПН) с температурой $t \approx 175 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Вполне очевидно, что это не самое лучшее место отбора воды на впрыск, так как температура воды из промступени ниже $t_{\text{в}}^{\text{opt}}$ приблизительно на $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Наиболее рациональными являлись бы схемы, в которых отбор на впрыск производился:

- после подогревателей высокого давления с температурой $242 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (для Т-250/300-240);

- из дренажа подогревателей высокого давления с температурой $243 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (для Т-180/210-130).

Главный недостаток первого варианта состоит в необходимости значительного дросселирования воды высокого давления до давления промежуточного перегрева $p_{\text{нп}} = 3,84 \text{ МПа}$ (для Т-250/300-240). Применение второго варианта требует резервирования линии подвода конденсата водой из промступени питательного насоса на случай отключения ПВД и при пусковых режимах. Но, как указывалось выше, в настоящее время задействована схема с подачей на впрыск воды из промступени ПН, тогда этот недостаток является условным. К тому же при низких нагрузках снижение давления промперегрева сопровождается уменьшением давления отборного пара на ПВД, а следовательно, и температуры конденсата из подогревателя. Поэтому реализация данной схемы при номинальной и пониженных нагрузках не встречает технических ограничений, что свидетельствует в пользу выбора второго варианта.

ВЫВОДЫ

1. Получена оптимальная температура впрыскиваемой воды в тракт промперегрева, при которой минимальны энергетические потери. Для конденсационного энергоблока 300 МВт она составила $248 \text{ }^{\circ}\text{C}$, для теплофикационных энергоблоков 250 и 180 МВт – соответственно 238 и $264 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (II ст. подогрев сетевой воды) и 290 и $337 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (I ст. подогрев сетевой воды).

2. Данная температура впрыскиваемой воды может быть реализована в схеме с подачей конденсата из ПВД, использующего пар выхлопа ЦВД. Окончательная оценка применения данного варианта требует тщательного технико-экономического расчета.

ЛИТЕРАТУРА

1. Назаров В. И. К расчету применения КПД конденсационного блока при впрыске воды в промподогреватель // Вести АН БССР. Сер. физ.-энерг. наук. – 1990. – № 2.

2. Назаров В. И., Вакулич Е. В. К расчету изменения экономичности работы теплофикационного энергоблока при впрыске воды в промпрегреватель. – Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2003. – № 1. – С. 53–57.

3. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические производные для воды и водяного пара. – М., 1977.

4. Кроль Л. Б., Кемельман Г. Н. Промежуточный перегрев пара и его регулирование. – М., 1970.

Представлена кафедрой ТЭС

Поступила 13.09.2002

УДК 621.311

ПРОГНОЗ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАБОТЫ СЛОЖНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПО ГЕНЕРИРУЕМОМУ РАДИОШУМУ

Докт. физ.-мат. наук, проф. ГРЕЧИХИН Л. И., ТИМОШЕВИЧ В. Б.

Белорусский национальный технический университет

Энергетические системы эксплуатируются длительное время. Многие из них являются взрывоопасными и нуждаются в непрерывной безразборной технической диагностике и оптимальном управлении. Существующие системы контроля технического состояния позволяют устанавливать преимущественно факт выхода из строя контролируемой системы. Это не обеспечивает надежную безопасность эксплуатации и не позволяет заранее предвидеть возможность выхода из строя, а, следовательно, и не допустить разрушения сложной энергосистемы. Назрела необходимость обеспечить прогноз надежности и долговечности отдельных узлов и отдельных элементов конструкций в сложной энергосистеме, контролируя работу каждого узла и каждого его элемента. Задача сложная, но решаемая. Такая принципиальная возможность применительно к двигателям внутреннего сгорания показана в [1...3]. Ниже рассмотрим научно-технические принципы, на которых основано решение поставленной задачи.

Большинство конструкционных деталей изготавливается с применением композиционных материалов, которые бывают трех типов: аморфные, смесевые и эвтектические. Аморфные композиционные материалы представляют собой хаотическое распределение решеточных кластерных структур разных веществ друг относительно друга. Взаимодействие между такими структурами осуществляется только ковалентной связью и адгезионным взаимодействием в местах спайности. При разогреве такого материала энергия тратится только на возбуждение колебаний и разрыв связей для каждого вещества в отдельности, а на разрыв связей между разнородными кластерами энергия практически не потребляется.