

Ф. 6. /
255

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 255

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

СБОРНИК СТАТЕЙ

VII

Под общей редакцией проф. И. П. Эпика

Er. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 255

1967

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

СБОРНИК СТАТЕЙ

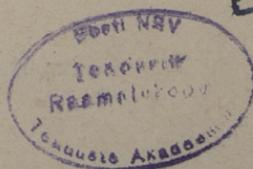
VII

Под общей редакцией проф. И. П. Эпика

ТАЛЛИН 1967

СОДЕРЖАНИЕ

1. А. А. Отс, В. В. Пресс, Р. Н. Ууэсоо. Исследование некоторых закономерностей образования открытого факела пылевидного сланца	3
2. Х. Х. Арво, В. Э. Валликиви, Х. И. Таллермо, И. П. Эпик. Исследование образования первичного слоя отложений на пароперегревателях котлоагрегатов, сжигающих эстонские сланцы	15
3. А. А. Отс, Т. А. Пиркер, Д. М. Егоров, В. А. Сельг. Динамика загрязнения экранных труб топок при сжигании сланцев.....	27
4. Арво А. Отс, Агу А. Отс. Влияние загрязнения экранных труб на условия теплообмена в топках	49
5. Н. С. Розанов. Исследование фракционного состава механических примесей топочного сланцевого масла	69
6. А. М. Кузнецов. Влияние изменения давления пара регенеративных отборов на к. п. д. турбоустановки	77
7. А. М. Кузнецов. Анализ влияния различных факторов тепловой схемы паротурбинной установки на оптимальную величину подогрева воды в регенеративном подогревателе	89



Ep.8067

УДК 662.62

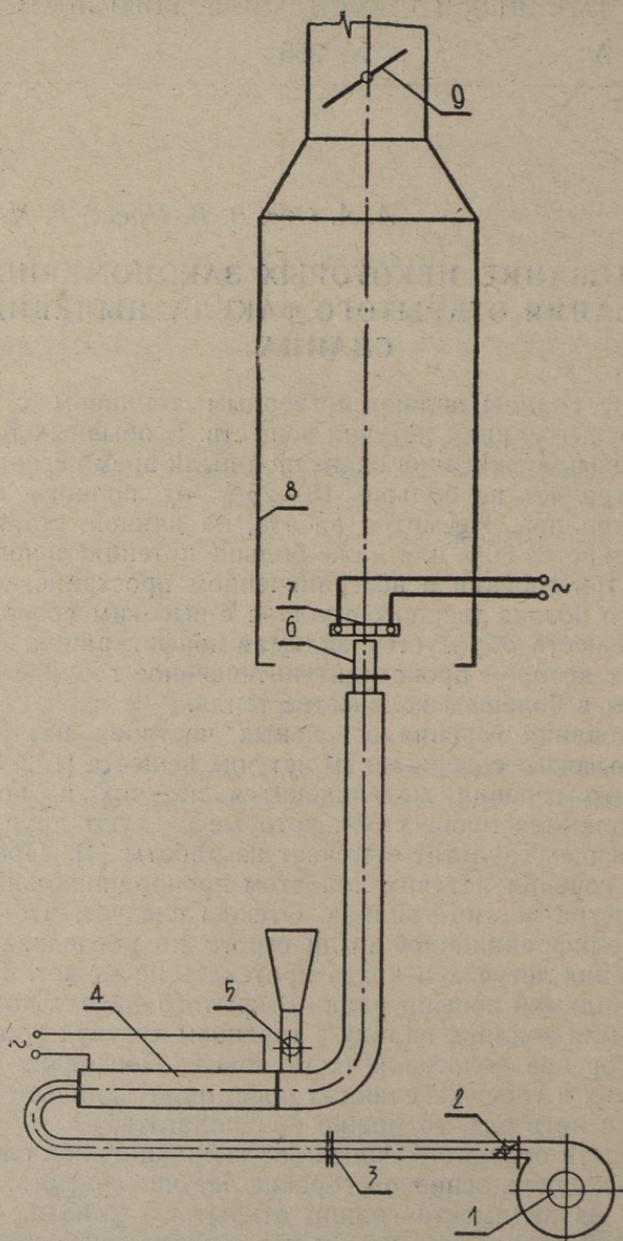
А. А. Отс, В. В. Пресс, Р. Н. Ууэсоо

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ОБРАЗОВАНИЯ ОТКРЫТОГО ФАКЕЛА ПЫЛЕВИДНОГО СЛАНЦА

Горючие сланцы являются твердым топливом с экстремальным содержанием летучих веществ. В обычных топочных устройствах при сжигании сланцевой пыли время сгорания летучих составляет не больше 15—25% от полного времени сгорания топлива. Несмотря на это, на данной стадии процесса выделяется 80% или даже больше потенциального тепла топлива. При горении в неограниченном пространстве пылевоздушного потока твердого топлива с высоким содержанием летучих веществ образуется видимая конфигурация пламени, в пределах которой происходит интенсивное горение пыли и выделяется в большом количестве тепла.

Исследования горения отдельных частичек натуральных топлив с высоким содержанием летучих веществ [1, 2, 3] показывают, что горения выделяющихся летучих и коксового остатка являются процессами, которые следуют друг за другом. Такой же результат вытекает из работы [4]. Продолжительность горения летучих при этом пропорциональна квадрату диаметра частиц топлива. Отсюда следует, что процесс горения полифракционной пыли строго по последовательной схеме горения летучих и кокса протекать не может. Поэтому в объеме видимой конфигурации открытого факела полифракционной пыли топлива наряду с горением летучих происходит также и горение некоторой части кокса. Поскольку количество летучих в горючих сланцах превышает количество кокса примерно в пять раз, то можно предполагать, что в пределах видимой части открытого факела полифракционной сланцевой пыли происходит в основном горение летучих веществ.

Исходя из видимости границ открытого факела, имеется возможность определить некоторые качественные характеристики процесса горения. Наиболее распространенным методом при изучении свойств газового пламени является динамический метод горелки. Этот метод успешно применен и для ис-



Фиг. 1. Схема опытной установки:

- 1 — центробежный вентилятор, 2 — клапан регулирования, 3 — измерительная диафрагма, 4 — электрический воздухоподогреватель, 5 — питатель пыли, 6 — горелка, 7 — электрический стабилизатор пламени, 8 — короб, 9 — шибер

следования факела пылевидного твердого топлива в воздушной среде [5—8]. Основной задачей этих исследований являлось определение скорости распространения пламени, исходя из поверхности внутреннего конуса факела. Однако имеются работы, где при определении скорости распространения газового факела принята за основу внешняя или средняя поверхность его видимой конфигурации (например, [9]). Во всех этих случаях скорость распространения пламени, определенная по поверхности внутреннего конуса или внешней видимой границы (F) и расходу горючей смеси (Q), рассчитывалась по формуле:

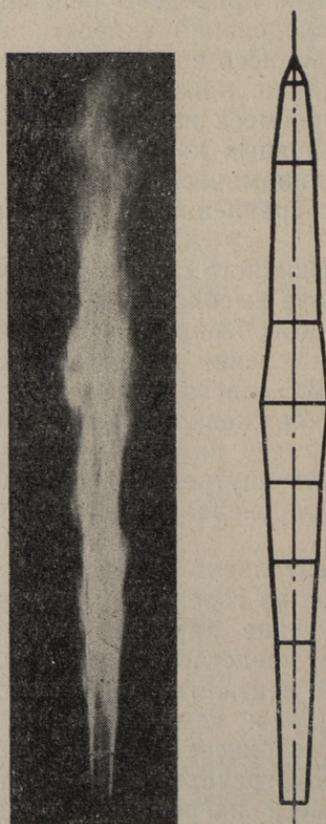
$$u = \frac{Q}{F}. \quad (1)$$

В настоящей статье приведены основные результаты экспериментальных исследований скорости распространения и длины факела пылевидного сланца в зависимости от коэффициента избытка воздуха, начальной температуры аэросмеси, скорости выхода аэросмеси из горелки и диаметра горелки. При определении основных характеристик факела нами был использован также динамический метод горелки в несколько измененном виде, по сравнению с методикой, использованной в [5—8].

При горении пылевидного сланца в неограниченном объеме внутренний конус из-за высокой оптической плотности факела полностью не виден (особенно в верхней части конуса). Поэтому в основу определения скорости распространения пламени поверхность внутреннего конуса принять нельзя. Исходя из того, что теплонапряженность открытого факела определяется процессами в его видимой конфигурации, а также учитывая невидимость внутреннего конуса, скорость распространения пламени определялась на основе внешней поверхности факела.

Схема экспериментальной установки с периферийным зажиганием выходящих из горелки струй аэросмеси, на которой было проведено изучение характеристик открытого факела пылевидного сланца, представлена на фиг. 1. Воздух при помощи центробежного вентилятора (1) продувался через регулирующий клапан (2) и измерительную диафрагму (3) в трехсекционный электрический воздухоподогреватель (4). Мощность воздухоподогревателя позволила при максимальной скорости аэросмеси нагреть воздух до 400°C. В поток воздуха, нагретый до данной температуры, подавалась сланцевая пыль через шнековый питатель (5), производительностью от 0,0006 до 0,004 кг/сек. Далее аэросмесь, проходя вертикальную разгонную трубу длиной 1,4 м, поступала в

круглую прямоточную горелку (6). Опыты проводились с горелками, имеющими внутренний диаметр 27, 35 и 41 мм. Для стабилизации факела над горелкой был установлен кольцеобразный электрический стабилизатор (7), изготовленный из нихрома высотой 20 мм, с диаметром горелки. Стабилизатор нагревался электрическим током от понижающего трансформатора. Все опыты проводились при одной и той же температуре стабилизатора, равной 800°C. Последняя проверялась при помощи поверхностных термодпар градуировки ПП. Во избежание влияния конвективных потоков воздуха помещения на конфигурации факела, установка была ограждена коробом прямоугольного сечения 700×1500 мм. Для наблюдения и фотографирования факела передняя стена короба



Фиг. 2. Фотоснимок открытого факела пылевидного сланца (а) и его расчетная конфигурация (б). $d = 27$ мм

была прозрачна (из стекла). Дымовые газы отводились через трубу естественной тягой, величина которой в выходном сечении короба поддерживалась во всех опытах равной.

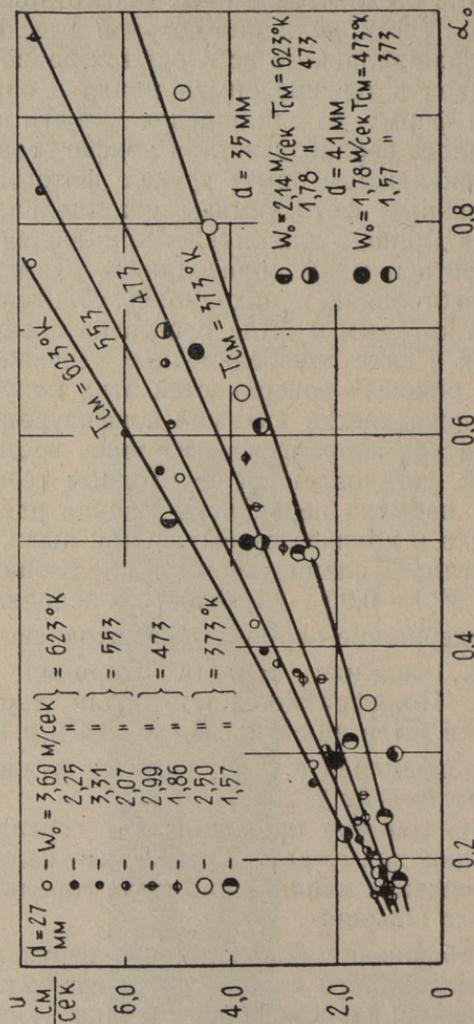
Поскольку факел в течение опыта менял в определенных пределах длину и форму, то для определения его поверхности и длины принималась среднерасчетная конфигурация факела. Для этой цели при каждом опыте факел фотографировался 15 раз. По полученным фотоснимкам устанавливалась среднеарифметическая длина, а для определения внешней видимой поверхности по фотоснимкам определялись размеры факела на нескольких расстояниях и находились среднеарифметические значения, по которым и была построена средняя расчетная конфигурация в виде присоединенных усеченных конусов (фиг. 2). Сумма боковых поверхностей этих конусов составляла расчетную поверхность видимой конфигурации факела. В опытах температура аэросмеси измерялась хромель-алюмелевой термопарой, установленной во входном сечении горелки. Коэффициент избытка первичного воздуха рассчитывался по расходу воздуха и количеству сжигаемой пыли.

В опытах сжигалась сланцевая пыль следующего состава: влажность — $W^p = 0,9\%$, зольность исправленная — $A_{исп}^p = 46,7\%$, содержание карбонатной двуокиси углерода — $(CO_2)_k^p = 17,3\%$, нижняя теплота сгорания — $Q_n^p = 10500$ кДж/кг. Полифракционность пыли характеризуют следующие остатки пыли на ситах: $R_{75} = 43,4\%$ и $R_{201} = 2,0\%$.

Все опыты проводились в турбулентном режиме выхода аэросмеси из горелки ($Re > 2000$).

Основные серии опытов проводились с горелкой диаметром 27 мм. Горелки диаметром 35 и 41 мм использовались только для установления влияния диаметра горелки на характеристику процесса горения.

Визуальные наблюдения показали, что вертикальный открытый факел пылевидного сланца по внешнему виду при турбулентном течении аэросмеси из горелки условно разделяется на две части: нижняя коническая часть с малым углом расширения и верхняя часть, в пределах которой происходит интенсивный массообмен между продуктами сгорания и окружающей средой. Нижняя часть факела является оптически трудно проницаемой, а верхняя менее плотной. Устойчивость факела определяется главным образом величиной α_∞ , и в меньшей мере температурой аэросмеси на выходе из горелки. В пределах $\alpha_\infty = 0,15 - 1,1$ при диаметре горелки $d = 27$ мм факел является устойчивым. При $\alpha_\infty > 1,1 - 1,2$ горение теряет устойчивость и процесс протекает с периодически возникающими отдельными очагами горения.



Фиг. 3. Зависимость скорости распространения пламени пылевидного сланца от коэффициента избытка первичного воздуха α_0

На фиг. 3 приведена зависимость скорости распространения пламени пылевидного сланца в зависимости от коэффициента избытка первичного воздуха при различных температурах аэросмеси на выходе из горелки в пределах приведенных выходных скоростей $w_0 = 1,57 - 3,60$ м/сек (w_0 — скорость аэросмеси на выходе из горелки, приведенной к температуре $T_{cm} = 273^\circ\text{K}$). Представленная зависимость показывает сильное влияние начальной температуры аэросмеси

и коэффициента избытка первичного воздуха на скорость распространения пламени u . С увеличением обеих величин u повышается. Обработка опытных данных показывает, что

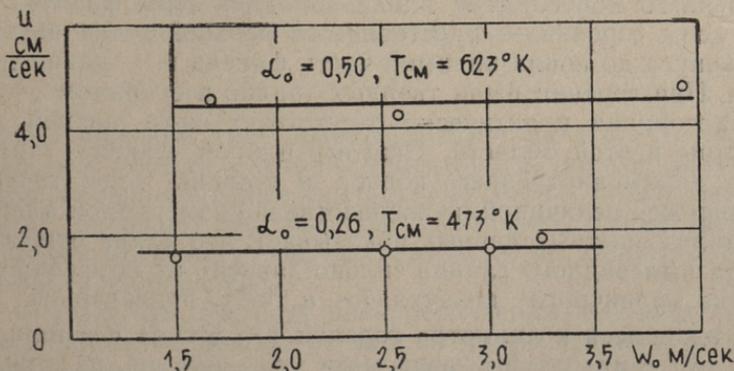
$$u \sim (\alpha_0 T_{см})^{1,2} \quad (2)$$

$$\text{или } u \sim \left(\frac{T_{см}}{c_0}\right)^{1,2} \quad (3)$$

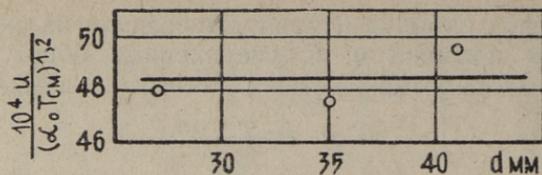
где c_0 обозначает концентрацию пыли в аэросмеси.

С повышением начальной температуры аэросмеси уменьшается количество внешнего тепла, необходимое для образования фронта воспламенения, и совместно с этим интенсифицируется процесс горения и повышается его стабильность. Интересно отметить, что результаты исследований В. И. Блинова и А. И. Бычкова [5] подтверждают этот вывод. По этим данным скорость нормального распространения пламени угольной пыли (определенного по поверхности внутреннего конуса факела) является пропорциональной к начальной температуре аэросмеси. Уменьшение скорости распространения пламени с уменьшением α_0 объясняется увеличением необходимого для горения количества воздуха, диффундирующего из окружающей факела среды.

Скорость распространения пламени пылевидного сланца не зависит от приведенной скорости аэросмеси на выходе из горелки при постоянных α_0 и $T_{см}$ (фиг. 4). Также не зависит от диаметра горелки и u . Для иллюстрации этого на фиг. 5 представлена зависимость величины $\frac{u}{(\alpha_0 T_{см})^{1,2}}$ (вытекающей из формулы (2)) от диаметра горелки. Точки, нанесенные на



Фиг. 4. Зависимость скорости распространения пылевидного сланца от приведенной скорости аэросмеси, $d = 27$ мм



Фиг. 5. Зависимость величины $\frac{u}{(\alpha_0 T_{cm})^{1,2}}$ от диаметра горелки

фиг. 5, рассчитаны как арифметические средние, полученные при изменении в широком интервале α_0 и T_{cm} .

Поскольку скорость распространения пламени пылевидного сланца не зависит от приведенной скорости аэросмеси на выходе из горелки, то при постоянных α_0 и T_{cm} поверхность видимой конфигурации открытого факела является пропорциональной скорости аэросмеси на выходе из горелки, т. е. является пропорциональной к абсолютному тепловыделению в факеле при предположении, что степень выгорания пыли в пределах ее видимой конфигурации не зависит от выходной скорости. Пренебрегая зависимостью внешней поверхности факела от температуры аэросмеси, получаем, что $F \sim \frac{\omega_0}{\alpha_0^{1,2}}$.

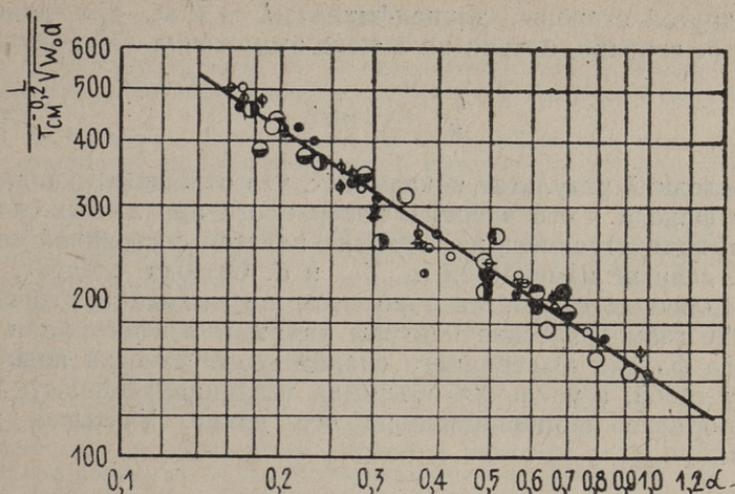
Так как абсолютное тепловыделение в факеле $Q_a \sim \frac{\omega_0}{\alpha_0}$, то

$$F \sim \frac{Q_a}{\alpha_0^{0,2}} \text{ или приближенно } F \sim Q_a.$$

Общая длина факела при сжигании гомогенных смесей рассматривается обычно состоящей из трех частей: длина внутреннего конуса, т. н. длина холодной зоны факела, ширина зоны горения — расстояние от верхней точки внутреннего конуса до конца видимой части факела и — длина догорания. При горении пыли твердых топлив в открытом факеле зона догорания практически отсутствует из-за низкой температуры в этой области. Поэтому длиной факела считаем сумму длины внутреннего конуса и ширины зоны горения, являющуюся величиной, непосредственно измеряемой в опыте.

Анализ опытных данных показывает, что длина открытого факела пылевидного сланца сильно зависит от коэффициента избытка первичного воздуха ($\sim \alpha_0^{-0,67}$), приведенной скорости аэросмеси и диаметра горелки ($\sim \sqrt{\omega_0 d}$) и в меньшей мере от температуры аэросмеси на выходе из горелки ($\sim T_{cm}^{-0,2}$). Таким образом:

$$L \sim \alpha_0^{-0,67} T_{sm}^{-0,2} \sqrt{\omega_0 d} \quad (4)$$



Фиг. 6. Зависимость величины $\frac{L}{T_{\text{см}}^{-0,2} \sqrt{w_0 d}}$ от коэффициента избытка первичного воздуха

$$\text{или } L \sim c_0^{0,67} T_{\text{см}}^{-0,2} \sqrt{w_0 d}. \quad (5)$$

Обобщенная зависимость величины $\frac{L}{T_{\text{см}}^{-0,2} \sqrt{w_0 d}}$, вытекающей

из пропорциональности (4) в зависимости от коэффициента избытка первичного воздуха, представлена на фиг. 6.

Пренебрегая зависимостью длины факела от коэффициента избытка первичного воздуха и начальной температуры аэромеси, получаем, что в первом приближении

$$L \sim \sqrt{Q_a}. \quad (6)$$

Таким образом, приближенно можно считать, что длина факела при сжигании пыли сланцев при заданном диаметре горелки пропорциональна квадратному корню от абсолютной тепловой нагрузки горелки. Следовательно, длину факела можно рассматривать как количественную характеристику процесса горения пыли.

Учитывая, что скорость распространения пламени пылевидного сланца не зависит от w_0 и d при постоянной α_0 и $T_{\text{см}}$ можно на основе формулы (1) записать:

$$u = \frac{Q}{F} \sim \frac{w_0}{F} = \text{const}. \quad (7)$$

С другой стороны, длина факела $L \sim \sqrt{w_0}$ при данном диаметре горелки, откуда на основе выражения (7) получаем

$$\frac{L^2}{F} = \text{const.} \quad (8)$$

Последний результат показывает, что отношение квадрата длины факела к его внешней поверхности при любых скоростях выхода аэросмеси из горелки является постоянной величиной, если не изменяется α_0 , $T_{\text{см}}$ и d . Отсюда следует, что при различных скоростях аэросмеси на выходе из горелки внешние геометрические контуры видимой конфигурации открытого факела пылевидного сланца геометрически подобны между собой, а удельная объемная теплонапряженность факела обратно пропорциональна его длине. Учитывая это, имеем:

$$q_v \sim \frac{1}{L} \quad (9)$$

$$\text{или } q_v \sim \frac{1}{\sqrt{w_0}}. \quad (10)$$

С уменьшением длины факела его объемная теплонапряженность увеличивается и факел становится как будто-бы более плотным. Такой же результат вытекает и из формулы (10) — с увеличением выходной скорости аэросмеси из горелки объемная теплонапряженность уменьшается.

Образование открытого турбулентного факела пылевидного топлива зависит от двух факторов, влияющих на процесс горения. Первым является кинетический параметр — суммарная скорость химического реагирования пыли с окислителем, а другой аэродинамический — определяющий взаимодействие горячей струи с окружающей средой. Обе эти величины оказывают определенное влияние на процесс развития открытого факела пылевидного сланца и выражены коэффициентами формул (2) и (4). На сильное влияние кинетического фактора показывает анализ продуктов сгорания, отобранных охлаждаемой трубкой по оси факела. Несмотря на высокое содержание кислорода, газы наряду с этим содержат значительное количество продуктов термического разложения пыли.

ЛИТЕРАТУРА

1. R. H. Essenhigh, M. W. Thring. Measurement of Burning Times of Single Coal Particles. Conference of Science in the Use of Coal. London, 1958.
2. С. В. Бухман. Горение угольной пыли. «Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики», вып. 1. Издательство АН Каз. ССР, 1964.
3. И. П. Иванова, В. И. Бабий. Изучение механизма выгорания угольной частицы. «Теплоэнергетика», № 4, 1966.
4. Б. В. Канторович, Ю. А. Финаев. О горении в воздушном потоке частиц натуральных твердых топлив с большим выходом летучих. Всесоюзное совещание по тепло- и массообмену. Минск, 1964.
5. В. И. Блинов, А. И. Бычков. О нормальной скорости воспламенения смесей угольная пыль — воздух. Труды Воронежского гос. университета, том X, вып. 1, 1938.
6. Б. Е. Неймарк. Влияние летучих веществ на скорость распространения пламени в угольных аэросмесях. Известия ВТИ, № 10, 1951.
7. Е. А. Боровченко. Экспериментальное исследование скорости турбулентного распространения пламени в аэросмеси пыли торфа и торфяного полукокса. Труды Института энергетики АН БССР, вып. 3, 1957.
8. Е. А. Боровченко. Интенсификация процессов распространения турбулентного пламени в потоке пыли торфяного топлива. Труды института Энергетики АН БССР, вып. 4, 1958.
9. Процессы горения, Госиздат физ.-матем. литературы, 1961.

A. Ots, V. Press, R. Uuesoo

Some Laws of the Formation of Open Pulverized Oil-shale Flame.

Summary

In the paper same laws of the formation of open flames in the mixture of air and pulverized oil-shale are considered. The scheme of the device and the method of experimental investigation are described. The rates of dependance of flame speed and combustion length upon the primary air rate are presented, as well as the initial temperature and flow speed of the air mixture and the diameter of burner.

УДК 621.182.1:662.67:662.613.1.001.5

Х. Х. Арро, В. Э. Валликиви, Х. Й. Таллермо, И. П. Эпик

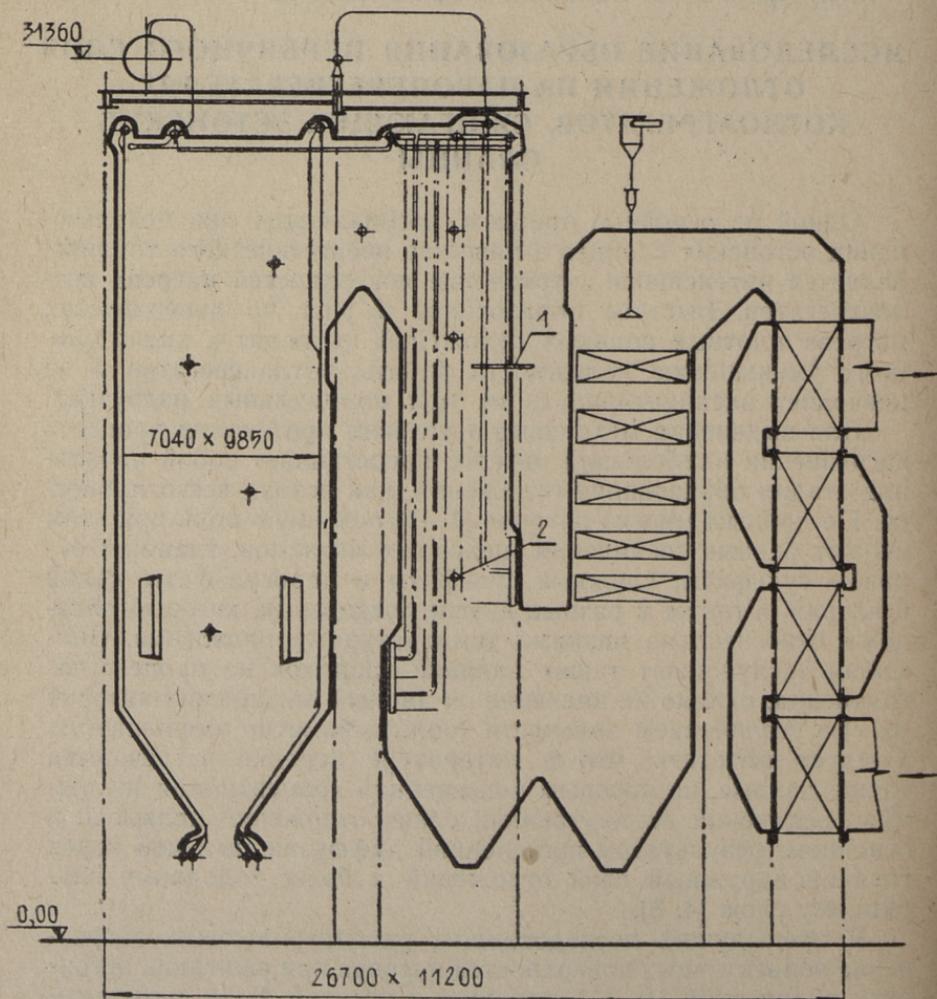
ИССЛЕДОВАНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ ПЕРВИЧНОГО СЛОЯ ОТЛОЖЕНИЙ НА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯХ КОТЛОАГРЕГАТОВ, СЖИГАЮЩИХ ЭСТОНСКИЕ СЛАНЦЫ

Одной из основных проблем, возникающих при использовании эстонских сланцев в качестве энергетического топлива, является интенсивное загрязнение поверхностей нагрева котлоагрегатов. Быстрое образование и рост на поверхностях нагрева плотных золowych отложений приводит к значительному уменьшению надежности работы котлоагрегатов и не позволяет эксплуатировать их при номинальных нагрузках.

Для выяснения механизма и условий протекания процесса загрязнения наибольший интерес представляет собой начальная стадия образования отложений, как основа всего процесса. По данным многих авторов [1—5] основную роль при этом играют разные соединения щелочных металлов, главным образом сульфаты, сложные сульфаты и пиросульфаты калия и натрия, а также и разные другие соединения, которые обладают относительно низкими температурами плавления. Внимание заслуживает также влияние хлоридов на процесс загрязнения, однако их значение по данным английских авторов [6, 7] с увеличением зольности топлива заметно уменьшается. Следует отметить, что в литературе нередко встречаются также данные, по которым повышенная концентрация щелочных соединений во внутренних слоях отложений является, в основном, результатом постепенной диффузии щелочей через горячий наружный слой отложений к более холодному глубинному слою [4, 8].

В предыдущих исследованиях, рассматривающих загрязнение конвективных поверхностей нагрева при сжигании эстонских сланцев [9, 10, 11], основное внимание было сосредоточено на химическом составе находившихся на поверхностях нагрева отложений и выводы о роли отдельных компонентов золы при образовании отложений были, в основном, сделаны

на основе этого. Высокое содержание CaSO_4 в этих отложениях, таким образом, подтверждало существенное значение CaO в процессах загрязнения и основной причиной образования отложений считалась сульфатизация CaO . Значительное количество K_2SO_4 , наблюдаемое во внутренних слоях отложений, свидетельствовало, однако, о том, что в образовании этих слоев отложений кроме CaO участвуют также способные сульфатизироваться соединения калия.



Фиг. 1. Схема расположения точек установления зонда и отбора проб летучей золы на котлоагрегате ТП-17:

1 — место установления зонда, 2 — место отбора проб летучей золы

На основе проведенных исследований, однако, трудно было сказать, является ли скопление K_2SO_4 во внутренних слоях отложений главным образом результатом активного участия соединений калия в самых начальных стадиях образования отложений или здесь основную роль играет постепенная диффузия щелочных соединений через наружные слои отложений. Невыясненным оставался также вопрос, какие соединения калия наиболее активно участвуют в этих процессах.

Учитывая вышеизложенное, основной целью настоящей работы было поставлено исследование механизма загрязнения высокотемпературных пароперегревателей, в частности выявление значения отдельных минеральных составляющих летучей золы для начальной стадии образования отложений.

Опыты для получения первоначальных слоев отложений проводились на котлоагрегатах ТП-17 (№1, 2 и 16 Прибалтийской ГРЭС) с помощью специальных, охлаждаемых воздухом труб-зондов, которые вставлялись в опускной газоход между ширмами пароперегревателя (фиг. 1). Опыты проводились при нагрузках котлоагрегатов от 36 до 50 кг/сек (130—180 т/час) с продолжительностью 2, 4, 6 и 24 часов. Температуры дымовых газов, измеренные термопарой в зоне установления зондов, были 700—1000°C, причем при опытах на разных котлоагрегатах имело место значительное различие в температурах дымовых газов. Причиной этого являлось (помимо разных нагрузок) применение различных способов очистки топочных экранов (паровая или водяная обдувка) в разных котлоагрегатах.

Ввиду того, что регулирование воздушного охлаждения зондов проводилось вручную, что практически не позволяло держать температуры стенки зонда постоянными и, учитывая также перепад температуры по длине зонда, опыты проводились на двух режимах, где температуры стенки зонда на измерительном участке колебались в пределах: а) 450—550°C и б) 550—650°C.

При опытах на котлоагрегате № 1 одновременно с зондированием газохода котла проводился также отбор проб летучей золы. Пробы летучей золы отсасывались из того же газохода, где был вставлен зонд (фиг. 1) с помощью пробоотборной трубы и циклона для улавливания пробы. При этом отдельно были взяты пробы более крупной фракции золы, которая осталась в пробоотборнике циклона, и тонкой фракции, которая накапливалась на фильтре. Количество тонкой фракции от общей пробы составляло 5,6—17,0%.

Осмотр зондов после опытов показал, что на фронтальной по ходу дымовых газов стороне наблюдалось образование тон-

Результаты химических анализов проб золы и отложений

№ п/п	Характеристика пробы	Пробы отобраны с котлов №№	Содержание, %								
			SiO ₂	Fe ₂ O ₃	Al ₂ O ₃	CaO	MgO	K ₂ O	Na ₂ O	SO ₃	Cl
1	Отложения с зондов, $t_{ст} = 450-550^{\circ}\text{C}$, продолжительность опытов 2-6 часов.	1, 2, 16	13,8	5,9	5,5	21,3	1,9	25,3	0,4	17,3	10,3
2	Отложения с зондов $t_{ст} = 550-650^{\circ}\text{C}$, продолжительность опытов 2-6 часов.	1, 2, 16	8,1	16,0	5,3	24,9	1,3	9,8	0,2	30,6	2,3
3	Отложение с зонда, $t_{ст} = 450-550^{\circ}\text{C}$, продолжительность опыта 24 часа	2	11,0	4,0	4,6	21,4	1,6	20,4	0,2	27,9	6,4
4	Тонкие фракции проб золы	1	34,6	4,3	11,4	29,4	3,0	8,0	0,2	11,3	0,9
5	Крупные фракции проб золы	1	30,4	5,1	8,1	44,7	4,0	3,6	0,1	5,1	0,2
6	Зола из-под электрофильтров коллоагрегатов ТП-17 Прибалтийской ГРЭС		36,6	4,5	12,1	28,0	3,5	-5,4-		8,7	не опр.
7	Зола из-под циклонов коллоагрегатов ТП-17 Прибалтийской ГРЭС		28,8	4,8	8,0	45,8	4,5	-2,4-		4,0	не опр.

Распределение SiO_2 ; Fe_2O_3 ; Al_2O_3 ; CaO ; MgO ; K_2O и Na_2O в летучей золе и отложениях (в пересчете на бессульфатную и бесхлоридную массу)

№ п/п	Характеристика пробы	Содержание, %							$\frac{\text{K}_2\text{O}}{\text{CaO}}$
		SiO_2	Fe_2O_3	Al_2O_3	CaO	MgO	K_2O	Na_2O	
1	Отложения с зондов, $t_{\text{ст}}=450-550^\circ\text{C}$, продолжительность опытов 2—6 часов	18,7	8,0	7,4	28,9	2,5	34,0	0,5	1,18
2	Отложения с зондов, $t_{\text{ст}}=550-650^\circ\text{C}$, продолжительность опытов 2—6 часов	12,3	24,3	8,0	38,1	1,9	15,0	0,4	0,39
3	Отложение с зонда, $t_{\text{ст}}=450-550^\circ\text{C}$, продолжительность опыта 24 часа	17,5	6,4	7,2	33,9	2,5	32,2	0,3	0,95
4	Тонкие фракции проб золы	38,1	4,8	12,3	32,5	3,3	8,8	0,2	0,27
5	Крупные фракции проб золы	31,6	5,3	8,5	46,6	4,2	3,7	0,1	0,08
6	Зола из-под электрофильтров котлоагрегатов ТП-17 Прибалтийской ГРЭС	40,6	5,0	13,4	31,1	3,9	—6,0—		0,19
7	Зола из-под циклонов котлоагрегатов ТП-17 Прибалтийской ГРЭС.	30,5	5,1	8,5	48,5	4,8	—2,5—		0,05

кого (0,1—0,5 мм) прочно связанного слоя плотного отложения, цвет которого при отдельных опытах варьировался от темносерого до грязновато белого, иногда с желтым оттенком. Следует отметить, что при опытах с более высокими температурами стенки (550—650°C), цвет отложений также оказался более темным.

Средние данные результатов химических анализов тонких отложений на зондах представлены в табл. 1. Для сравнения в таблице 1 приведены также данные о химическом составе полученных при отборе проб фракций золы и средние данные о химическом составе летучей золы эстонских сланцев по Э. Ю. Пиксарву.

В условиях загрязнения поверхностей нагрева котлоагрегатов, где образующееся отложение постоянно находится под изнашивающим действием набегающего запыленного газового потока, вероятность удерживания на поверхности нагрева, очевидно, больше для таких частичек, которые более энергично связываются с поверхностью. Это должно привести к некоторому обогащению отложений наиболее активными в процессах загрязнения компонентами золы.

Сопоставление приведенных в табл. 1 химических составов летучей золы и отложений показывает значительное различие между ними. Заметно отличаются между собой также отложения, полученные при высоких (550—650°C) и более низких (450—550°C) температурах стенки зонда. Влияние колебания температур дымовых газов в пределах 700—1000°C и продолжительности опыта при кратковременных опытах (2—6 часов) на химических составах отложений по результатам настоящих исследований не отражается. Однако возможно, что причиной этого в данном случае является значительно большее влияние температуры стенки зонда, колебание которой при опытах может привести к перекрытию влияния вышеупомянутых факторов.

Для определения значения одного или другого компонента в процессах образования первых слоев отложений, ниже рассматривается распределение отдельных химических компонентов в летучей золе и в отложениях. Для лучшего представления значения таких компонентов как SiO_2 ; Fe_2O_3 ; Al_2O_3 ; CaO ; MgO ; Na_2O и K_2O , относительное содержание которых может значительно уменьшаться из-за увеличения содержания SO_3 , Cl и т. д. в отложениях, в табл. 2 приведены содержания их в пересчете на бессульфатную и бесхлоридную массу, содержащую только эти компоненты ($\text{SiO}_2 + \text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO} + \text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O} = 100\%$).

Как видно из приведенных в табл. 1 и 2 данных, содержание SiO_2 в отложениях значительно меньше содержания ее

в летучей золе. На основе этого можно сказать, что SiO_2 в данных условиях образования отложений связывающих свойств не имеет. Увеличение содержания Fe_2O_3 в отложениях по сравнению с летучей золой в данном случае может, по-видимому, частично являться результатом коррозионных процессов, так как разделение тонких слоев отложений и окалины весьма трудно. В пользу этого предположения говорит также значительное увеличение содержания Fe_2O_3 в отложениях, полученных при более высоких температурах стенки зонда, где окалинообразование протекает более интенсивно.

*aluminum
SiO₂
Al₂O₃
MgO. Kiri
Kendatuh*

Содержание Al_2O_3 и MgO в отложениях ниже содержания их в золе и, очевидно, эти компоненты в процессах загрязнения особого значения не имеют.

Особое внимание заслуживает содержание CaO в первых слоях отложений, так как CaSO_4 считается основным связывающим веществом в сульфатно-связанных золowych отложениях. Приведенные в табл. 1 и 2 результаты химических анализов явного обогащения первичного слоя отложений CaO не показывают. В низкотемпературных отложениях содержание CaO даже меньше, чем в тонких фракциях летучей золы. Такой же результат, по которому внутренние слои плотных отложений, по сравнению с летучей золой, практически CaO не обогащаются, показали также исследования отложений с расположенного в котлоагрегате ТП-17 опытного ширмового пароперегревателя [11, 12]. Тем не менее, содержание CaO в этих отложениях высокое и оно является одним из основных компонентов отложений.

*La CaO
i'ale reb
Kiri kendatuh*

Высокое содержание CaO в отложениях можно, с одной стороны, объяснить высоким содержанием CaO в золе вообще, так как частички золы, попадая на поверхность нагрева, могут там по разным причинам (наличие других связывающих компонентов, молекулярные силы притяжения и т. д.) задерживаться и потом постепенно сульфатизироваться. С другой стороны, изменение соотношения двух основных компонентов летучей золы $\frac{\text{SiO}_2}{\text{CaO}}$, которое в тонких фракциях золы колеблется в пределах 1,18—1,30, в крупных фракциях золы 0,63—0,69 и в отложениях 0,33—0,65, показывает, что в процессах образования отложений связывается преимущественно CaO . Это доказывает, что высокое содержание CaO в отложениях не является результатом только случайного задерживания частичек золы на поверхностях нагрева, а здесь, по-видимому, должно иметь место также связывание частичек из-за сульфатизации CaO . Относительно небольшое увеличение или даже некое уменьшение содержания CaO в низкотемпературных отложениях, по сравнению с содержанием ее в летучей

золе, можно поэтому объяснить только участием в процессах образования отложений компонента, активность которого значительно превышает активность СаО. Увеличение содержания СаО в отложениях, образование которых произошло при температурах стенки $>550^{\circ}\text{C}$, однако, показывает, что с увеличением температуры поверхности, значение СаО быстро возрастает.

По данным, представленным в табл. 2, видно, что чрезвычайную активность в процессах образования первых слоев отложений, особенно при температурах стенки $<550^{\circ}\text{C}$ показывает K_2O . Содержание K_2O в низкотемпературных отложениях (18,3—40,3%) примерно в 4—5 раз больше содержания ее в тонких фракциях золы и даже превышает содержание СаО в этих отложениях ($\frac{\text{K}_2\text{O}}{\text{СаО}} > 1$). В более высокотемпературных отложениях значение K_2O уменьшается, однако, и здесь соотношение $\frac{\text{K}_2\text{O}}{\text{СаО}}$ примерно в 2 раза выше, чем в тонких фракциях золы.

Таким образом можно сказать, что скопление K_2O во внутренних слоях золowych отложений эстонских сланцев, в основном, является результатом не постепенной диффузии соединений калия через отложение, а соединения калия самым активным образом участвуют сразу в начальных стадиях образования отложений. При этом следует отметить, что количество активных соединений калия в золе весьма незначительное. Как известно, активными в процессах загрязнения являются не все соединения калия, а главным образом растворимые в воде соединения. По данным Э. Ю. Пиксарва [13] содержание K_2O в легкорастворимых соединениях в циклонной золе сланцев не превышает 6% от общего содержания K_2O в золе, в то время как, например, содержание свободной СаО даже в мелких фракциях золы составляет 5—9%.

Как уже выше было сказано, на основе химических анализов как внутренних, так и наружных слоев отложений до настоящего времени считалось, что связывание частичек в золowych отложениях эстонских сланцев происходит главным образом сульфатами кальция и калия. Представленные в табл. 1 результаты химических анализов отложений, однако, показывают значительное содержание хлора в первых слоях отложений. Особенно высоким является содержание хлора в отложениях, образовавшихся при температурах стенки зонда $<550^{\circ}\text{C}$, где оно колеблется в пределах 8,2—13,6%. Рентгеноструктурное исследование проб отложений показало, что хлор в отложениях, в основном, содержится в виде КСl, характер-

ные линии которого на рентгенограммах весьма хорошо наблюдаются. Ввиду того, что хлор в эстонских сланцах содержится в органической части, где содержание его в среднем составляет 0,75% [10, 14], образование KCl должно произойти в топочных процессах.

Как показали исследования Р. Х. Болла и Х. С. Пейтла [15], при сжигании углей, содержащих натрий, серу и хлор, на поверхностях нагрева может произойти конденсация из дымовых газов либо Na_2SO_4 , либо NaCl, либо их смеси в зависимости от содержания вышеупомянутых компонентов в угле и условий в котлоагрегате. Несмотря на высокую зольность эстонских сланцев, что должно было бы привести к уменьшению значения хлоридов, такой процесс, очевидно, протекает и в данном случае. Учитывая, что содержание хлора даже в низкотемпературных отложениях недостаточно для полного связывания калия, можно предполагать, что осаждение K_2SO_4 и KCl происходит одновременно. Резкое уменьшение содержания калия и хлора в более высокотемпературных отложениях, однако, свидетельствует о значительном влиянии температуры поверхности нагрева на этот процесс.

Уменьшение содержания хлора в отложениях может, кроме того, протекать из-за постепенного вытеснения хлора из хлоридов серным ангидридом, в результате чего хлориды превращаются в сульфаты [6, 16]. Ввиду такого превращения, очевидно, содержание хлора в золowych отложениях эстонских сланцев, долго пребывавших в газоходах, обыкновенно не превышает 1%. О превращении хлоридов в сульфаты свидетельствуют также результаты химических анализов низкотемпературного отложения, полученного при 24-часовом опыте (табл. 1 и 2). Несмотря на высокое содержание K_2O в этом отложении, содержание Cl заметно ниже, а содержание SO_3 выше содержания этих компонентов в низкотемпературных отложениях, полученных при кратковременных опытах.

На основе вышеизложенного можно сделать следующие выводы о механизме образования отложений на пароперегревателях при сжигании эстонских сланцев:

1. Высокое содержание K_2O во внутренних слоях отложений, в основном, является результатом не постепенной диффузии K_2O через отложение, а активного участия соединений калия в самых начальных стадиях образования отложений.

2. Связывание частичек золы при образовании первых слоев отложений протекает не только в результате сульфатизации CaO и K_2O , а значительное влияние имеет здесь также конденсация KCl на поверхностях нагрева, особенно при температурах стенки трубы $< 550^\circ\text{C}$.

3. Интенсивность конденсации КСl на поверхностях нагрева значительно уменьшается с повышением температуры поверхности выше 550°C.

4. Высокая зольность эстонских сланцев не предотвращает влияния хлора в процессах загрязнения поверхностей нагрева.

ЛИТЕРАТУРА

1. R. Quak. Der Mechanismus der Korrosion durch Verunreinigungen im Brennstoff. «BWK», Bd 15, 1963, Nr. 8.
2. W. Gumz. Zum Problem der Heizflächen-Verschmutzung an Kesselanlagen. «BWK», Bd 8, 1956, Nr. 3.
3. K. Wickert. Voraussage von unterschiedlichen Rohrverschmutzungen durch die zu verfeuernden Kohlen. «Energie», Bd 10, 1958, Nr. 7.
4. Р. С. Прасолов. Массо- и теплоперенос в топочных устройствах. Изд. «Энергия», Москва-Ленинград, 1964.
5. Э. П. Дик, А. И. Филимонов. О влиянии топочного процесса на загрязнение поверхностей нагрева при сжигании канско-ачинских углей. «Теплоэнергетика», 1966, № 2.
6. P. I. Jackson. Feuerseitige Ablagerungen und Korrosionen im Dampferzeugern. «Mitt. VGB», 1963, Nr. 85.
7. D. Ounsted, J. Schoen. The release of sodium aerosols during the combustion of pulverized coal: a laboratory investigation. «Journ. Inst. Fuel.» 1960, Nr. 231.
8. M. Weintraub, S. Goldberg, A. A. Orning. Изучение серных реакций в топочных отложениях. ««Trans. ASME», 1961, A83 № 4, русский перевод.
9. И. П. Эпик, И. Р. Микк. О механизме образования твердых отложений летучей золы на конвективных поверхностях нагрева. «Изв. вузов — Энергетика», 1958, № 3.
10. И. П. Эпик. Влияние минеральной части сланцев на условия работы котлоагрегата. Эст. гос. изд., Таллин, 1961.
11. X. X. Арро, А. Я. Махлапуу, А. Х. Рейер. Физико-химическая характеристика отложений на поперечно-обтекаемых ширмах пароперегревателей при сжигании эстонских сланцев. Труды ТПИ, серия А, № 209, 1963.
12. X. X. Арро, В. Э. Валликиви, И. П. Эпик. Некоторые особенности загрязнения конвективных поверхностей нагрева при сжигании назаровских углей и эстонских сланцев. Труды ТПИ, серия А, № 240, 1966.
13. Э. Ю. Пиксарв. О щелочных соединениях в циклонной золе. Труды ТПИ, серия А, № 166, 1959.
14. X. Т. Раудсепп, А. С. Фомина, Б. К. Торпан, Х. К. Норман. Техно-химическая характеристика кукерского сланца западного крыла эстонского сланцевого бассейна. Труды ТПИ, серия А, № 57, 1954.
15. R. H. Boll, H. C. Patel. Роль химической термодинамики при анализе проблем газовой стороны поверхностей нагрева котлов. «Trans. ASME» 1961, A83, № 4, русский перевод.
16. K. Wickert. Laborversuche zum Verhalten der Salzkohlenasche in Dampferzeugerfeuerungen. «Energie», Bd. 12, 1960, № 6.

Untersuchungen der Ansatzgrundsichtbildung an den Überhitzerrohren der Kesselanlagen mit estnischer Brennschieferfeuerung

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit behandelt die Untersuchungsergebnisse hinsichtlich der physikalisch-chemischen Vorgänge bei der Ansatzbildung an den Überhitzerrohren unter dem Einfluß von Flugasche des estnischen Brennschiefers. Besondere Beachtung bei den Untersuchungen wurde der Grundsichtbildung der Ansätze geschenkt.

Die Versuche zum Gewinnen der Grundsichtproben wurden mit speziellen, luftgekühlten Proberöhren durchgeführt. Dabei veränderte sich die Versuchsdauer von 2 bis 24 Stunden, die Kesselbelastung von 36 bis 50 kg/s und die Rauchgastemperatur von 700 bis 1000° C. Die verwendeten Rohrwandtemperaturgebiete waren: a) 450—550° C und b) 550—650° C. Zusätzlich wurden bei einigen Versuchen auch Flugascherproben entnommen.

Als Ergebnis der chemischen Analysen wurde festgestellt, daß die Grundsichten der Ansätze sich an K und Cl anreichern. Besonders starke Anreicherung der Ansätze an K und Cl wurde bei Rohrwandtemperaturen 450—550° C bemerkt, wo der K₂O- und Cl- Gehalt in den Ansätzen entsprechend 18,3—40,3% und 8,2—13,6% ausmachte. Wie die röntgenographischen Untersuchungen ergeben enthalten die Ansätze eine erhebliche Menge von KCl. Es ist merkwürdig, daß Chloriden ungeachtet des ziemlich hohen Aschegehaltes des estnischen Brennschiefers solch einen starken Einfluß auf die Ansatzbildung ausüben.

Mit steigender Rohrwandtemperatur (über 550° C) nimmt der K- und Cl- Gehalt beträchtlich ab, während der CaO- und SO₃- Gehalt ansteigt. Das Abnehmen des Cl- Gehaltes und Ansteigen des SO₃- Gehaltes ist auch bei steigender Versuchsdauer verzeichnet worden.

УДК 621.182.9.001.5

*А. А. Отс, Т. А. Пиркер,
Д. М. Егоров, В. А. Сельз*

ДИНАМИКА ЗАГРЯЗНЕНИЯ ЭКРАННЫХ ТРУБ ТОПОК ПРИ СЖИГАНИИ СЛАНЦЕВ

Введение

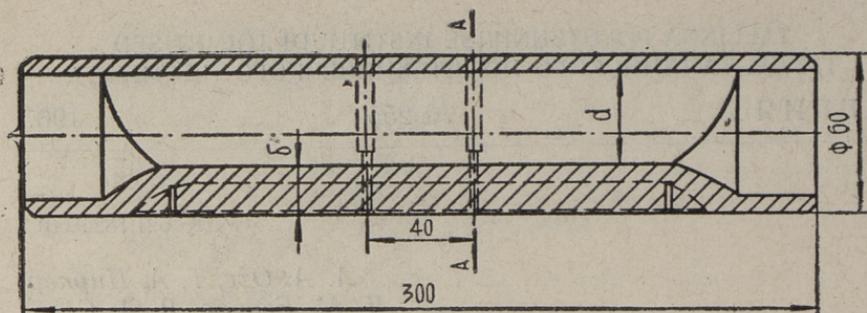
В зависимости от температуры металла поверхности нагрева, интенсивности излучения факела и аэродинамической схемы топки, экранные трубы котлов при пылевидном сжигании эстонских горючих сланцев покрываются золовыми отложениями, имеющими одно- или двухслойную структуру (не включая подслоя) [1]. При однослойной структуре экранные трубы покрываются только летучей золой или слабосвязанными отложениями, которые легко удаляются с поверхностей при их очистке. Если отложения имеют двухслойную структуру, то нижний (плотный) слой сильно связан через подслоя с экранными трубами и во время обдувки топки не удаляется, а верхний (рыхлый) слой, образовавшийся между циклами обдувки, полностью не отделяется от поверхности плотного слоя.

Оба слоя отложений не имеют постоянной толщины, а растут со временем. Поэтому теплообмен между факелом и поверхностью нагрева топки происходит в условиях изменяющейся толщины золовых отложений, т. е. является нестационарным процессом.

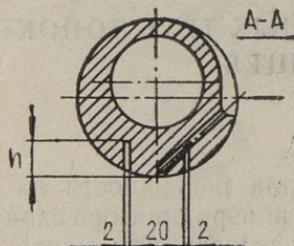
В настоящей статье приведены результаты исследования изменений теплового сопротивления отдельных слоев отложений со временем, образовавшихся на экранных трубах топок котлов при сжигании эстонских сланцев.

Конструкция измерительных вставок и методика исследований

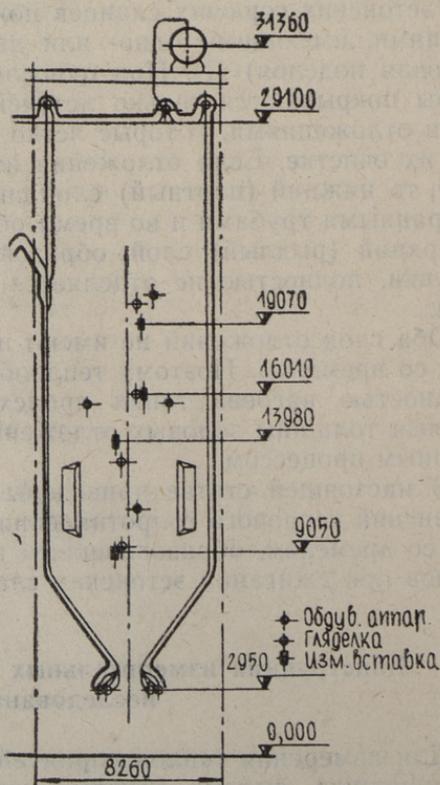
Для измерения тепловосприятий топочных экранов в циркуляционную систему боковых стен топок котлов ТП-17 и

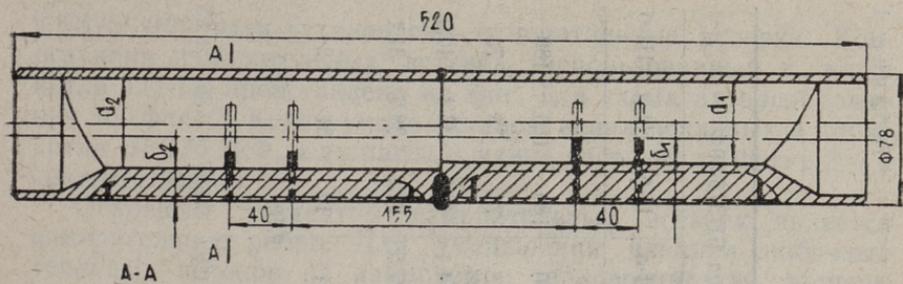


Фиг. 1. Конструкция измерительных вставок, установленных в топку котла ТП-17

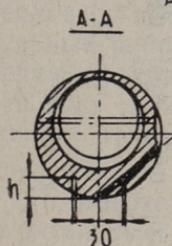


Фиг. 2. Схема расположения измерительных вставок в топке котла ТП-17

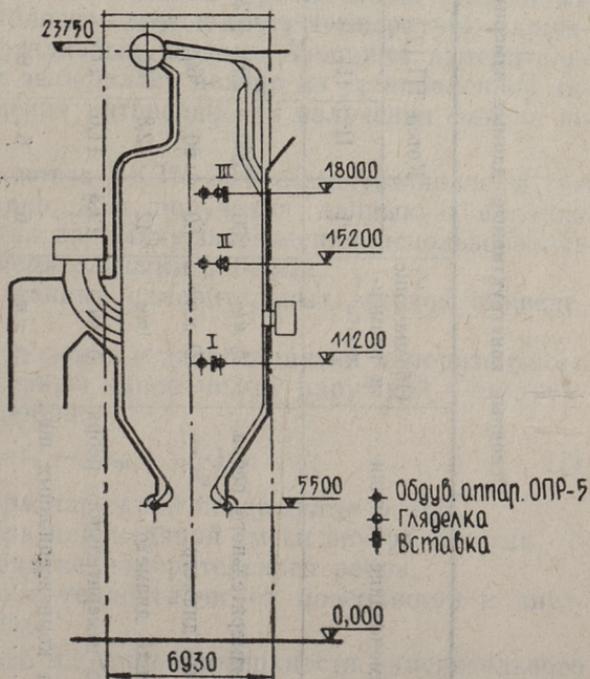




Фиг. 3. Конструкция измерительных вставок, установленных в топку котла БК375-39Ф.



Фиг. 4. Схема расположения измерительных вставок в топке котла БК375-39Ф



Основные конструктивные данные измерительных вставок

№ п/п	Наименование величин	Обозначение и размер- ность	Котел ТП-17				Котел БК375-39Ф							
			I	II	III	IV	I-а	I-б	II-а	II-б	III-а	III-б		
1	Длина измерительного ребра	l_0 мм	200	200	200	200	180	180	180	180	180	180	180	180
2	Наружный диаметр	D мм	60	60	60	60	78	78	78	78	78	78	78	78
3	Внутренний диаметр	d мм	42	42,8	42	35	46,3	51,3	44,4	49,8	33,4	40,9	31,1	31,1
4	Толщина измерительного ребра	δ мм	12,3	11,6	11,8	19,0	25,7	20,2	27,5	22,2	38,6	31,1	24	24
5	Глубина компенсационных шелей	h мм	6	6	6	12,5	20	14	21	15	31	24	24	24
6	Расстояние от оси горелки	l м	-2,50	2,43	4,46	7,52	1,30	1,30	2,70	2,70	5,50	5,50	5,50	5,50
7	Расстояние от обдувочного аппарата	L м	1,97	2,09	1,17	1,56	0,55	0,55	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85

БК375-39Ф были установлены измерительные вставки. Конструкция измерительных вставок, использованных в топке котла ТП-17, представлена на фиг. 1, а схема их расположения на фиг. 2. Конструкция вставок, использованных в топке котла БК375-39Ф, и их расположение явствует из фигур 3 и 4 соответственно.

Основным элементом измерительных вставок является измерительное ребро. Для уменьшения влияния побочных тепловых потоков на измеряемое тепловосприятие, измерительные ребра отделялись от корпуса продольными и поперечными экранирующими щелями. Использование таких щелей дает также основание предполагать, что температуры на разных точках наружной поверхности измерительного ребра мало друг от друга отличаются.

По высоте топки котла ТП-17 были установлены четыре измерительные вставки с различными толщинами измерительных ребер. Использование вставок с различными толщинами ребер позволяет приблизить друг к другу температуры наружных поверхностей различных вставок. Толщина измерительных ребер при этом выбиралась исходя из установленной закономерности изменения интенсивности излучения факела по высоте топки.

По высоте топки котла БК375-39Ф были установлены три измерительные вставки. Для получения данных о влиянии температуры тсенки на динамику загрязнения, использовались вставки с двумя измерительными ребрами.

Конструктивные данные измерительных вставок приведены в таблице 1.

Основой для определения тепловосприятий измерительного ребра был температурный напор между наружной и внутренней поверхностями ребра:

$$\Delta t = t_n - \left(t_{cp} + \frac{q}{\alpha_2} \right), \quad (1)$$

где t_n — температура наружной поверхности ребра,
 t_{cp} — температура пароводяной смеси внутри вставки,
 q — тепловосприятие измерительного ребра,
 α_2 — коэффициент теплоотдачи от поверхности к внутренней среде.

Температура около наружной поверхности измерительного ребра измерялась хромель-алюмелевыми термопарами диаметром проволоки 0,5 мм. Горячие спаи термопар были приварены контактной электросваркой в дно соответствующих отверстий. Для повышения надежности измерений, термопары дублировались. Поскольку горячие спаи термопаров располагались несколько вдали от наружной поверхности (1—2 мм),

то температура на ней определялась линейным экстраполированием по показаниям термопар и по температуре на внутренней поверхности вставки. Температуры, измеренные термопарами, регистрировалась самопишущими электронными потенциометрами типа ЭПП-09, а $t_{\text{ср}}$ определялась исходя из давления насыщения в барабане котла.

Коэффициент теплоотдачи α_2 в формуле (1) рассчитывался по справочным данным [2].

Определение тепловосприятий вставок при помощи температурного напора Δt и теплового сопротивления измерительного ребра δ/λ из-за сложности температурных полей удовлетворительных результатов дать не может. Поэтому была проведена тарировка каждой вставки в отдельности по тепловосприятию радиометра нестационарного теплового режима. Радиометры ввели в топку через лючки так, что наружная поверхность диафрагмы радиометра располагалась в одной плоскости с наружными поверхностями измерительных ребер вставок. Тепловосприятие радиометра определялось по методике, приведенной в [3]. Использовались радиометры, тарированные в электропечи по показаниям водяного калориметра.

Тарировка привела в соответствие тепловосприятие радиометра с тепловосприятием измерительных ребер вставок в незагрязненном состоянии последних. Это позволяет в дальнейшем, исходя из показания радиометра и измеряемого Δt сравнить тепловосприятие вставок в чистом и загрязненном состоянии, и тем самым определить тепловое сопротивление образовавшихся на экранных трубах топок золовых отложений.

Поскольку температура поверхности измерительных ребер вставок в общем случае не равна с температурой наружной поверхности диафрагмы радиометра, то наряду с коэффициентом собственного излучения радиометра β [3] использовался подобно этому коэффициенту также коэффициент собственного излучения вставки:

$$\varphi = \frac{\varepsilon_b \sigma_0 T_n^4}{[q]}, \quad (2)$$

где T_n — абсолютная температура наружной поверхности измерительного ребра вставки,

ε_b — степень черноты измерительного ребра вставки,

σ_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела,

$[q]$ — тепловой поток, воспринимаемый радиометром при данной температуре наружной поверхности диафрагмы.

Тепловосприятие незагрязненной вставки через тепловосприятие радиометра выражается:

$$q_0 = (1 + \beta - \varphi) [q]. \quad (3)$$

В конечном результате была установлена зависимость вида

$$q_0 = f(\Delta t). \quad (4)$$

Для установления зависимости $q_0 = f(\Delta t)$ тарировка измерительных вставок проводилась в широком интервале изменения тепловой нагрузки котла, позволяющего также в широком диапазоне изменить падающие лучистые потоки. Обработка данных тарировок показала, что зависимость (4) для всех вставок аппроксимируется формулой

$$q_0 = a\Delta t + b\Delta t^2 \quad (5)$$

с разбросом точек не более $\pm 10\%$.

В формуле (5) a и b обозначают постоянные, имеющие различные значения для различных вставок.

Скорость роста плотных отложений

Для характеристики слоев отложений, образовавшихся на поверхностях нагрева, с точки зрения их влияния на условия теплообмена, используем понятие теплового сопротивления отложений. Исходим, как обычно, из формулы теплопроводности плоской стенки. В таком случае уравнения теплового баланса загрязненной вставки имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_3 q_{\text{пад}} - q_3 &= \varepsilon_3 \sigma_0 T_3^4 \\ Rq_3 &= T_3 - T_n \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

откуда тепловое сопротивление отложений выражается формулой, если $\varepsilon_3 = \varepsilon_p$

$$R = \frac{\sqrt[4]{\frac{\varepsilon_p q_{\text{пад}} - q_3}{\varepsilon_3 \sigma_0}} - T_n}{q_3}, \quad (7)$$

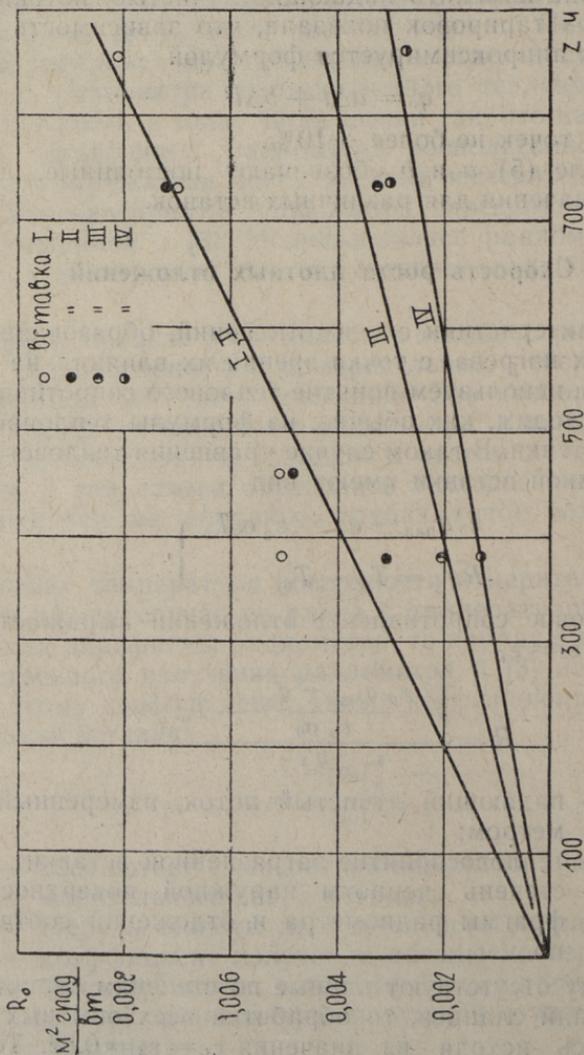
где $\varepsilon_p q_{\text{пад}}$ — падающий лучистый поток, измеренный радиометром;

q_3 — тепловосприятие загрязненной вставки;

$\varepsilon_p, \varepsilon_3$ — степень черноты наружной поверхности диафрагмы радиометра и отложений соответственно.

Поскольку отсутствуют данные по степеням черноты золотых отложений сланцев, то обработка всех опытных данных производилась исходя из значения $\varepsilon_p = \varepsilon_3 = 0,82$. Тепловос-

приятие q_3 определялось по формуле (5) на основании температурного напора $\Delta t = t_n - (t_{cp} + \frac{q_3}{\alpha_2})$. Отсюда видно, что Δt зависит от q_3/α_2 (хотя бы слабо). Поэтому при определении q_3 была использована методика повторных приближений. Принципиально возможно также прямое определение тепловосприятый загрязненной вставки, если подставить Δt в выражение (5), но в таком случае получается сложное уравнение по q_3 , решение которого связано с трудностями.



Фиг. 5. Зависимость теплового сопротивления плотных отложений от времени (котел ТП-17). I, II, III, IV — № вставок

На фиг. 5 представлена зависимость теплового сопротивления плотных несдуваемых отложений R_0 , образовавшихся на измерительных ребрах вставок в топке котла ТП-17 от времени. $z = 0$ отвечает моменту пуска котла, т. е. моменту, когда на поверхности вставок отсутствуют золотые отложения. Время z определено приведением паропроизводительности котла к номинальной. Точки на фиг. 5 отвечают средним значениям тепловых сопротивлений, определенные как средне-арифметические значения, полученные в результате 6—12 измерений. При определении R_0 измерение тепловосприятий вставок и интенсивности излучения факела производилось непосредственно после обдувки соответствующей вставки.

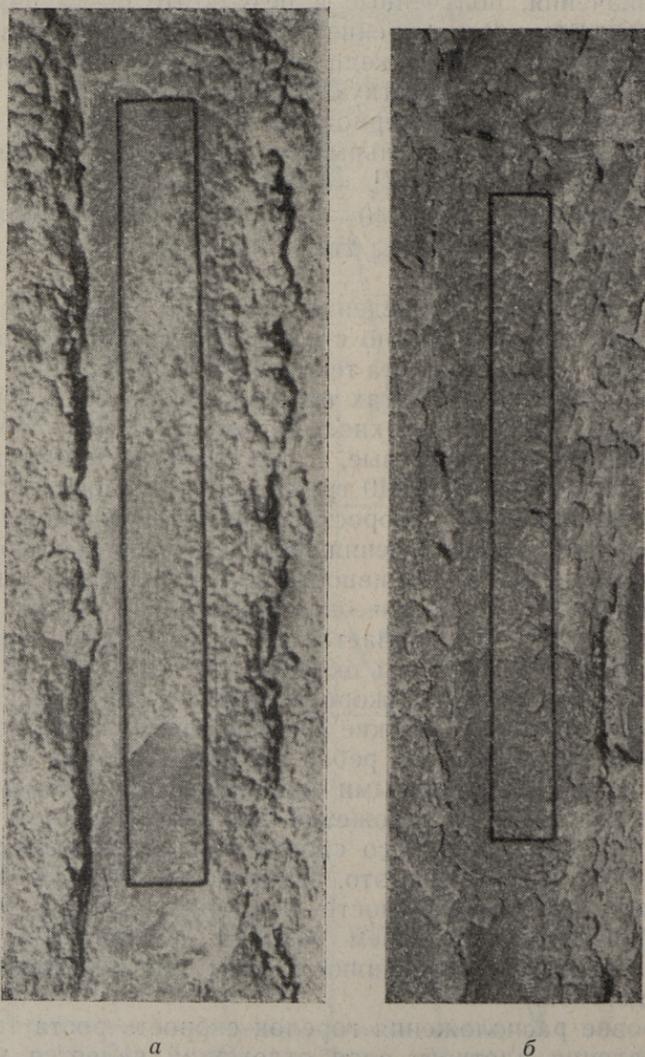
В рассматриваемый период времени температура наружной поверхности измерительных вставок характеризуется следующими значениями: $t_n^I = 310—345^\circ\text{C}$, $t_n^{II} = 325—345^\circ\text{C}$, $t_n^{III} = 325—350^\circ\text{C}$ и $t_n^{IV} = 340—385^\circ\text{C}$. Средняя производительность котла была $D = 41$ кг/сек. Топка обдувалась за каждые 1,5—2 часа.

Из зависимости, приведенной на фиг. 5, вытекает, что в первом приближении можно считать зависимость R_0 от z прямолинейной. Скорость роста теплового сопротивления плотных отложений в разных высотах топки различна. Поскольку температуры наружных поверхностей измерительных ребер вставок I—III почти одинаковые, а температура измерительного ребра вставки IV на 30—40 град выше, то можно предполагать, что неодинаковые скорости загрознения вызваны различной интенсивностью излучения факела в разных высотах топки. С увеличением интенсивности излучения факела повышается температура в термическом пограничном слое газов и совместно с этим увеличивается количество расплавленных и размягченных частиц золы околостенной области. В результате этого изменяется и скорость роста отложений. Это подтверждают также химические анализы проб плотных слоев отложений с измерительных ребер вставок (таблица 2).

С несколько заниженными скоростями происходит образование плотного слоя отложений на измерительном участке вставки III в сравнении со скоростями роста отложений на вставках I и II. Вызвано это, вероятно, не только заниженным значением интенсивности излучения факела, а также более близким расстоянием головки обдувочного прибора ОПР-5 вставке, по сравнению с этим же расстоянием для других вставок.

В уровне расположения горелок скорость роста теплового сопротивления плотного слоя отложений является наиболее высоким и составляет приблизительно $0,01$ ($\text{м}^2 \cdot \text{град}$) / ($\text{вт} \cdot 1000$ ч), а в верхней части топки $0,004$ ($\text{м}^2 \cdot \text{град}$) / ($\text{вт} \cdot 1000$ ч). Исходя

из прямолинейной зависимости R_0 от z получаем, что прирост теплового сопротивления плотных отложений на один цикл обдувки в условиях измерительных вставок I и II составляет $\Delta R_0 = 9,4 \cdot 10^{-6} (m^2 \cdot град) / вт$, а для вставки IV — $3,4 \cdot 10^{-6} (m^2 \cdot град) / вт$.

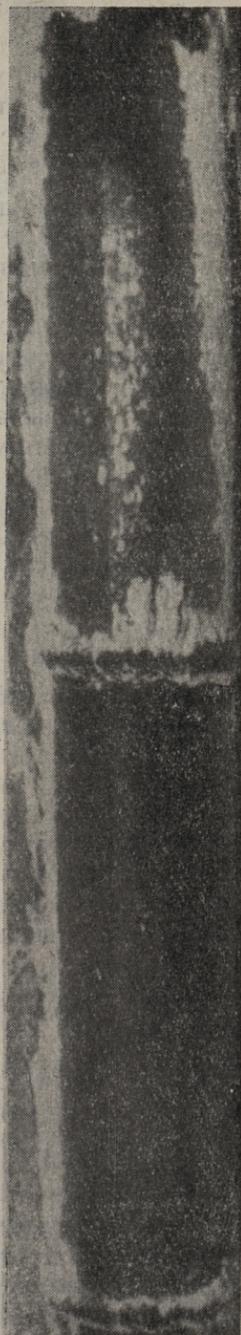


Фиг. 6. Виды на загрязненные измерительные вставки после 1266 часовой работы (котел ТП-17). а — вставка I, б — вставка IV

Фиг. 7. Виды на загрязненные измерительные вставки после 2490 часовой работы (котел БК375-39Ф). а — вставка I, б — вставка II



а



б

Образование плотного несдуваемого слоя отложений происходит за счет остатков рыхлого слоя, который во время обдувки с поверхности не удаляется. Поэтому скорость роста плотного слоя определяется не только прочностью связи между названными слоями, а также динамическим напором обдувочной струи в данной точке поверхности.

Зная скорость роста теплового сопротивления плотного слоя, а также теплового сопротивления рыхлого слоя отложений, образовавшихся над плотным слоем в промежутке времени между циклами обдувки, не трудно определить тепловую эффективность обдувочной струи. Выражаем последнее как соотношение прироста теплового сопротивления плотных и рыхлых отложений на один цикл обдувки. Соответствующий анализ показывает, что тепловая эффективность обдувочной струи в условиях работы вставок I и II (расстояние от головки обдувочного аппарата около 2 м) равна $\sim 0,003$ и для вставки IV (расстояние от головки обдувочного аппарата около 1,5 м) $\sim 0,0015$. Эти цифры показывают, что при обдувке в первом случае с поверхности удаляется приблизительно 99,7% и в другом случае около 99,85% рыхлого слоя (в тепловом смысле) отложений, образовавшихся между двумя циклами обдувки.

После $z = 1266$ ч работы котел был остановлен для осмотра измерительных вставок. Осмотры показали, что все вставки покрыты слоями плотных отложений (фиг. 6). Снаружи отложения имеют шероховатую структуру. Толщины отложений на отдельных измерительных вставках не одинаковы. Самую большую толщину имеет слой на вставке II — около 13 мм, а самую тонкую на вставке IV — около 2 мм. Измеренные толщины отложений согласуются с общей картиной загрязнения топки котла.

Основываясь на измеренных толщинах плотных слоев отложений получаем, что скорость их роста на уровне горелок составляет 5—10 мм/(1000 ч), а в верхней части топки на уровне нижнего края фестона около 1,5—2 мм/(1000 ч).

За 2240 часов работы после установления измерительных вставок в топке котла БК375-39Ф была произведена серия измерений для определения теплового сопротивления плотных слоев отложений. После 2500 часов работы котел останавливали для внешнего осмотра измерительных вставок (фиг. 7). В этот период котел работал со средней нагрузкой 15,6 кг/сек. Топка обдувалась один раз в смену. Средние температуры наружной поверхности измерительных ребер вставок были следующие: $t_n^I = 332/317^\circ\text{C}$, $t_n^{II} = 328/310^\circ\text{C}$ и $t_n^{III} = 307/292^\circ\text{C}$.

Основываясь на данных измерений и внешнего осмотра измерительных вставок, установленных в топку котла БКЗ75-39Ф, можно заключить следующее.

Оба участка вставки I покрыты плотными несдуваемыми отложениями, которые имеют толщину 3—4 мм. Особенно сильно загрязнены боковые стороны, толщина отложений на которых составляет до 10 мм. Такой характер загрязнения вызван действием обдувочной струи в районе измерительной вставки. Измеренное тепловое сопротивление плотных отложений на вставке I-а равно $R_0 = 0,0033 \text{ (м}^2 \cdot \text{град)}/\text{вт}$, а на вставке I-б — $R_0 = 0,0053 \text{ (м}^2 \cdot \text{град)}/\text{вт}$. Эти результаты показывают, что при температуре поверхности металла $t_n = 320\text{—}330^\circ\text{C}$ при $q_{\text{пад}} > 180\text{—}200 \text{ кВт}/\text{м}^2$ экранные трубы покрываются плотными отложениями (расстояние от головки обдувочного прибора до вставки 550 мм).

Разные участки измерительной вставки II загрязняются различно. Участок вставки толщиной измерительного ребра 27,5 мм, имеющий среднюю температуру поверхности $t_n \approx 330^\circ\text{C}$, в интервале интенсивности излучения факела $q_{\text{пад}} = 140\text{—}200 \text{ кВт}/\text{м}^2$ начинает покрываться плотными отложениями. Следы такого первоначального плотного слоя видны из фиг. 7. Возникшие за рассматриваемый период отложения (после обдувки) имеют среднее тепловое сопротивление $R_0 = 0,0015 \text{ (м}^2 \cdot \text{град)}/\text{вт}$. Участок той же вставки с толщиной измерительного ребра 22,2 мм со средней температурой поверхности $t_n \approx 310^\circ\text{C}$ не имеет следов плотных отложений, а покрыт только тонким слоем отложений черного цвета и имеет тепловое сопротивление $0,0007 \text{ (м}^2 \cdot \text{град)}/\text{вт}$. Сравнение характера загрязнения обоих участков измерительной вставки II подтверждает выводы о влиянии температуры металла экранных труб на условие возникновения плотных связанных отложений [4]. Отмеченные участки вставки с различными температурами наружной поверхности металла находились в одинаковых внешних условиях, а начало образования плотных отложений наблюдалось только на поверхности, имеющей более высокую температуру.

Оба участка вставки III являются практически чистыми, покрыты только тонким слоем отложений черного цвета. Тепловое сопротивление отложений в обоих участках после обдувки ниже $0,001 \text{ (м}^2 \cdot \text{град)}/\text{вт}$.

Результаты опытов, проведенных в топке котла ТП-17 и БКЗ75-39Ф, показывают, что условия возникновения и скорость роста плотных отложений, возникающих на экранных трубах топков при сжигании эстонских горючих сланцев, зависят от температуры поверхности металла и интенсивности излучения факела — скорость роста теплового сопротивления

плотных отложений по высоте топки происходит не одинаково. Это не подтверждает выводов, сделанных в [5], о снижении коэффициента тепловой эффективности (загрязнения) по высоте топки (в сторону потолка) котла БК375-39Ф.

Скорость роста рыхлых слабосвязанных отложений

Расположившийся над плотным несдуваемым слоем или над оксидной пленкой металла экранных труб рыхлый слабосвязанный слой отложений имеет пористую структуру и вследствие этого низкий коэффициент теплопроводности. Поэтому названный слой отложений имеет уже при незначительных толщинах заметное тепловое сопротивление и в течение нескольких часов толщина этого слоя растет до величины, тепловое сопротивление которого эквивалентно тепловому сопротивлению плотного слоя толщиной 8—10 мм. Скорость роста рыхлого слоя отложений зависит главным образом от параметров, определяющих интенсивность переноса золы и условия ее связывания с поверхностью.

В процессе удаления от поверхности рыхлых слоев отложений тепловосприятие топочных экранов резко увеличивается, уменьшая скачкообразно температуру покидающих топку газов.

Тепловое сопротивление рыхлого слоя определялось по вышеизложенной методике как разность

$$R_p = R - R_0 \quad (8)$$

где R — суммарное тепловое сопротивление слоев отложений,

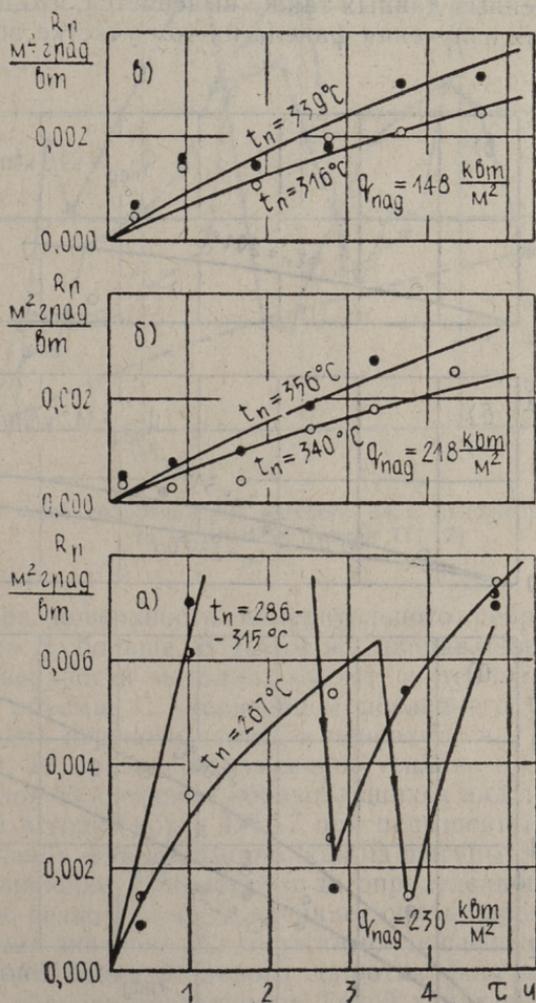
R_0 — тепловое сопротивление плотного несдуваемого слоя отложений.

Зависимости теплового сопротивления рыхлого слоя отложений, образовавшихся на измерительных ребрах вставок в топке котла БК375-39Ф, от времени отсчитанные от окончания обдувки соответствующей вставки, представлены на фигурах 8 и 9.

Тепловое сопротивление рыхлого слоя со временем между циклами обдувки поверхности увеличивается с убывающей скоростью. При высоких падающих лучистых потоках ($q_{\text{пад}} > 200 \text{ квт/м}^2$) могут возникнуть условия, когда тепловое сопротивление рыхлого слоя отложений нарастает с очень большой скоростью, доходя до $0,007 \text{ (м}^2 \cdot \text{град) / (вт} \cdot \text{ч)}$, а в некоторых случаях даже выше. После достижения определенных значений R_p резко падает. Сказанное выясняется из фиг. 8, а. Такое резкое снижение теплового сопротивления вызвано выпадением

нием отдельных участков слоя под воздействием силы тяжести или из-за других причин, например, от вибрации экранов во время работы котла.

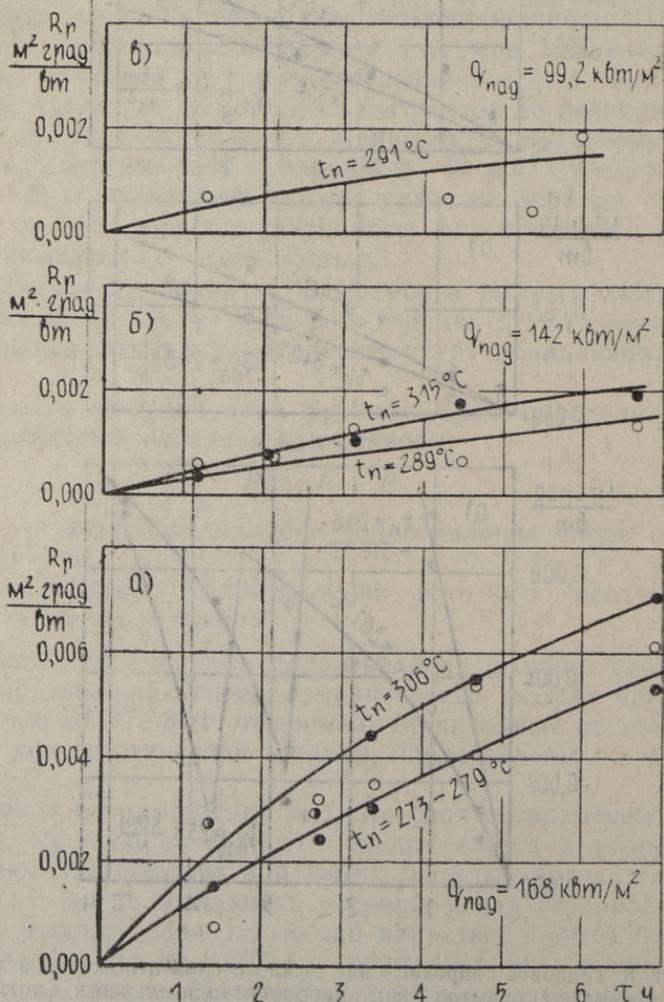
Такой интенсивный рост R_p объясняется резким увеличением количества расплавленных и размягченных частиц из-за повышения температуры газов в термическом пограничном слое газов около топочных стен. Как показывает специальное



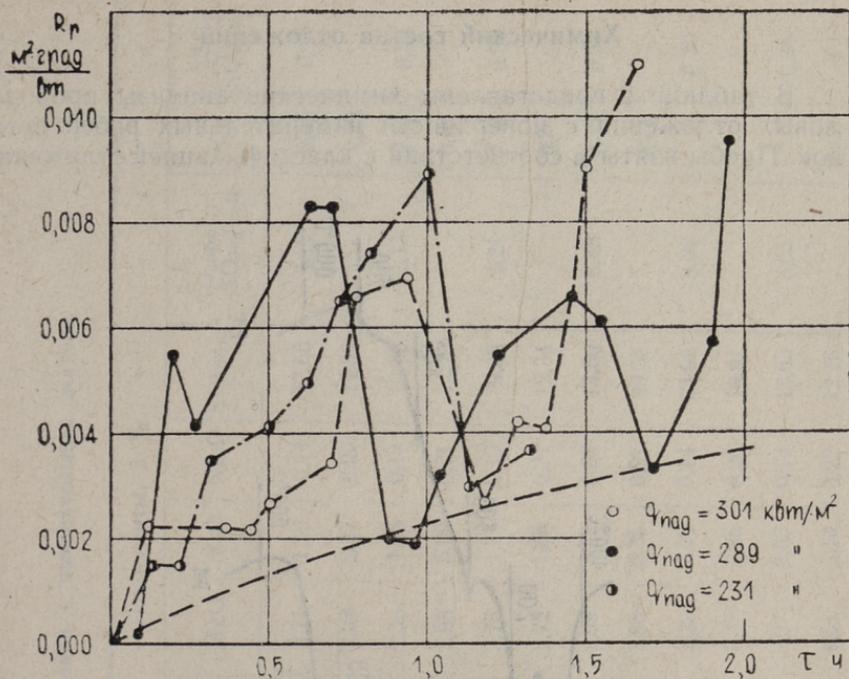
Фиг. 8. Тепловое сопротивление рыхлого слоя отложений в зависимости от времени при паропроизводительности котла. $D = 18,9 \text{ кг/сек}$ (котел БК375-39Ф). а — вставка I, б — вставка II, в — вставка III

исследование термического пограничного слоя газов в точке котла ТП-17, при интенсивности излучения факела 250 кВт/м² температура газов на расстоянии 0,2 м от плоскости экранов равна около 1250°С, а при интенсивности излучения факела 180 кВт/м² — 1100°С [6]. При температуре 1250°С по данным [7] около 40% золы от сепарированных фракций сланцевой пыли является в жидком или размягченном состоянии.

Из приведенных данных также выясняется, что при равных интенсивностях излучения факела на том участке вставки, где



Фиг. 9. То же, что на фиг. 8 при $D = 13,3 \text{ кг/сек}$



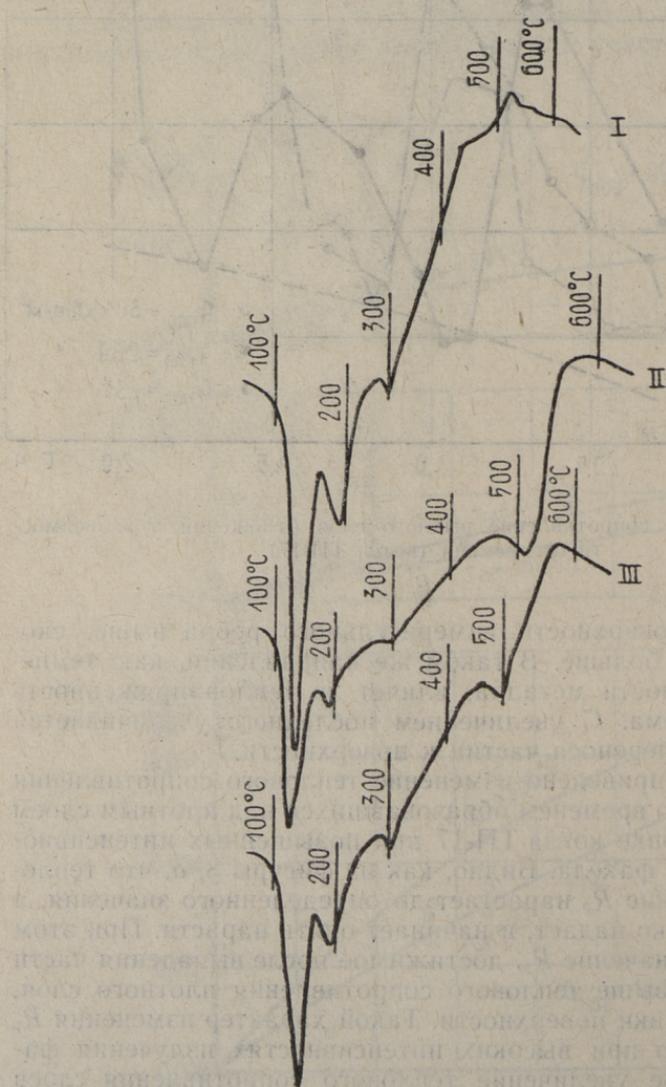
Фиг. 10. Тепловое сопротивление рыхлого слоя отложений в зависимости от времени (котел ТП-17)

температура поверхности измерительного ребра выше, скорость роста R_p больше. В таком же направлении, как температура поверхности металла, влияет и теплонапряженность топочного объема. С увеличением последнего увеличивается интенсивность переноса частиц к поверхности.

На фиг. 10 приведено изменение теплового сопротивления рыхлого слоя со временем образовавшихся над плотным слоем отложений в топке котла ТП-17 при повышенных интенсивностях излучения факела. Видно, как из фигуры 8, а, что тепловое сопротивление R_p нарастает до определенного значения, а после этого резко падает, и начинает опять нарасти. При этом минимальное значение R_p , достижимое после выпадения части рыхлого слоя, выше теплового сопротивления плотного слоя, т. е. после обдувки поверхности. Такой характер изменения R_p показывает, что при высоких интенсивностях излучения факела суммарное увеличение теплового сопротивления слоев отложений по всей топке имеет статистический характер, в результате чего общее тепловосприятие топки при постоянной теплонапряженности снижается.

Химический состав отложений

В таблице 2 представлены химические анализы проб золовых отложений с поверхности измерительных ребер вставок. Пробы взяты в соответствии с классификацией отложений



Фиг. 11. Термограммы проб подслоев отложений с поверхности измерительных ребер вставок (котел ТП-17). I, II, III — № вставка

Химический состав проб отложений с измерительных вставок

Тип котла	№ вставки	Наименование слоя отложений	Компоненты, в %										ClV	$\frac{\Delta SO_3}{SO_{3общ}}$
			SiO ₂	F ₂ O ₃	Al ₂ O ₃	CaO	MgO	K ₂ O	Na ₂ O	SO ₃ общ	SO ₃ общ -- SO ₃ сульф			
III-17	I	Подслой Плотный слой	11,97	28,77	9,54	27,83	2,11	1,50	0,14	17,68	4,82	0,46	0,73	
			11,19	42,75	3,07	23,42	2,08	2,27	0,20	14,82		0,20		
	II	Подслой Плотный слой	13,36	32,20	6,05	31,03	2,36	1,66	0,13	12,39	5,13	0,82	0,59	
			15,49	24,48	5,00	32,57	2,95	5,00	0,21	13,73		0,57		
	III	Подслой Плотный слой	15,87	23,13	5,20	40,50	3,75	1,74	0,13	9,38	4,21	0,30	0,50	
			13,50	31,74	5,92	31,46	2,72	1,86	0,21	12,34		0,25		
IV	Подслой Плотный слой	11,36	34,91	6,20	27,67	1,99	3,82	0,07	13,60	8,48	0,38	0,38		
		13,31	21,34	4,96	25,16	1,88	9,35	0,21	23,58		0,21			
BK375-39Ф	Ia	Подслой Плотный слой	15,47	33,72	6,85	24,63	2,20	2,09	0,14	14,90	9,02		0,39	
			15,25	32,49	5,87	24,18	1,57	3,85	0,20	16,61				
I-6	Подслой Плотный слой	15,35	37,42	4,48	23,28	3,07	2,63	0,14	13,63	8,65		0,36		
		18,29	31,67	6,48	26,44	1,51	3,14	0,22	12,16		0,09			

по слоям, которые образуются на экранных трубах топок при сжигании сланцев [1].

Анализы подслоев отложений показывают высокое содержание сульфидной серы $S_{\text{сульфид}} = 2\text{—}5,2\%$. При этом соотношение количества сульфидной серы к количеству общей серы составляет 0,36—0,73. Названное соотношение по высоте топки уменьшается. Сульфидная сера в подслоях, главным образом, связана с железом, а в меньшей мере с кальцием. Приближенные расчеты показывают, что количество $\text{FeS} = 3,8\text{—}9,9\%$, а $\text{CaS} = 1,4\text{—}3,5\%$. Содержание K_2O в подслоях отложений колеблется в пределах 1,50—3,82%. Имеет место тенденция увеличения содержания K_2O со снижением температуры газов в околостенной области. Со снижением температуры газов возникают более благоприятные условия конденсации и десублимации паров калиевых соединений на поверхностях нагрева.

По термограммам гидратированных проб подслоев отложений (фиг. 11) можно установить, что большинство сульфатной серы связано в ангидрите (эндотермические эффекты дегидратации гипса в интервале температур 100—200°C) и в сульфате калия (эндотермический эффект дегидратации сингенита при температуре около 300°C). Непрерывный экзотермический эффект на термограммах в интервале температур 300—500°C отвечает окислению сульфидов.

Плотные слои отложений золы, расположившиеся над подслоем, отличаются по химическому и минералогическому составу от подслоя. Приведенный химический состав проб плотных слоев отложений показывает, что они относятся к классу связано-шлаковых отложений, кроме пробы с поверхности измерительного ребра вставки IV (топка котла ТП-17), которая по составу находится между связанными и связанными отложениями, отличающимися более низким содержанием железа и повышенным содержанием серы и калия. Если в отложениях из вставок I—III, I-a и I-b содержание общей SO_3 находится в пределах 12,16—16,61% и $\text{K}_2\text{O} = 1,86\text{—}5,00\%$, то соответственные цифры для плотного слоя отложений вставки IV — 23,58% и 9,35%.

Основываясь на прежних физико-химических исследованиях отложений, можно предполагать, что сера в плотных слоях почти полностью связана в CaSO_4 и K_2SO_4 . Приближенные расчеты, сделанные на основе данных химических анализов проб плотных отложений, показывают, что сумма $\text{CaSO}_4 + \text{K}_2\text{SO}_4 = 18\div 25\%$ для отложений первого типа и равна $\sim 40\%$ в плотном слое из вставки IV.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. А. Отс. О процессах загрязнения топок при сжигании сланцев. Труды ТПИ, серия А, № 240, 1966.
2. С. С. Кутателадзе, В. М. Боришанский. Справочник по теплопередаче. Госэнергоиздат, 1959.
3. И. П. Эпик, А. А. Отс. Измерение интенсивности излучения факела радиометрами нестационарного теплового режима. Известия АН Эст. ССР, серия физ.-матем. и техн. наук, № 1, 1963.
4. В. А. Сельг. Влияние температуры стенки экранных труб на интенсивность загрязнения в топках, сжигающих сланцевую пыль. Труды ТПИ, серия А, № 240, 1966.
5. А. М. Гурвич, Г. Е. Ожигов. Тепловой эффект обдувки экранов при сжигании пылевидного топлива. «Теплоэнергетика» № 12, 1957.
6. А. А. Отс. Распределение интенсивности излучения факела по глубине топочного пространства. Труды ТПИ, серия А, № 206, 1963.
7. И. П. Эпик. Влияние минеральной части сланцев на условия работы котлоагрегата. Госиздательство ЭССР, 1961.

A. Ots, T. Pirker, D. Jegorov, V. Selg

Fouling Dynamics of Furnase' Screen-tubes during the Combustion of Oil-shale.

Summary

The article deals with the problem of fouling of screen heating surfaces during the combustion of pulverized oil-shale in the boilers ТП-17 and БК375-39Ф.

The method of experiments is described and the results of investigation of thermal resistance of different layers of deposits are presented depending on the time.

The article deals with the data of the chemical composition of deposits.

УДК 621.182.9.001.5

Арво А. Отс, Агу А. Отс

ВЛИЯНИЕ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ЭКРАННЫХ ТРУБ НА УСЛОВИЯ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКАХ*

Интенсивность теплообмена между факелом и топочными поверхностями нагрева при камерном сжигании твердых топлив существенно зависит от толщины и теплофизических свойств образовавшихся на экранных трубах отложений летучей золы и шлака, а также от аэродинамической схемы и тепловой форсировки топки. При интенсивном загрязнении топки собственное излучение от внешней поверхности отложений становится сравнимым с излучением факела в плоскости экранов.

В зависимости от химического и минералогического состава неорганической части топлива и условия ее превращения в топочном объеме, температуры металла поверхности нагрева, интенсивности излучения факела и ряда других величин, экранные трубы топок могут покрываться золовыми отложениями различных типов.

Если на экранных трубах топок образуются сыпучие золовые отложения, то их тепловое сопротивление в течение определенного времени стабилизируется. Сказанное подтверждают исследования Э. С. Карасиной и др. (ВТИ) по определению теплового сопротивления отложений, возникающих на топочных поверхностях нагрева при сжигании ряда топлив, неорганическая часть которых в топочном процессе химически не активизируется. В таком случае, по-видимому, имеет место динамическое равновесие, в результате чего средняя статическая толщина слоя отложений со временем не изменяется. При пылевидном сжигании эстонских горючих сланцев, неорганическая часть которых в топочном процессе химически активизируется [1], с использованием для очистки топки паровой обдувки, экраны покрываются отложениями, имеющими одно- либо двухслойную структуру [2], за исключением под-

* При проведении опытов принимали участие: из ТПИ — инженеры Т. Лаусмаа, А. Прикк, В. Сельг, Т. Сууркууск, Х. Таллермо; из Главэстонэнерго — инженеры Э. Комп, Ю. Сарв.

слоя. Предел между образованием отложений одно- или двухслойной структуры во многом зависит от температуры экранных труб и температуры газов в термическом пограничном слое газов около топочных стен. Отложения однослойной структуры часто относятся к классу рыхлых слабосвязанных отложений, которые обычно с поверхности полностью удаляются во время очистки топки паровыми струями. В условиях, когда экранные трубы покрываются отложениями двухслойной структуры, нижний плотный слой через подслой сильно связан с экранными трубами и при обдувке не отделяется, а расположившийся над ним рыхлый слой имеет пористую структуру и удаляется не полностью. В каждом цикле обдувки, как показано в дальнейшем, остается на поверхности менее 0,5% рыхлого слоя.

При двухслойной структуре отложений толщина обоих слоев со временем растет. Вызванный от нарастания обоих слоев теплообмен в топках в таких случаях имеет нестационарный характер. В момент удаления рыхлого слоя скачкообразно увеличивается тепловосприятие экранов и снижается температура газов на выходе из топки. В результате нарастания теплового сопротивления плотного слоя тепловосприятие топки со временем непрерывно уменьшается с одновременным увеличением температуры покидающих топку газов (при постоянной нагрузке котла). В условиях топок котлов ТП-17 тепловое сопротивление рыхлого слоя отложений, возникающих при полной нагрузке котла в течение одного часа, эквивалентно тепловому сопротивлению плотного несдуваемого слоя, который образуется в течение 300—400 часовой работы котла.

В нормативном методе теплового расчета котельных агрегатов влияние загрязнения экранных труб на условия теплообмена в топках учитывается условным коэффициентом загрязнения лучевоспринимающих поверхностей нагрева ξ [3]. При этом ξ считается постоянным при сжигании данного вида топлива в конкретном топочном устройстве. Исходя из двухслойной структуры золовых отложений, каждый из этих слоев характеризуется своим значением ξ . При этом условный коэффициент загрязнения топки удобно представить в виде [2]

$$\xi = \xi_0(z) \cdot \kappa(\tau), \quad (1)$$

где $\xi_0(z)$ — условный коэффициент загрязнения топки, учитывающий влияние плотного слоя отложений на условие теплообмена;

z — время, по которому определяется рост плотного слоя;

- κ (τ) — условный коэффициент загрязнения топки, учитывающий влияние рыхлого слоя отложений на условие теплообмена;
- τ — время, по которому определяется рост рыхлого слоя.

Необходимо отметить, что коэффициент ζ не учитывает только влияние теплового сопротивления слоев отложений на лучистый теплообмен в топках, а является величиной, связывающей и другие неучтенные параметры процесса. Поэтому при помощи ζ (имеется в виду определение ζ на основе опытных данных) сравнить действительные степени загрязнения отдельных топок трудно, но для сравнения условий загрязнения в пределах данной топки применение условного коэффициента загрязнения является обоснованным.

Наряду с условным коэффициентом загрязнения топок для характеристики степени загрязненности используется иногда и тепловое сопротивление отложений. Этот вопрос рассмотрен в работах А. С. Невского, Э. С. Карасиной и др. [4, 5, 6].

В настоящей статье приведены сводные данные по суммарному теплообмену в топках котлов ТП-17 и БКЗ75-39Ф при сжигании эстонских сланцев. Опыты на котле ТП-17 при очистке поверхностей обдувочными аппаратами ОПР-5 проведены совместно с Главэстонэнерго. При анализе теплообмена в топке котла ТП-17 при использовании для очистки топки аппаратов ОПК-8 использованы данные опытов Главэстонэнерго. Все измерения и обработка опытных данных производились по единой методике, разработанной в ТПИ.

Методика измерений и обработка опытных данных

Основной величиной характеризующей в данном режиме работы котла теплообмен в топке, является температура газов на выходе из топки ϑ''_T . Прямое определение ϑ''_T представляет сложную задачу, особенно при сжигании сланцев. Эти трудности связаны главным образом непостоянством измеряемой величины. Так, например, температура газов на выходе из топки котла ТП-17 может изменяться со скоростью порядка 0,01—0,02 град/сек. Такое быстрое нарастание ϑ''_T и забивание золой так обычных и отсосных термомпар усложняет их использование для измерения средних температур. Поэтому температура газов на выходе из топки определялась, исходя из тепловосприятий пароперегревателя и параметров газа за ним.

Принципиальная схема определения ϑ''_T была следующей:

1) Составлялся тепловой баланс котла, на основе которого определялся расход сжигаемого топлива.

2) Составлялся тепловой баланс пароперегревателя, исходя из его тепловосприятия (по паровой стороне), температуры газов $\vartheta''_{\text{пп}}$ и коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{пп}}$.

3) Исходя из определенной ϑ''_T , характеристики сжигаемого топлива и воздушного баланса топки, определялись величины, характеризующие теплообмен в топке.

В опытах измерялись следующие величины: расход, давление и температура перегретого пара, давление насыщенного пара, количество охлаждающей пар воды, температура и давление питательной воды, расход и температура горячего воздуха, температура холодного воздуха, температура уходящих газов (котел ТП-17 — 8 точек, котел БК375-39Ф — 4 точки), температура газов за пароперегревателем (ТП-17 — 6 точек, БК375-39Ф — 3 точки), состав газов за котлом и пароперегревателем (ТП-17 — 6 точек, БК375-39Ф — 4 точки). Все измеренные температуры регистрировались на лентах самопишущих электронных потенциометров ЭПП-09. В ходе испытаний состав газов определялся на приборе Орса, а компоненты неполного сгорания на анализаторе ВТИ-2. Во время опытов бралась средняя проба топлива и золowych остатков.

Присосы воздуха в пределах газохода пароперегревателя и топки определялись, исходя из установленной закономерности (в зависимости от паропроизводительности котла).

Газоходы за котлом и пароперегревателем тарировались по температуре при разных нагрузках котла (поле температур за котлом снималось при помощи обычных термомпар, а за пароперегревателем с отсосными термомпарами). Названные газоходы тарировались также по CO_2 и O_2 .

Учитывая нестационарности тепловосприятий отдельных элементов котла при сжигании пылевидного сланца, измерение всех вышеотмеченных величин производилось через каждые 5—20 минут.

Поскольку органическая часть эстонских сланцев имеет постоянный элементарный состав, то объемы продуктов сгорания определялись, исходя из технической характеристики топлива, т. е. в зависимости от W^p , A^p и $(\text{CO}_2)_{\text{к}}^p$. Коэффициент избытка воздуха в данном сечении газохода определялся с учетом состава топлива.

Обработка опытных данных проводилась на электронно-вычислительной машине «Минск-2» в Институте кибернетики АН ЭССР.

Основные данные опытов представлены в таблицах 1—2.

В этих таблицах применены следующие обозначения:

№ позиции	Обозначение	Единица измерения	Наименование величины
1			№ опыта.
2	z	$ч$	Время, отсчитанное от пуска котла после механической очистки экранов.*
3	τ	$мин$	Время, отсчитанное от окончания обдувки топки.
4	W^p	$\%$	Влажность топлива.
5	A^p	$\%$	Зольность топлива.
6	$(CO_2)_K^p$	$\%$	Содержание карбонатной CO_2 в топливе.
7	Q_P^p	$кдж/кг$	Располагаемое тепло топлива с учетом степени разложения карбонатов.
8	Q_T	$кдж/кг$	Полезное тепловыделение в топке.
9	α_T''		Коэффициент избытка воздуха за топкой.
10	θ_a	$^{\circ}C$	Адиабатическая температура горения.
11	D	$кг/сек$	Паропроизводительность котла, приведенная к номинальным параметрам пара и питательной воды.
12	B_p	$кг/сек$	Условный расход топлива.
13	Q_L	$кдж/кг$	Количество тепла, передаваемое в топке.
14	θ_T''	$^{\circ}C$	Температура газов на выходе из топки.
15	θ_{To}''	$^{\circ}C$	θ_T'' , экстраполированное к $\tau = 0$.
16	$\zeta_0(z)$		Условный коэффициент загрязнения лучевоспринимающих поверхностей, экстраполированный к $\tau = 0$.

* Время z определено приведением производительности котла к номинальному.

Влияние плотного слоя отложений на условия теплообмена

Из данных, приведенных в таблице 1, видно, что условный коэффициент загрязнения лучевоспринимающих поверхностей топки котла БК375-39Ф непосредственно после обдувки колеблется в пределах $\zeta_0(z) = 0,72 - 0,82$. Эти цифры отвечают времени $z \approx 3000$ ч. Полученные значения коэффициента $\zeta_0(z)$ являются близкими к значениям, рекомендуемым в нормативном методе теплового расчета и согласуются с фактической картиной и степенью загрязнения топок котлов сред-

Таблица 1
Основные результаты опытов по суммарному теплообмену в толке когла БКЗ75-39Ф

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	10	12,7	40,8	12,4	12020	12900	1,34	1555	17,0	4,26	6140	868	859	0,82	
	55					12790	1,24	1631	18,1	4,51	6360	880			
	75					12790	1,25	1626	17,7	4,41	6220	894			
	95					12860	1,29	1591	17,6	4,42	6030	900			
2	5					12860	1,28	1602	16,7	4,21	6310	872	900	0,77	
	20					12090	1,20	1647	19,8	5,21	5850	910			
	40					12090	1,15	1688	19,6	5,29	5840	916			
	60	11,4	41,9	14,2	11490	12090	1,19	1651	20,4	5,43	5720	929			
	5					12060	1,15	1686	20,1	5,34	5980	913			
	25					12020	1,15	1682	20,4	5,36	5880	922			
3	10					12030	1,19	1670	18,6	4,98	5950	908	901	0,74	
	30					11910	1,14	1691	18,3	4,85	5990	911			
	50	10,7	42,6	14,5	10980	11990	1,19	1666	18,5	4,91	5840	911			
	10					11990	1,22	1633	18,7	4,97	5860	892			
	30					11960	1,21	1638	18,6	4,94	5780	905			
	50					11960	1,20	1644	18,2	4,79	5750	912			
4	25					12770	1,54	1402	12,7	3,24	6090	780	770	0,81	
	60					12720	1,45	1459	12,7	3,16	6220	795			
	80					12680	1,42	1478	12,7	3,18	6320	787			
	10	12,0	40,4	13,7	11860	12770	1,48	1443	13,0	3,34	6140	798			
6	55					12690	1,36	1515	13,0	3,30	6440	799	776	0,82	
	20					12610	1,36	1581	15,5	3,95	6160	866			
	40					12580	1,34	1595	15,2	3,85	6260	859			
	10	12,7	40,2	13,4	11740	12090	1,29	1580	15,3	4,06	5810	859			
7	30					12020	1,26	1603	15,3	4,04	5780	870	849	0,72	
	50					12020	1,23	1628	15,3	4,04	5810	879			
	5	11,7	42,3	13,9	11690	12090	1,34	1575	14,8	3,94	5820	854			
	20					12030	1,28	1590	14,8	3,94	5790	861			
40					12030	1,25	1611	14,5	3,86	5770	872	850	0,73		

Основные результаты опытов по суммарному теплообмену в топке котла
ТП-17 при очистке экранов аппаратами ОПР-5

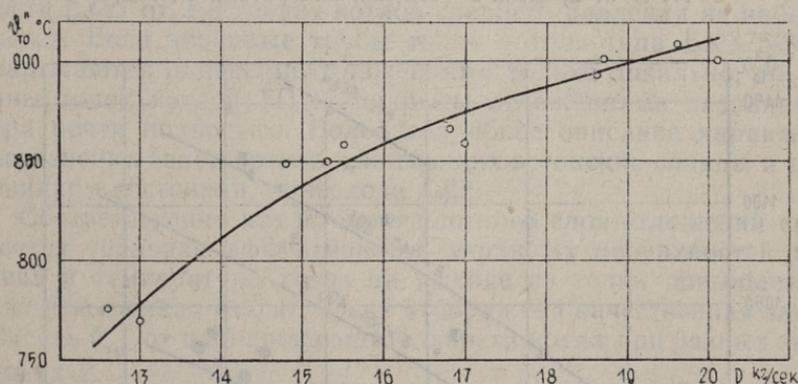
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1М	69	10	12,0	46,7	24,4	6430	7120	1,27	1512	50,8	23,1	2680	1006	1002	0,605
	15	15					7100	1,27	1507	50,8	23,2	2580	1015		
	25	25					7080	1,23	1497	52,4	23,9	2520	1019		
2М	89	3					6940	1,34	1344	34,8	16,1	2620	893	894	0,605
		8					6930	1,28	1378	35,0	16,2	2640	897		
		13	12,7	47,1	22,5	6435	6970	1,30	1372	34,2	15,8	2640	897		
3М	91	5					6940	1,31	1359	35,0	16,1	2620	890	890	0,610
		10					6950	1,31	1359	34,7	16,1	2610	895		
		15					6930	1,31	1338	35,0	16,2	2570	901		
4М	104	15					7110	1,24	1408	45,0	20,6	2410	975	965	0,560
		20					7100	1,19	1435	46,1	21,1	2410	986		
		25	11,7	46,9	22,2	6430	7100	1,20	1427	46,2	21,3	2380	996	970	0,550
5М	106	5					7120	1,22	1422	44,5	20,3	2490	974		
		10					7090	1,22	1420	44,6	20,4	2440	977		
		15					7090	1,22	1421	44,5	20,4	2440	976		
6М	112	10	13,0	45,3	21,5	6570	7340	1,37	1379	53,4	26,5	2280	1007	1004	0,595
		20					7340	1,30	1390	54,5	24,4	2250	1013		
		5					7350	1,29	1374	54,4	24,6	2270	985	985	0,605
5М	115	10					7370	1,32	1381	52,5	24,0	2270	990		
		15					7370	1,33	1376	53,9	24,3	2240	992		
		5					8110	1,38	1363	35,8	14,8	2880	918		
6М	138	10	13,9	43,9	19,9	7220	8130	1,39	1360	35,6	14,6	2860	920	916	0,550
		15					8070	1,40	1339	37,4	15,4	2730	927		
		5					8840	1,30	1455	63,9	23,0	2320	1098	1098	0,395
	361	10	12,4	45,0	18,1	7860	8840	1,28	1469	61,6	23,2	2310	1107	1090	0,395
		15				8840		1,26	1476	62,7	23,4	2320	1115		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
7M	436	20					10310	1,34	1463	52,3	16,7	2240	1059	1055	0,460
	438	25				9310	10260	1,34	1459	53,0	17,2	2180	1069	1068	0,450
		30	30	13,2	41,7	17,0		10240	1,34	1422	53,6	17,3	2120		
8M	455	5					7960	1,32	1440	57,1	18,2	2100	1078	1010	0,440
		10	10				7920	1,32	1442	56,9	18,1	2080	1089		
	15	15	12,5	45,0	21,1	7090	7860	1,28	1395	48,9	20,7	2250	1033		
9M	461	5					7910	1,36	1343	49,1	20,8	2140	1014	1010	0,420
		10	10				7910	1,33	1365	48,9	20,7	2180	1023		
	15	15				7870	1,33	1367	48,6	20,6	2170	1024			
10M	473	5					7700	1,12	1492	37,2	16,2	2870	989	985	0,450
		10	10				7700	1,14	1477	37,8	16,4	2790	991		
	15	15	13,1	45,2	19,6	6980	7750	1,11	1509	37,8	16,4	2840	1007		
11M	476	5					7650	1,09	1511	40,1	17,2	2790	1015	1012	0,430
		10	10				7650	1,10	1499	40,1	17,2	2740	1018		
	15	15				7630	1,09	1502	40,9	17,7	2690	1026			
10M	527	5					6520	1,48	1329	35,3	18,1	2140	956	953	0,405
		10	10				6490	1,47	1323	35,6	18,2	1968	958		
	15	15	12,6	46,9	24,8	5940	6490	1,45	1334	35,6	18,2	1991	965		
11M	102	5					6480	1,48	1317	35,8	18,1	1989	950	947	0,405
		10	10				6480	1,48	1314	35,6	18,0	1964	953		
	15	15				6490	1,46	1332	35,3	17,9	1990	962			
11M	104	5					9370	1,31	1505	54,4	19,1	3340	1021	1015	0,600
		10	10	12,5	43,9	12,9	8370	9370	1,36	1465	54,2	19,1	3180		
	15	15				9340	9380	1,38	1445	56,6	19,1	2980	1035		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
12M	116	5					8490	1,27	1475	55,6	21,5	2760	1042	1038	0,520
		10					8490	1,27	1479	55,6	21,4	2770	1045		
		15	12,7	43,8	20,6	7650	8530	1,26	1478	55,0	21,6	2760	1045		
14M	118	5					8560	1,33	1481	53,1	20,6	2880	1033		
		10					8530	1,28	1476	53,6	20,8	2820	1034		
		15	12,7	43,8	20,6		8530	1,28	1475	54,1	21,0	2790	1040	1027	0,530
16M	151	5					8080	1,26	1457	41,1	16,8	2820	996	985	0,465
		10					8100	1,27	1455	41,4	16,7	2780	1003		
		15	11,2	45,4	21,6	7240	8080	1,29	1441	41,6	16,8	2780	990	985	0,465
17M	153	5					8070	1,29	1439	41,4	16,9	2750	994		
		10					8160	1,32	1430	38,4	15,8	2900	969	963	0,495
		15	11,2	45,4	21,6	7860	8730	1,20	1551	49,7	18,8	2540	1149	1146	0,280
19M	852	2					8730	1,22	1540	50,0	18,7	2450	1153		
		7					8770	1,32	1529	47,0	17,8	2510	1139	1133	0,265
		10	9,6	46,1	21,2	7880	8840	1,31	1533	45,4	17,2	2520	1142		
17M	71	5					8830	1,38	1412	51,7	19,5	2800	1006	1000	0,540
		10					8750	1,38	1406	54,8	20,7	2720	1011		
		15	7,7	47,2	21,7	7880	8720	1,42	1377	57,3	21,6	2540	1014	1008	0,530
19M	126	10					9340	1,48	1386	41,4	14,9	3140	963	950	0,530
		15	9,2	45,5	21,0	8270	9350	1,47	1397	41,6	14,9	3150	968		
		15	9,2	45,5	21,0	8270	9280	1,51	1368	42,8	15,4	3010	965	958	0,515
	128	5					9280	1,50	1371	42,6	15,3	2970	971		
		10					9290	1,43	1422	41,5	14,8	3130	986		
		15	9,2	45,5	21,0	8270	9290	1,43	1422	41,5	14,8	3130	986		

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
20M	444	444	0		46,7			8410	1,34	1427	50,8	19,9	2440	1063	1063	0,371
		5	5					8420	1,35	1429	49,7	19,5	2440	1065		
	446	446	5	12,7	19,7	7620		8550	1,26	1480	51,7	20,2	2540	1086	1080	0,375
		10	10					8530	1,26	1479	51,6	20,2	2530	1086		
		15	15					8560	1,31	1444	51,9	20,3	2590	1082		
21M	448	448	5					8570	1,28	1465	52,3	20,4	2440	1091	1084	0,350
		10	10					8550	1,31	1444	52,8	20,6	2340	1090		
	450	450	0	11,6	44,6	19,5	8640	9660	1,31	1542	53,6	18,4	2960	1116	1116	0,353
		4	4					9670	1,30	1552	52,5	17,9	3000	1119		
		9	9					9670	1,30	1555	52,0	17,7	2990	1123		
23M	452	452	0					9670	1,30	1552	53,9	18,3	2970	1123	1123	0,345
		5	5					9640	1,28	1566	54,8	18,5	2900	1143		
	494	494	5	9,7	46,7	23,4	7040	8000	1,32	1461	43,3	18,3	2560	1040	1035	0,370
		15	15					7960	1,29	1476	44,7	18,8	2440	1059		
	496	496	3					7960	1,22	1536	48,0	20,2	2540	1095	1093	0,360
25M		13	13					7940	1,29	1480	47,1	19,9	2420	1075		
		18	18					7990	1,32	1463	46,4	19,5	2380	1071		
	740	740	10	10,2	45,2	19,8	8430	9340	1,28	1505	52,2	18,3	2220	1121	1110	0,320
		15	15					9340	1,27	1528	52,0	18,2	2140	1132		
	756	756	5	9,9	46,4	21,9	7380	8210	1,40	1385	39,4	16,1	2400	1020	1014	0,335
26M		15	15					8210	1,40	1387	38,6	15,8	2400	1021	1006	0,335
	760	760	5					8280	1,40	1392	35,9	14,6	2530	1007		
	801	801	5	9,4	47,9	23,6	6080	6810	1,29	1366	44,5	22,0	1840	1034	1027	0,335
		10	10					6770	1,31	1346	45,0	22,3	1760	1030		
		15	15					6820	1,31	1355	42,3	21,0	1810	1031	1048	0,310
28M	803	803	5	9,8	46,1	21,3	7730	8620	1,40	1380	47,0	17,7	2240	1052		

него давления. Из-за низкой температуры металла экранных труб и фронтального расположения амбразур (турбулентность факела низкая), только те участки топки, где интенсивность излучения факела является наиболее высокой, покрываются плотными несдуваемыми золовыми отложениями. Скорость роста плотных отложений в таких условиях происходит крайне медленно и не лимитирует мощности котла в промежутках между очистками экранов от плотного слоя (от капитального ремонта к капитальному ремонту котла). Таким образом, скорость роста плотных отложений в топках котлов среднего давления, образовавшихся в условиях обдувки экранов через каждые 4—8 часов, обеспечивает эксплуатационно-чистое состояние поверхностей нагрева.

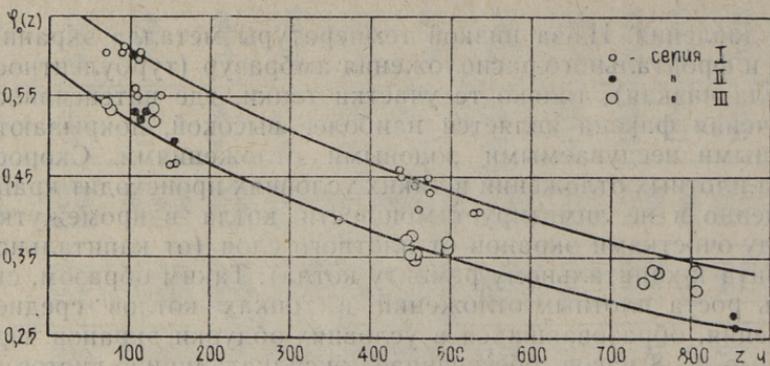


Фиг. 1. Зависимость температуры газов на выходе из топки котла БК375-39Ф от паропроизводительности

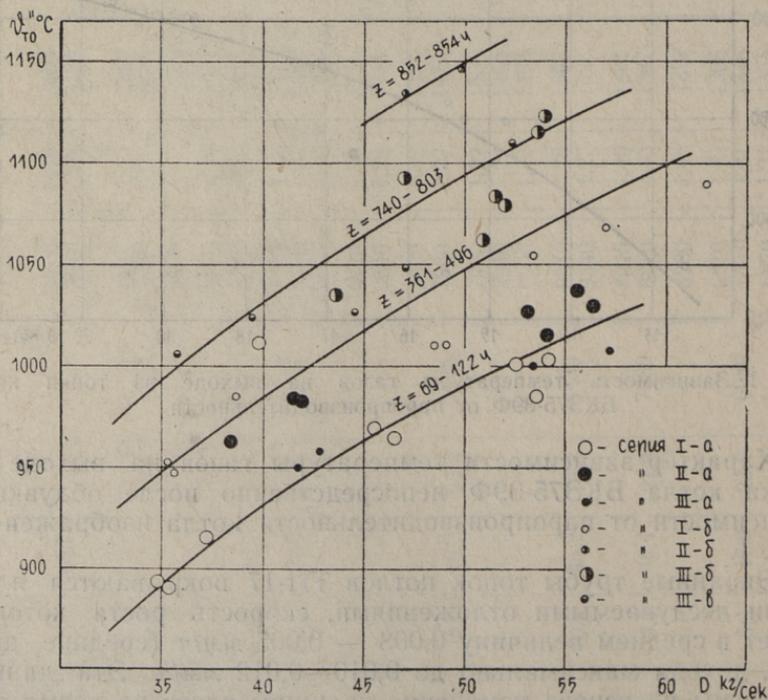
Характер зависимости температуры газов на выходе из топки котла БК375-39Ф непосредственно после обдувки в зависимости от паропроизводительности котла изображен на фиг. 1.

Экранные трубы топок котлов ТП-17 покрываются плотными несдуваемыми отложениями, скорость роста которых имеет в среднем величину 0,003 — 0,005 мм/ч (средние цифры), доходя максимально до 0,010—0,012 мм/ч. Эти данные получены на основе измерения толщины слоев во время стоянки котла. Такая высокая скорость роста отложений вызывает необходимость периодических остановок котлов для механического удаления плотного слоя или заставляет использовать другие мероприятия, направленные к той же цели.

На фиг. 2 представлена зависимость $\zeta_0(z)$ от z для топки котла ТП-17. Очистка экранов производилась аппаратами ОПР-5. Значение $\zeta_0(z)$ в момент времени $z = 0$ определяется



Фиг. 2. Зависимость условного коэффициента загрязнения топки котла ТП-17 от времени z (обдувка аппаратами ОПР-5)



Фиг. 3. Зависимость температуры газов на выходе из топки котла ТП-17 от паропроизводительности (обдувка аппаратами ОПР-5)

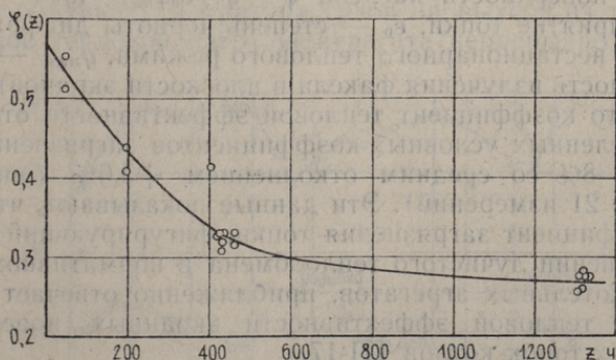
степенью очищенности экранов во время механического удаления отложений. При механической очистке на экранных трубах остается некоторая часть плотного слоя, за счет теплового сопротивления которого эффективность поверхности на-

грева уменьшается. Выясняется, что условный коэффициент загрязнения $\zeta_0(z)$ при $z=0$ колеблется в пределах 0,60—0,70.

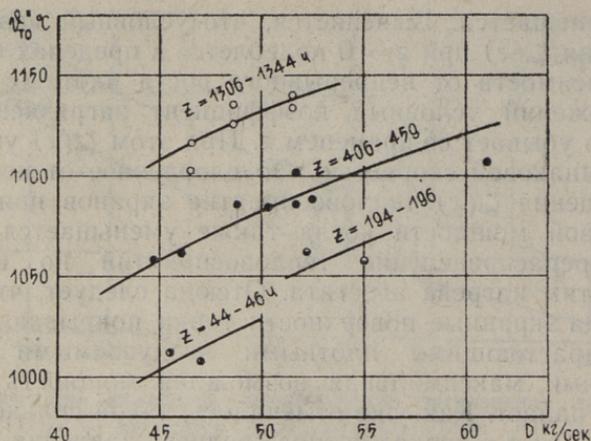
В зависимости от непрерывного роста плотных несдуваемых отложений условный коэффициент загрязнения топки монотонно убывает со временем z . При этом $\zeta_0(z)$ уменьшается с неодинаковой скоростью. Обусловленное от непрерывного уменьшения $\zeta_0(z)$ тепловосприятливые экраны при постоянной тепловой мощности котла также уменьшается и происходит перераспределение тепловосприятливых по отдельным поверхностям нагрева агрегата. Отсюда следует, что в условиях, когда экранные поверхности топки покрываются непрерывно нарастающими плотными несдуваемыми золовыми отложениями, максимальная возможная мощность котла со временем падает. Как уже отмечалось, такой сильной зависимости $\zeta_0(z)$ от z в топках котлов среднего давления не наблюдается. Если экранные трубы топок котлов типа БКЗ75-39Ф покрываются плотными отложениями только локально, то экраны топок котлов ТП-17 покрыты отложениями названного типа почти полностью. Более подробное описание характера загрязнения топок котлов, сжигающих эстонские сланцы в пылевидном состоянии, приведено в [2].

Соответственно нарастанию плотного слоя отложений снижается тепловая эффективность экранных поверхностей нагрева и температура газов на выходе из топки повышается. Последнее видно из фиг. 3, где изображена качественная зависимость θ'_{10} от паропроизводительности котла при разных значениях z .

На фиг. 4 и 5 представлены те же зависимости, что и на фигурах 2 и 3, составленные по опытным данным Главэстон-



Фиг. 4. Зависимость условного коэффициента загрязнения $\zeta_0(z)$ топки котла ТП-17 от времени z (обдувка аппаратами ОПК-8) по данным Главэстонэнерго



Фиг. 5. Зависимость температуры газов на выходе из топки котла ТП-17 от паропроизводительности (обдувка аппаратами ОПК-8) по данным Главэстонэнерго

энерго при исследовании теплообмена в топке котла ТП-17. Очистка экранов производилась десятью обдувочными аппаратами типа ОПК-8. Из них в каждом боковом экране расположены четыре, а на фронтальной стене два аппарата. Общий характер зависимости $\xi_{\alpha}(z)$ и $\theta''_{т0}$ от времени z такой же, как при очистке топки аппаратами ОПр-5.

Сравнение тепловосприятий топочной камеры с интенсивностью излучения факела, определенное по методике, описанной в [5], позволяет определить коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева $\psi = q_{\alpha} / \epsilon_p q_{\text{пад}}$ (q_{α} — среднее тепловосприятие топки, ϵ_p — степень черноты диафрагмы радиометра нестационарного теплового режима, $q_{\text{пад}}$ — средняя интенсивность излучения факела в плоскости экранов)*. Выясняется, что коэффициент тепловой эффективности отличается от определенных условных коэффициентов загрязнения топки +28 до -8% со средним отклонением +5,6% (определено на основе 21 измерений). Эти данные показывают, что условный коэффициент загрязнения топки, фигурирующий в основном уравнении лучистого теплообмена в нормативном методе расчета котельных агрегатов, приближенно отвечает к коэффициенту тепловой эффективности экранных поверхностей в условиях топок котлов ТП-17.

Обработка опытных данных ЦКТИ показывает, что условный коэффициент загрязнения топки котла ТП-67 после

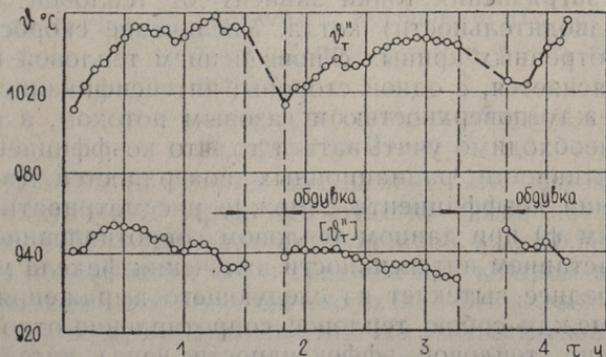
* При предположении, что $\epsilon = \epsilon_p$ (ϵ — степень черноты отложений).

$z = 2300-3300$ часовой работы котла является в пределах $0,2-0,3$. Такие низкие значения ζ не согласуются с фактической картиной загрязнения топок этих котлов. Исследования, проведенные в ТПИ (А. Отс, Р. Рандманн, Т. Сууркууск) показывают, что отношение ψ/ζ приближенно равно $1,7-2$. При этом коэффициент тепловой эффективности определялся по той же методике как и для топки котла ТП-17. Таким образом отношение ψ/ζ для топок котла ТП-67 намного выше, а скорость роста плотных несдуваемых отложений происходит более медленно, чем в топках котлов ТП-17.

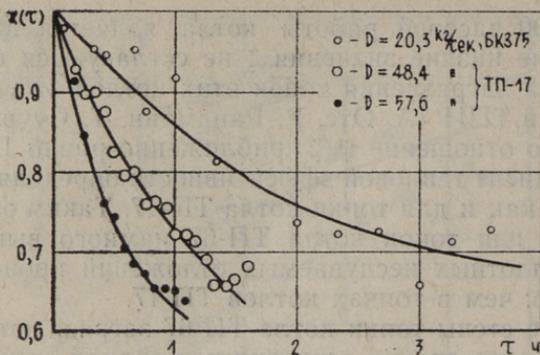
Отдельные стены топки котла ТП-67 загрязняются не одинаково. Наиболее сильно загрязняется задняя стена. Это вызвано более высокой интенсивностью излучения факела на задней стене. Последняя выше соответствующих значений для фронтальной стены. То же показывает и определение коэффициента тепловой эффективности настенного пароперегревателя, расположенного на фронтальной стене топки котла ТП-67.

Влияние рыхлого слоя отложений на условия теплообмена

Тепловое сопротивление плотного несдуваемого слоя в данный момент времени z при прочих равных условиях имеет минимальное значение непосредственно после обдувки экранов. С этого момента на поверхности (плотного слоя или на оксидной пленке) снова начинается накопление частиц золы и с воздействием газовой среды образуется рыхлый слабосвязанный слой отложений. В результате нарастания со временем теплового сопротивления этого слоя, в интервале между двумя циклами обдувки температура газов на выходе из топки при постоянной тепловой нагрузке агрегата непрерывно растет, а



Фиг. 6. Зависимость температуры газов на выходе из топки от времени



Фиг. 7. Зависимость $\kappa(\tau)$ от времени τ

удельное тепловосприятие экранов падает. Для изображения высказанного, на фиг. 6 приведено изменение температуры газов на выходе из топки котла ТП-17 θ''_T от времени. На этой же фигуре также нанесены те же температуры, рассчитанные при постоянном условном коэффициенте загрязнения топки, равном $0,7 - [\theta''_T]$. Видно, что в результате резкого снижения теплового сопротивления золовых отложений во время обдувки температура газов за топкой также резко падает.

Для характеристики изменения тепловой эффективности поверхности нагрева топок в промежутке времени между двумя обдувками, используем коэффициент $\kappa(\tau) = \zeta/\zeta_0(z)$ (см. формулу (1)). В момент времени $\tau = 0$, отвечающий окончанию обдувки экранов, величина $\kappa(\tau) = 1$.

На фиг. 7 представлена временная зависимость $\kappa(\tau)$ для топок котлов БК375-39Ф и ТП-17. Видно, что кривые $\kappa(\tau)$ со временем падают с уменьшающейся скоростью. При этом, как это показано также в [7], скорость изменения условного коэффициента загрязнения топки зависит от тепловой нагрузки (паропроизводительности) котла. Увеличение скорости падения рассмотренных кривых с повышением тепловой нагрузки котла объясняется, с одной стороны, интенсификацией массообмена между поверхностью и газовым потоком, а с другой стороны, необходимо учитывать и то, что коэффициент тепловой эффективности радиационных поверхностей (в первом приближении коэффициента ζ можно рассматривать пропорциональным ψ) при данном тепловом сопротивлении отложений с нарастанием интенсивности излучения факела уменьшается. Последнее вытекает из следующего выражения, связывающего между собою тепловое сопротивление отложений и коэффициент тепловой эффективности через интенсивность излучения факела:

$$R = \frac{\sqrt[4]{(1 - \psi) \frac{q_{\text{пад}}}{\sigma_0} - T_{\text{ст}}}}{\varepsilon \psi q_{\text{пад}}}, \quad (2)$$

где $q_{\text{пад}}$ — интенсивность излучения факела в плоскости экранов,

σ_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела,

ε — степень черноты отложений,

$T_{\text{ст}}$ — абсолютная температура наружной поверхности экранных труб.

Из сравнения характера изменения $\kappa(\tau)$ со временем τ вытекает, что тепловосприятие топки котла среднего давления снижается медленнее, чем в топке котла высокого давления ТП-17. Как уже отмечалось, это вызвано более интенсивным массообменом в топке котла ТП-17 (угловое расположение горелок) и более высокой температурой экранных труб по сравнению с топками котлов среднего давления.

Зная изменения условного коэффициента загрязнения топki со временем z , обусловленные ростом плотного слоя отложений, а также уменьшение того же коэффициента в результате нарастания рыхлого слоя в интервале между двумя обдувками топki, можно приближенно оценить эффективность действия обдувочных струй. Для этого выражаем последнее как:

$$\eta_{\text{обд}} = 1 - \frac{\zeta_0(z)|_{z=0} - \zeta_0(z)|_{z=z_1}}{\sum_{i=1}^n (\zeta|_{\tau=0} - \zeta|_{\tau=\tau_1})_i}, \quad (3)$$

где $\zeta_0(z)|_{z=0}$, $\zeta_0(z)|_{z=z_1}$ — условный коэффициент загрязнения топki при $z=0$ и $z=z_1$ соответственно;

$\zeta|_{\tau=0}$, $\zeta|_{\tau=\tau_1}$ — условный коэффициент загрязнения топki ζ при $\tau=0$ и $\tau=\tau_1$ соответственно;

n — количество циклов обдувок в интервале времени $0 - z$.

Соответствующий анализ показывает, что эффективность действия обдувочных струй при очистке топki котла ТП-17 аппаратами ОПР-5 оценивается величиной $\eta_{\text{обд}} = 0,996 - 0,998$. Эти цифры показывают, что в среднем при каждом цикле обдувки на поверхности остается около 0,2—0,4% рыхлого слоя (в смысле тепловой эффективности). Из этих остатков рыхлого слоя (0,2—0,4%), которые более прочно связаны с поверхностью, образуется плотный несдуваемый слой. Отсюда непо-

средственно вытекает, что скорость роста плотного слоя отложений определяется не только прочностью между обоими слоями, а также силами, действующими на рыхлый слой при его удалении.

Некоторые соображения по теплообмену в топках

Сравнение условий загрязнения экранных труб и тепловосприятий в рассмотренных топках котлов БКЗ75-39Ф, ТП-17 и ТП-67 позволяет заключить следующее.

Интенсивность теплообмена в топках зависит от теплового сопротивления отложений на экранных трубах и температуры в термическом пограничном слое газов около топочных стен. Толщина последнего при пылевидном сжигании эстонских сланцев обычно не превышает 1—1,5 м [8]. Это показывает на высокую оптическую плотность факела, образующуюся при сжигании сланцев. Газовая масса, расположившаяся внутри границ термического пограничного слоя газов, снижает интенсивность лучистого теплообмена между факелом и топочными поверхностями нагрева. Поэтому одним важным фактором, от которого зависит интенсивность теплообмена в топках, является конвективный обмен между газовыми слоями около топочных стен и газовой массой за границами термического пограничного слоя газов. Последний зависит от аэродинамической схемы и скорости газов в поперечном сечении топки. Скорости газов как количественной характеристики процесса, часто заменяют тепловой нагрузкой поперечного сечения топки q_F . От аэродинамики топки и q_F зависит также и интенсивность загрязнения топочных поверхностей нагрева золовыми отложениями. Отсюда вытекает, что с увеличением турбулентности факела интенсифицируется загрязнение экранов и увеличивается температура газов в термическом пограничном слое. Это четко показывает сравнение характера загрязнения и интенсивности теплообмена в топках котлов ТП-17 и ТП-67.

Топки котлов ТП-17, благодаря угловому расположению горелок и более высокой тепловой нагрузке поперечного сечения ($q_F = 2,72 \text{ Мвт/м}^2$ против $q_F = 2,51 \text{ Мвт/м}^2$ для топки котла ТП-67 при номинальных тепловых нагрузках котлов) загрязняются более интенсивно, чем топки котлов ТП-67. Несмотря на то, теплообмен в топке котла ТП-67 является менее интенсивным, чем в топке котла ТП-17. Это также выясняется сравнением соотношений ψ/ξ для названных топков.

Отсюда следует, что при высоких оптических плотностях факела интенсивность теплообмена в топках определяется не

только закономерностями излучения, а зависит также от законов конвективного переноса. Последний при данной аэродинамической схеме топки кроме q_F является и функцией абсолютных размеров поперечного сечения топочной камеры. Поэтому выбор схемы топки, исходя из минимальной интенсивности загрязнения экранов, не обеспечивает всегда максимальных тепловых нагрузок поверхностей нагрева.

Вероятно, существуют такие размеры поперечного сечения топки, при которых теплообмен между факелом и поверхностью нагрева является оптимальным. Это вытекает из того, что изменение конвективного переноса в топочном пространстве влияет на загрязнение поверхностей и температуру газов в термическом пограничном слое в противоположных направлениях.

Теплообмен в топках котлов, сжигающих эстонские сланцы, является нестационарным процессом. Нестационарность теплообмена в топке влияет также на тепловосприятие в пароперегревателе и в хвостовых поверхностях нагрева котла. Так как пароперегреватель котла ТП-17 загрязняется с меньшей скоростью чем топка, то условная температура перегретого пара при постоянной тепловой мощности котла между двумя обдувками топки повышается. Опыты также показывают, что со временем z температура газов за котлом увеличивается, снижая к.п.д. котла.

Поскольку тепловосприятие топки, пароперегревателя и других поверхностей нагрева за счет непрерывного роста плотных слоев отложений уменьшается, то и тепловая мощность котла непрерывно уменьшается. Поэтому определенному времени z отвечает определенная тепловая мощность агрегата, что нужно учитывать при проектировании и эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. И. П. Эпик. Влияние минеральной части сланцев на условия работы котлоагрегата. Эстгосиздат, 1961.
2. А. А. Отс. О процессах загрязнения топок при сжигании сланцев. Труды ТПИ, серия А, № 240, 1966.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Госэнергоиздат, 1957.
4. А. С. Невский. О влиянии загрязнения экранных поверхностей на эффективность работы экранов. «Теплоэнергетика», № 4, 1959.
5. А. А. Отс. Тепловое сопротивление отложений на экранных трубах. Труды ТПИ, серия А, № 206, 1963.
6. А. Оts. Soojusülekanne probleemide põlevkivi-tolmkütte kolletes. TPI Toimetused, seeria A, nr. 67, 1956.
7. И. П. Эпик, А. А. Отс. О коэффициенте загрязнения топки при пылевидном сжигании сланцев. Известия вузов, «Энергетика», № 8, 1962.
8. А. А. Отс. Распределение интенсивности излучения факела по глубине топочного пространства. Труды ТПИ, серия А, № 206, 1963.

Influence of the Fouling Screen-tubes for the Heat Transfer Conditions in Furnaces

Summary

In the article data are presented concerning investigation of heat transfer in the furnaces of pulverized oil-chale fuel-fired boilers BK3 75-39 Φ and TII-17. Screen — tubes in the furnaces of these boilers are coated by two-layer deposits. The thickness of both deposits layers increase in time and the temperature of gases leaving the furnace increase with it. For calculating the influence of the thermal resistance of the deposits layers the efficiency factor of screens is used, the values of which are given separately for both deposits layers. Considerations are presented concerning the influence of the size of cross-section of the furnace to the conditions of heat transfer in the furnaces.

УДК 662.67. 004. 12

Н. С. Розанов

ИССЛЕДОВАНИЕ ФРАКЦИОННОГО СОСТАВА МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ ТОПОЧНОГО СЛАНЦЕВОГО МАСЛА

Введение

При прямом сжигании эстонских горючих сланцев сгорает много компонентов, стоимость которых превышает их ценность как топлива. Для более рационального использования сланца Энергетическим институтом им. Г. М. Кржижановского предложена комплексная энергохимическая схема, которая предусматривает предварительную термическую переработку методом твердого теплоносителя. Этим наиболее ценные продукты разложения органического вещества сланца — олефиновые углеводороды, легкие фенолы, бензиновые фракции сланцевого масла идут для химического использования, а средне-тяжелая фракция сланцевого масла и отходы переработки используются в качестве топлива в парогенераторах.

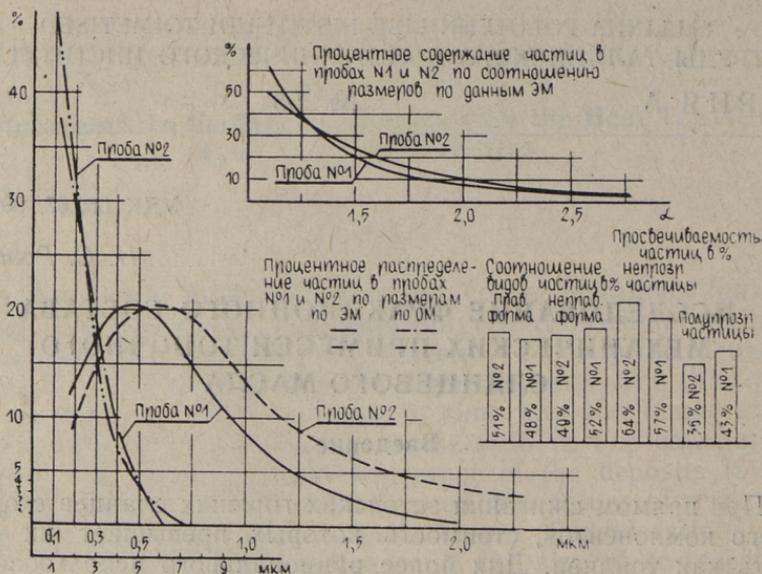
В настоящее время такое топочное сланцевое масло получается из опытно-промышленного агрегата, установленного на сланце-химическом комбинате г. Кивиыли ЭССР. Однако в этом масле содержатся механические примеси, которые по своему количеству, фракционному и вещественному составу могут оказать большое влияние на работу топливоподающих насосов и форсунок, а также на топочный процесс в целом.

Этим объясняется необходимость исследования самих механических примесей.

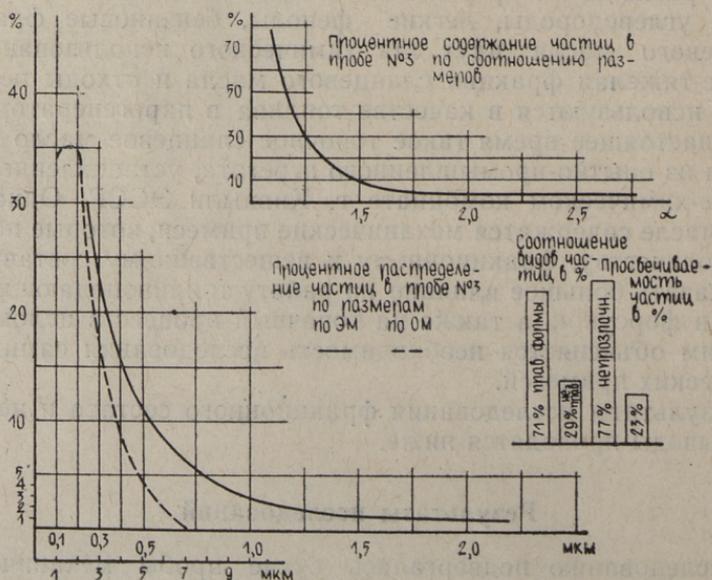
Результаты исследования фракционного состава и некоторые выводы приводятся ниже.

Результаты исследований

Исследованию подвергались сухие пробы механических примесей масла, полученного из опытно-промышленной установки, а также сухой остаток пробы сланцевого масла, взятого непосредственно перед форсункой котла ТП35-2,



Фиг. 1. Результаты исследования проб № 1 и № 2 механических примесей сланцевого масла в линейных координатах



Фиг. 2. Результаты исследования пробы № 3 механических примесей, полученной из неисправной установки в линейных координатах

установленного на ТЭЦ целлюлозного комбината им. В. Кингисеппа г. Таллин, в котором осуществлялось опытное сжигание этого масла.

Масло, полученное из опытно-промышленной установки, содержало в одном случае механических примесей 1,3%, в другом 3,5%, отсюда пробы мех. примесей условно обозначены соответственно № 1 и 2. Проба № 3 представляет собою материал механических примесей масла, полученный из неисправной установки (содержание его в масле 8,2%). Анализ этой пробы целесообразен для показа видимого влияния работы установки на фракционный состав механических примесей.

Исследование фракционного и вещественного состава механических примесей проведено по методике [1], которая предусматривает анализ частичек как под оптическим микроскопом (ОМ), так и электронном (ЭМ), с последующим построением кривых плотности распределения и ряда других характеристик в линейных координатах и натурально-логарифмических (диаграмма Колмогорова-Фай-Желева) [2].

Для оценки каждой пробы просчитано, замерено и оценено до 3000—4000 частиц по нескольким препаратам, приготовленным для микроскопов по методике, приведенной в [1].

Предварительные исследования первых препаратов всех проб под микроскопами показали, что частички проб склонны к слипанию и образованию агломератов, которые можно ошибочно принять за частички. Сами же пробы представляют собою слипшиеся скопления. Подсушка образцов проб при температуре 75°C и легкое подтряхивание дало достаточно представительные и достоверные препараты.

Результаты проведенной работы по пробам № 1 и № 2 представлены на фиг. 1 и 2.

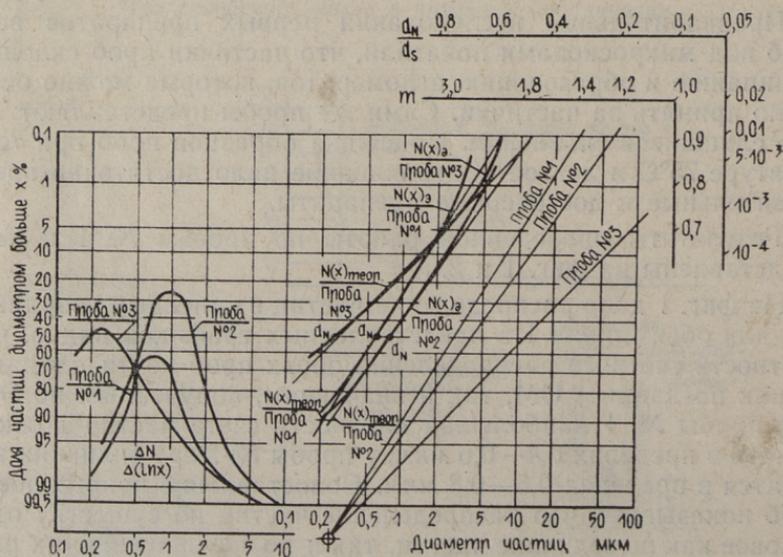
На фиг. 1 дано распределение частиц в линейных координатах для обеих проб. Из представленных графиков видно, что плотность счетного распределения обеих проб почти одинакова как по данным ОМ, так и значениям, полученным по ЭМ. Для пробы № 1 наибольшая плотность счета частиц должна лежать в пределах 0,4—0,6 мкм, у пробы № 2 эта величина находится в пределах 0,5—0,8 мкм. Сопоставление кривых обеих проб показывает, что распределение частиц по существу одинаковое как по величине частиц, так и по соотношению их размеров $\alpha = \frac{a}{b}$, где a — наибольший, b — наименьший размер частицы. Некоторое смещение одной кривой распределения (данные ЭМ) по отношению к другой вызвано, видимо, тенденцией умельчения состава, но может быть вызвано и точностью определения увеличения в электронном микроскопе.

Соотношение видов частиц проб № 1 и № 2, а также их просвечиваемость можно считать близкими в процентном отношении (см. фиг. 1). Так, правильной формы частичек в пробе № 1 ~ 47%, а в пробе № 2 ~ 54%. Непрозрачных частиц для ЭМ в пробе № 1 ~ 58%, а в пробе № 2 ~ 64%. Это указывает на то, что обе пробы имеют примерно одинаковый вещественный состав. Таким образом можно считать, что количество механических примесей не оказывает влияния на его качественный состав.

Сопоставляя вышеизложенные данные с результатами пробы № 3 (материал, полученный из неисправной установки) (фиг. 2), видно явное расхождение. Отсюда следует, что качество получения масла может предопределять и качество механических примесей.

Результаты распределения частиц по размерам, полученные для всех трех проб под оптическим микроскопом, показывает, что частички размером больше 6—8 мкм отсутствуют.

Более пристальное рассмотрение частичек показало, что основная масса непрозрачных для ЭМ частичек представляются правильной формы, из которых большая часть кристал-



Фиг. 3. Характеристики проб № 1, № 2 и № 3 механических примесей сланцевого масла на диаграмме КФЖ:

$N(x)_э$ — счетное распределение частиц по данным исследований,

$N(x)_теор$ — теоретическое логарифмически-нормальное счетное распределение частиц.

лическая. Полупрозрачные частицы неодинаковой просвечиваемости имеют более темные места, а по форме как этих мест, так и частичек в целом, являются неправильными.

Дальнейший анализ результатов совмещенных данных оптического и электронного микроскопов, проведенный на диаграммах КФЖ по методике [2] для первых двух проб (фиг. 3), показывает, что наибольшая плотность счетного распределения лежит для первой пробы согласно кривой $\frac{\Delta N}{\Delta(\ln x)}$, где ΔN — количество частиц в интервале размеров $x_n \dots x_{n+1}$, а $\Delta(\ln x) = \ln x_{n+1} - \ln x_n$ длина интервала размера на натурально-логарифмической оси, в пределах 0,50—1,00 мкм. Для пробы № 2 это значение находится в пределах 0,7—1,1 мкм. Построенные для первых двух проб кривые $\frac{\Delta N}{\Delta \ln(x)}$, а также кривая для пробы № 3 показывают незаконченность левой ветви, однако, в целом представляют вполне убедительно кривые нормально-го распределения. Незаконченность кривых обусловлена отсутствием возможности рассмотрения в ЭМ частиц меньших, чем 0,08 мкм, так как при больших увеличениях плотность электронных лучей возрастает, а непрозрачные частицы начинают плавиться.

Построение счетного распределения частиц — $N(x)$, для трех проб позволяет эти кривые сопоставить с теоретическим логарифмически-нормальным счетным распределением частиц — $N(x)_{\text{теор}}$. Из сопоставления этих данных видно их полное совпадение в пределах 5%—80% распределения. В результате этого установлен показатель равномерности распределения m , который для пробы № 1 равен 1,28, для пробы № 2 $m = 1,13$, для пробы № 3 это значение резко отличается от двух первых и равно 0,81. Последнее значение указывает на малую равномерность распределения и большую разницу по величине размеров частиц в пробе № 3, чем в пробах № 1 и № 2. Значение счетного медианного размера d_N , являющееся одновременно максимальной плотностью распределения частиц, для пробы № 1 может быть принят равным $\sim 0,59$ мкм, для пробы № 2 $d_N \approx 0,79$ мкм, а для пробы № 3 $d_N \approx 0,25$ мкм. Таким образом, подтверждено близкое совпадение результатов исследования первых двух проб и несостоятельность результатов пробы № 3.

Особый интерес представляет рассмотрение сухого остатка сланцевого масла, проба которого взята непосредственно перед форсункой. Этим должны изучаться примеси, попавшие в топливный тракт и направляющиеся через форсунку в топку. Сланцевое масло, предусмотренное для его пробного сжи-

гания, хранилось в запасных бетонных емкостях и содержало согласно данным ОРГРЭС 3,23% механических примесей. Подогрев топлива осуществлялся паровым змеевиком до $t = 40^{\circ}\text{C}$ и подавался винтовым насосом МВН-6 через фильтры грубой и тонкой очистки к котлу.

Анализируемый сухой остаток получен путем отстоя, фильтрации и подсушки. Последнее дало возможность получить достаточно качественные пробы для их рассмотрения в ЭМ.

Значения счетного распределения частиц сухого остатка дали ясно понять, что этот остаток содержит значительно больше мелких частиц, чем пробы № 1 и № 2. Примерно 60—75% оцененных частиц размером меньше 0,45 мкм. Однако более важным оказывается форма самих частиц. Кромки большинства частиц угловаты и остры, по форме же напоминают кристаллы.

Отсюда появление царапин на поверхностях форсунок, их быстрый износ и выход из строя топливоподающих насосов.

Появление частиц кристаллической формы может быть объяснено их попаданием в масло со стенок бетонных емкостей.

Выводы

1. Частички механических примесей склонны к слипанию и могут образовывать довольно крупные агломераты.

2. Фракционный и вещественный состав механических примесей в сланцевом масле, полученный методом твердого теплоносителя, согласно настоящим исследованиям зависит не столько от количества примесей в масле, сколько от качества получения масла.

3. В механических примесях частичек размером более 8 мкм не обнаружено. Минимальный размер исследованных частичек 0,08 мкм. Большие увеличения в электронном микроскопе приводят к большей плотности электронного пучка и плавают более плотные и крупные частички.

4. Исследования показали, что частички механических примесей подчиняются, в основном, теоретическому логарифмически-нормальному счетному распределению частиц.

5. Механические примеси сланцевого масла, полученные из исправной установки, имеют достаточно равномерное распределение по размерам. Показатель равномерности m находится в пределах 1,1—1,3, а средний счетный медианный размер d_N , являющийся и показателем максимальной плотности распределения, равен 0,5—0,8 мкм.

6. В механических примесях может содержаться непрозрачных для ЭМ частиц до 70%, из которых большинство представляются кристаллическим веществом.

7. Анализ сухого остатка масла (мех. примесей 3,23%), поступавшего в топку для опытного сжигания, показал, что в нем содержится большое количество, на наш взгляд, инородных мелких частиц кристаллической формы, обладающих абразивными свойствами. Отсюда царапины на внутренних поверхностях форсунок, их быстрый износ и выход из строя топливоподающих насосов.

8. Для оценки сланцевого масла и его примесей, полученных из опытно-промышленной установки, пробы целесообразно брать непосредственно перед топливными форсунками и из свежеполученного масла.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. С. Розанов, Г. А. Соо. К вопросу микроскопического исследования частиц пылевидных сланцев. Труды ТПИ, серия А, № 240, 1966.
2. Л. М. Бйспуу. Использование диаграммы Колмогорова-Фая-Желева при исследовании некоторых рассевов эстонских горючих сланцев. Труды ТПИ, серия А, № 226, 1965.

Untersuchungen der Fraktionszusammensetzung der mechanischen Beimengungen im Heizschieferöl

Zusammenfassung

Mit der festen Wärmeträger-Methode erhaltenes Schieferöl enthält mechanische Beimengungen. Die Qualität und Quantität der Beimengungen beeinflusst die Arbeit der Brennstoffanlage und der Verbrennung.

Die Untersuchungen der Beimengungspartikeln wurden optisch und im Elektronenmikroskop durchgeführt und zeigten daß die Partikeln meist klebrig sind und den Ansatz zum Agglomerieren haben. Die faktischen Größen der Partikeln liegen im Bereich einiger mkm, teilweise bis 8 mkm. Die Medianengröße, die ebenfalls auch das Maximum der Verteilungsdichte ist, beträgt 0,5-0,8 mkm. Die mechanischen Beimengungen enthalten bis 70% feste Partikelchen, die eigentlich Kristallkörner sind. Die letzten aber können die Brennstoffpumpen und die Düsenbrenner endgültig verschleifen schon nach einigen Hundert Arbeitsstunden. Die Fraktionszusammensetzung hängt nicht so viel von dem Prozent der Beimengungen im Öl ab, als von der Qualität des Erhaltens des Schieferöles.

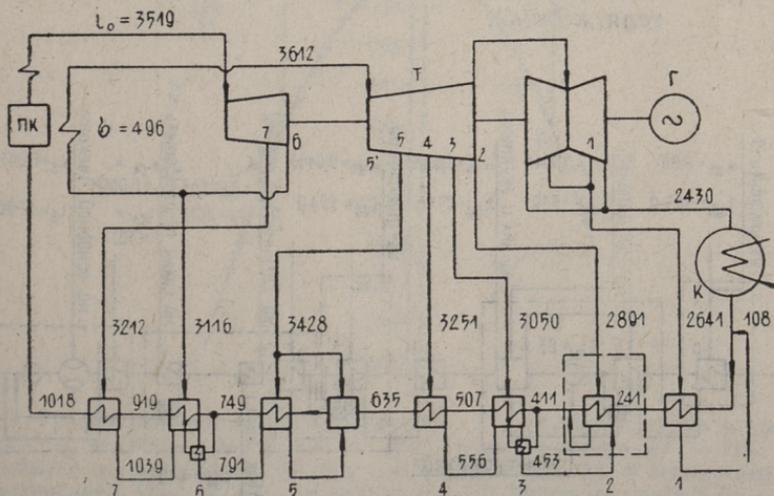
УДК 621. 165. 001. 24

А. М. Кузнецов

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПАРА РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ОТБОРОВ НА К.П.Д. ТУРБОУСТАНОВКИ

Для определения изменения работы одного кг свежего пара современной паротурбинной установки в зависимости от изменения подогрева питательной воды в подогревателе (Π_j) и соответствующего изменения давления отборного пара при постоянных давлениях пара во всех остальных отборах получены точные формулы [1]. Эти формулы имеют реальный физический смысл и на его основе могут быть записаны без вывода для отборов современных паровых турбин.

В качестве конкретного примера рассмотрим тепловую схему турбины К-200-130 (фиг. 1). Давления отборов 7 и 6 этой турбины связаны с температурой питательной воды и давлением промежуточного перегрева пара и в данной работе при-



Фиг. 1. Тепловая схема турбоустановки К-200-130; 7, 6 ... 1 номера отборов и соответствующих регенеративных подогревателей. У линий, изображающих трубопроводы, написаны значения энтальпий в кДж/кг

няты постоянными. Формулы изменения работы 1 кг свежего пара для отборов 5 — 1 имеют вид:

$$(H'_0 - H_0) \lambda = (1 - \beta'_5) \Delta \tau_5 (\eta_6 - \eta_5) - \alpha'_5 \Delta i_5 (1 - \eta_5), \quad (1)$$

$$(H'_0 - H_0) \lambda = \alpha'_{к1} \Delta \tau_4 (\eta_5 - \eta_4) - \alpha'_4 \Delta i_4 (1 - \eta_4) - \alpha'_4 \Delta \gamma_4 (\eta_4 - \eta_3), \quad (2)$$

$$(H'_0 - H_0) \lambda = \alpha'_{к1} \Delta \tau_3 (\eta_4 - \eta_3) - \alpha'_3 \Delta i_3 (1 - \eta_3), \quad (3)$$

$$(H'_0 - H_0) \lambda = (\alpha'_{к1} - \beta'_2) \Delta \tau_2 (\eta_3 - \eta_2) - \alpha'_2 \Delta i_2 (1 - \eta_2), \quad (4)$$

$$(H'_0 - H_0) \lambda = \alpha'_{к2} \Delta \tau_1 (\eta_2 - \eta_1) - \alpha'_1 \Delta i_1 (1 - \eta_1), \quad (5)$$

где штрих означает, что данная величина берется в измененном случае (после изменения давления данного отбора).

H_0 — эквивалентное теплопадение (работа 1 кг) свежего пара,

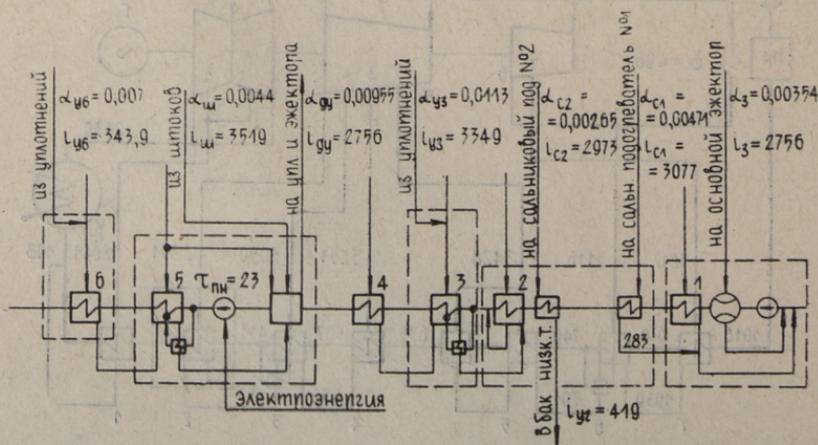
$\lambda = \frac{Q}{Q_0}$ — отношение действительного расхода тепла на турбоустановку Q к условному Q_0 (объяснение Q и Q_0 приводится ниже),

β_j — доля дренажа (по отношению к свежему пару), сливающегося в подогреватель j ,

$\Delta \tau_j$ — изменение энтальпии питательной воды на выходе из подогревателя, кдж/кг,

Δi_j — изменение энтальпии отборного пара, кдж/кг,

$\Delta \gamma_j$ — изменение энтальпии дренажа данного подогревателя, кдж/кг,



Фиг. 2. Схема использования тепла протечек пара из уплотнений, тепла вспомогательных теплообменников и питательного насоса

- α_j — доля отбора,
- $\alpha_{кд}$ — доля основного конденсатора, поступающего в деаэратор,
- $\alpha_{к2}$ — доля основного конденсата, поступающего во второй подогреватель из первого,
- η_j — к.п.д. отбора.

Здесь Δt_j , $\Delta \gamma_j$ и Δi_j приняты положительными, если давление отбора повышается.

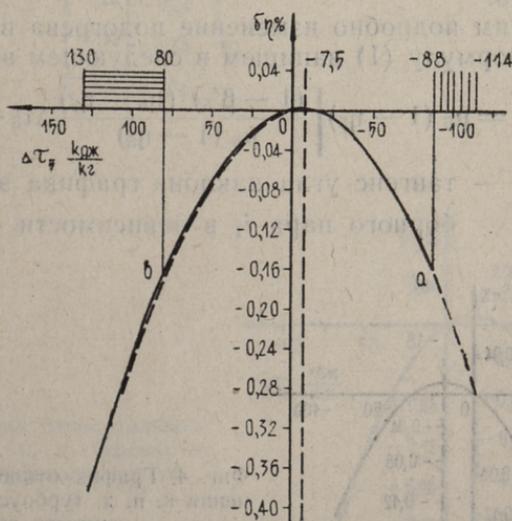
Методика определения к.п.д. отборов для турбин без промежуточного перегрева и с промежуточным перегревом приведена в [2] и [3]. На фиг. 2 дана схема использования тепла протечек пара из уплотнений и тепла вспомогательных теплообменников. Доли отборов определяются с учетом этих факторов.

Внутренний абсолютный к.п.д. турбоустановки определяется формулой

$$\eta = \frac{H_0}{Q_0}, \quad (6)$$

где $Q_0 = i_0 - t_{пв} + \sigma$,

i_0 и $t_{пв}$ — энтальпия свежего пара и питательной воды, кДж/кг,



Фиг. 3. График относительного изменения к. п. д. турбоустановки в зависимости от величины подогрева в П5. Подогрев воды от -114 до -88 кДж/кг осуществляется за счет тепла дренажа из П6 и вспомогательных источников. При $\Delta t_5 = -88$ кДж/кг $a_5 = 0$. Отбор на участке от -88 до $+80$ повышает к.п.д. турбоустановки по сравнению с отсутствием отбора (точка «а»), а на участке $80 \div 130$ ухудшает его, т. к. в этой области η ниже точки «в». (Точки «а» и «в» имеют одинаковое $\delta\eta$)

σ — повышение энтальпии пара в промежуточном пароперегревателе, *кдж/кг*.

Относительное изменение к.п.д. турбоустановки равно

$$\delta\eta = \frac{\eta' - \eta}{\eta} = \frac{H'_0 - H_0}{Q_0\eta} = \frac{(H'_0 - H_0)\lambda}{Q\eta}, \quad (7)$$

где $Q = i_0 - t_{пн} + \alpha_{пн}\sigma$ — действительный расход тепла на турбоустановку,

$\alpha_{пн}$ — доля расхода пара через промежуточный пароперегреватель.

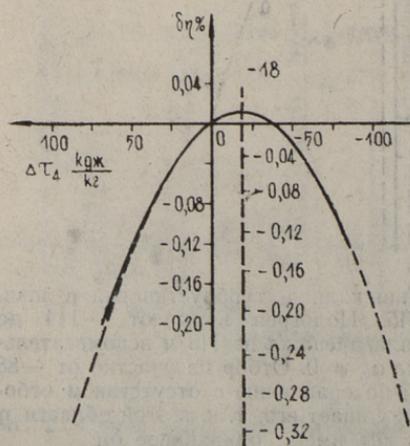
Для турбины К-200-130 (фиг. 1 и 2) $\lambda = 0,98$, $\eta = 0,44$, $Q = 2931$ *кдж/кг*.

На фигурах 3—7 сплошными линиями даны графики относительного изменения к.п.д. турбоустановки, построенные по формулам (5 — 1), с применением формулы 7. Начало координат соответствует заводскому положению отбора. Максимум $\delta\eta$ соответствует оптимальной величине подогрева в данном подогревателе $\Delta\tau_0$. Следует отметить, что все кривые фиг. 3 — 7 очень близко приближаются к параболам. Представляет интерес получить упрощенные формулы для определения ухудшения к.п.д. турбины из-за отклонения места отбора от оптимального.

Рассмотрим подробно изменение подогрева в пятом подогревателе. Формулу (1) запишем в следующем виде:

$$(H'_0 - H_0)\lambda = \mu_6 (1 - \eta_5) \left[\frac{(1 - \beta'_5)(\eta_6 - \eta_5)}{\mu_6 (1 - \eta_5)} \Delta\tau_5 - \alpha'_5 \Delta\tau_5 \right] (8),$$

где $\mu_6 = \frac{\Delta i_5}{\Delta\tau_5}$ — тангенс угла наклона графика энтальпии отборного пара i_5 в зависимости от энтальпии

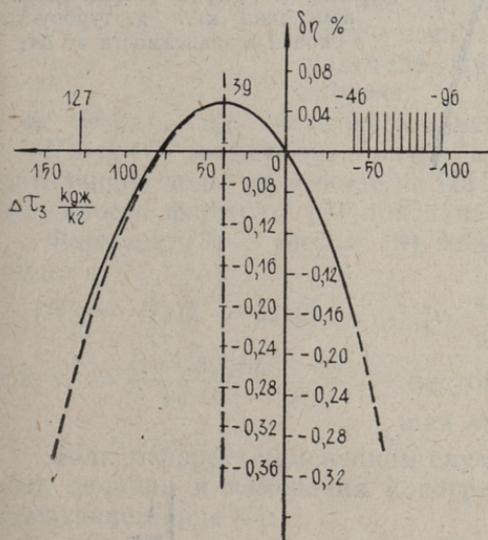


Фиг. 4. График относительного изменения к. п. д. турбоустановки в зависимости от $\Delta\tau_4$

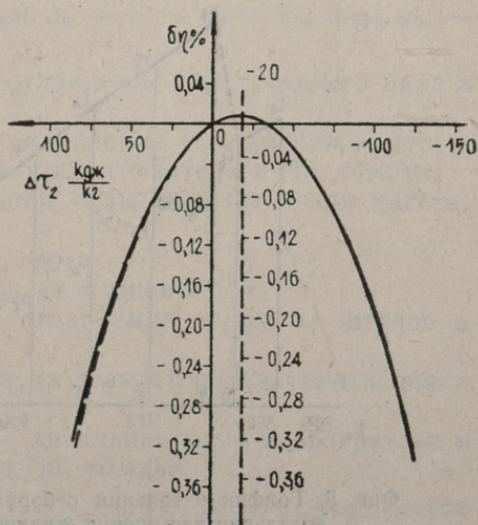
насыщения жидкости в подогревателях $t_{н3}$,
 фиг. 8, на участках между отборами 5 и 6.

$1 - \beta_5' = 1 - \alpha_7 - \alpha_6' - \alpha_{y6}$ — доля нагреваемой воды за
 вычетом доли дренажа, сливающегося из ох-
 ладителя дренажа вышестоящего подогрева-
 теля после изменения давления отбора № 5.

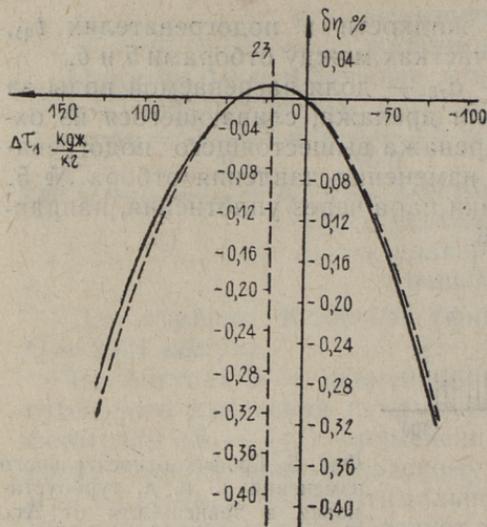
α_{y6} — доля протечки пара через уплотнения, направ-
 ленная в П6.



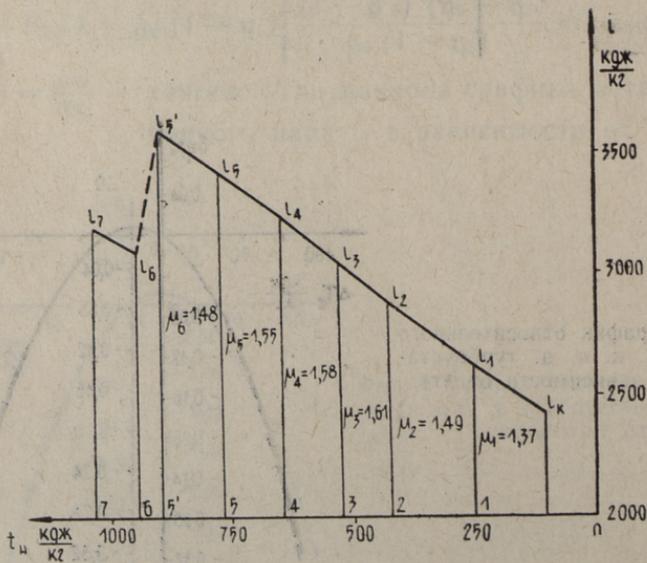
Фиг. 5. График относительного
 изменения к. п. д. турбоуста-
 новки в зависимости от ΔT_3 .
 Подогрев воды от -96 до
 -46 кдж/кг происходит теплом
 дренажа из П4 и паром из уп-
 лотнений



Фиг. 6. График относительного
 изменения к. п. д. турбоуста-
 новки в зависимости от ΔT_2



Фиг. 7. График относительного изменения к. п. д. турбоустановки в зависимости от ΔT_1



Фиг. 8. График энтальпии отборного пара в зависимости от энтальпии насыщения жидкости в подогревателях

Независимой переменной в формуле (8) является $\Delta\tau_5$. Изменяются в зависимости от $\Delta\tau_5$ величины β_5' и α_5' . Все остальные величины правой части остаются постоянными и находят-ся из исходной тепловой схемы.

Величина $1 - \beta_5'$ записывается через параметры исходной и измененной схемы следующей формулой:

$$1 - \beta_5' = (1 - \beta_5) \frac{q_6}{q_6'}, \quad (9)$$

где $q_6 = i_6 - t_{д6}$ — количество тепла, отдаваемое греющим паром в шестом подогревателе и его охладителе дренажа в исходном случае, *кдж/кг*;

$q_6' = q_6 - \Delta\tau_5$ — то же в измененном случае, *кдж/кг*.

Разность между энтальпией дренажа шестого отбора и энтальпией воды на выходе из П5 принята постоянной. Справедливость формулы (9) показана в [3].

Формулу (8) с учетом (9) можно записать в следующем виде:

$$(H'_0 - H_0)\lambda = \mu_6 (1 - \eta_5) \left[v_5 \frac{q_6}{q_6'} \Delta\tau_5 - \alpha'_5 \Delta\tau_5 \right], \quad (10)$$

где $v_5 = \frac{(1 - \beta_5) (\eta_6 - \eta_5)}{\mu_6 (1 - \eta_5)}$ — постоянная величина, не завися-щая от $\Delta\tau_5$.

Долю отбора в измененном случае в зависимости от исход-ных величин и изменения подогрева $\Delta\tau_5$ можно выразить в следующем виде [1]:

$$\alpha'_5 = \frac{\alpha_5 q_5 q_6 + G \Delta\tau_5}{q'_5 q'_6},$$

где $G = (1 - \alpha_7 - \alpha_6 - \alpha_{y6}) q_6 + \gamma_5 - \tau_5 + \tau_{пн} + \alpha_{ш} q_{ш} - \alpha_{ду} q_{ду}$,

q_5 — количество тепла, отдаваемое 1 кг греющего пара в П5, *кдж/кг*;

γ_5 — количество тепла, отдаваемое 1 кг дренажа, посту-пающего из шестого подогревателя в П5, *кдж/кг*;

$\tau_{пн}$ — повышение энтальпии воды в питательном насосе, *кдж/кг*;

τ_5 — то же, что П5;

$\alpha_{ш}$ — доля протечки пара из штоков в П5;

$q_{ш}$ — количество тепла, отдаваемое паром из штоков в П5;

$\alpha_{ду}$ — доля расхода пара из деаэратора на уплотнения и эжектора;

$q_{ду} = i_a - t_4$, где i_a и t_4 — энтальпия пара в деаэраторе и воды на выходе из П4, *кдж/кг*.

Для подогревателей 5, 2, 1, в которых дренаж смешивается с основным потоком конденсата, согласно тепловым балансам

этих подогревателей $q_j = i_j - t_{j-1}$ и $\gamma_j = t_{dj+1} - t_{j-1}$, где i — энтальпия пара, t — энтальпия воды на выходе из подогревателя и t_d — энтальпия дренажа, кДж/кг .

Количество тепла, отдаваемое 1 кг греющего пара в П5 с увеличением давления отбора равно

$$q'_5 = q_5 + \mu_6 \Delta \tau_5. \quad (12)$$

Подставив α'_5 в уравнение (10) с учетом (12), найдем:

$$(H'_0 - H_0)\lambda = \mu_6 (1 - \eta_5) \left[\frac{(v_5 - \alpha_5)q_6 q_5 \Delta \tau_5 + (v_5 q_5 \mu_6 - G)\Delta \tau_5^2}{q'_5 q'_5} \right]. \quad (13)$$

В [1] показано, что условием оптимального места отбора при остальных заданных является $\alpha_5 = v_5$, т. е. при этом условии к. п. д. турбоустановки имеет максимум. Если за начало отсчета принять вершину графика фиг. 3, то с учетом последнего условия после замены величины G формула (13) примет вид:

$$(H'_0 - H_0)\lambda = \frac{\mu_6(1 - \eta_5)\Delta \tau_5^2}{q'_5} \left[(1 - \beta'_5) + \frac{\left\{ \gamma_5 - \tau_5 + \tau_{\text{пн}} + \alpha_{\text{ш}} q_{\text{ш}} - \alpha_{\text{ду}} q_{\text{ду}} - v_5 \mu_6 q_6 \right\}}{q'_6} \right],$$

Выражением в фигурных скобках можно пренебречь, т. к. оно составляет 2,5% от $1 - \beta'_5$. Тогда получим

$$(H'_0 - H_0)\lambda = -\mu_6(1 - \eta_5) \frac{\alpha'_{\text{нв}}}{q'_5} \Delta \tau_5^2, \quad (14)$$

где $\alpha'_{\text{нв}} = 1 - \beta'_5$.

При увеличении давления пятого отбора q'_5 и $\alpha_{\text{нв}}$ возрастают приблизительно с одинаковой скоростью и их отношение практически остается постоянной величиной (табл. 1), поэтому изменения q'_5 и $\alpha_{\text{нв}}$ можно не учитывать. Тогда

Таблица 1

$\Delta \tau_5, \text{кДж/кг}$	$\alpha'_{\text{нв}}$	$q'_5, \text{кДж/кг}$	$\alpha'_{\text{нв}}/q'_5$
125	0,940	2966	0,000316
84	0,922	2912	0,000317
42	0,905	2855	0,000317
0	0,887	2793	0,000318
-42	0,872	2730	0,000319
-84	0,857	2665	0,000320

$$(H'_0 - H_0)\lambda = -\mu_6(1 - \eta_5) \frac{\alpha_{\text{нв}}}{q_5} \Delta\tau_5^2. \quad (15)$$

С учетом, что $\mu_6 \cdot \Delta\tau_5 = \Delta i_5$ формулу (15) можно записать в виде

$$(H'_0 - H_0)\lambda = -(1 - \eta_5) \frac{\alpha_{\text{нв}} \Delta\tau_5}{q_5} \Delta i_5. \quad (16)$$

Формула (16) имеет следующее простое физическое объяснение. Величина $\alpha_{\text{нв}} \cdot \Delta\tau_5 / q_5$ приблизительно равна изменению доли отбора $\Delta\alpha_5 = \alpha'_5 - \alpha_5$.

Величина тепла $\alpha_{\text{нв}} \Delta\tau_5 \Delta i_5 / q_5$ в исходном случае полностью превращалась в механическую работу турбины. В новом случае это является потерей работы турбины из-за увеличения энтальпии отборного пара на Δi_5 . Эта величина тепла в новом случае поступает в подогреватель, где используется с к. п. д. η_5 . В результате последнего имеется возврат работы $\eta_5 \cdot \alpha_{\text{нв}} \Delta\tau_5 \Delta i_5 / q_5$.

В случае понижения давления пятого отбора в формулы (8) ÷ (16) вместо μ_6 войдет μ_5 — тангенс угла наклона графика фиг. 8 между отборами 5 и 4. В общем случае можно применить среднее арифметическое значение μ_{5c} из μ_6 и μ_5 .

Аналогично можно получить формулы и для других отборов, но их можно получить и по физическому смыслу. Для отборов 4—1 (фиг. 1) имеем:

$$(H'_0 - H_0)\lambda = -\mu_{4c}(1 - \eta_4) \frac{\alpha_{\text{кд}} \Delta\tau_4^2}{q_4}, \quad (17)$$

$$(H'_0 - H_0)\lambda = -\mu_{3c}(1 - \eta_3) \frac{\alpha_{\text{кд}} \Delta\tau_3^2}{q_3}, \quad (18)$$

$$(H'_0 - H_0)\lambda = -\mu_{2c}(1 - \eta_2) \frac{\alpha_{\text{кд}} (-\beta_2) \Delta\tau_2^2}{q_2}, \quad (19)$$

$$(H'_0 - H_0)\lambda = -\mu_{1c}(1 - \eta_1) \frac{\alpha_{\text{к}_2} \Delta\tau_1^2}{q_1}. \quad (20)$$

В общем случае формула изменения работы 1 кг свежего пара на основе формул (16) — (20) получит вид

$$(H'_0 - H_0)\lambda = -\mu_{jc}(1 - \eta_j) \frac{\alpha_{\text{нв}} \Delta\tau_j}{q_j}, \quad (21)$$

где $\alpha_{\text{нв}}$ — доля нагреваемой воды за вычетом доли дренажа, если последний поступает из охладителя.

Относительные изменения к. п. д., найденные по формулам (16) — (20) и (7), даны пунктиром на фиг. 3 — 7. Пунктирные графики (параболы) несущественно отличаются от сплошных, построенных по точным формулам (1) — (5), а в некоторых случаях они совпадают. Пунктирная ось проходит через вершину графика. Вершина графика соответствует оптимальной величине подогрева в данном подогревателе.

Следует отметить, что формула (21) справедлива в случае, если отбор расположен оптимально. Если неизвестно оптимальное место отбора, то во избежание ошибок следует применять формулы (1 — 5).

Например (фиг. 5), если третий отбор взять на одну ступень выше по сравнению с заводским, то место отбора будет оптимальное, что повысит к. п. д. турбоустановки на 0,05%. Перенос третьего отбора на две ступени выше не изменяет к. п. д. турбоустановки, а на одну ступень ниже ухудшает его на 0,15%.

Таблица 2

$\Delta\tau_5 = \frac{(v_5 - a_5)q_5}{2[(1 - \beta_5) - v_5 \mu_n + \frac{v_5 - \tau_{5n}}{q_6}]}$	$v_5 = (1 - \beta_5) \frac{(\eta_6 - \eta_5)}{\mu_n (1 - \eta_5)}$
$\Delta\tau_4 = \frac{(v_4 - a_4)q_4}{2[\alpha_{кд} - v_4 (\mu_n - 1)]}$	$v_4 = \frac{\alpha_{кд}(\eta_5 - \eta_4)}{\mu_n (1 - \eta_4) + \eta_4 - \eta_5}$
$\Delta\tau_3 = \frac{(v_3 - a_3)q_3}{2[\alpha_{кд} - v_3 \mu_n + \alpha_{кд} \frac{\gamma_3}{q_4}]}$	$v_3 = \frac{\alpha_{кд}(\eta_4 - \eta_3)}{\mu_n (1 - \eta_3)}$
$\Delta\tau_2 = \frac{(\gamma_2 - a_2)q_2}{2[(\alpha_{кд} - \beta_2) - v_2 \mu_n + \alpha_{кд} \frac{\gamma_2 - \tau_{2n}}{q_3}]}$	$v_2 = (\alpha_{кд} - \beta_2) \frac{(\eta_3 - \eta_2)}{\mu_n (1 - \eta_2)}$
$\Delta\tau_1 = \frac{(v_1 - a_1)q_1}{2[\alpha_{к2} - v_1 \mu_n]}$	$v_1 = \frac{\alpha_{к2}(\eta_2 - \eta_1)}{\mu_n (1 - \eta_1)}$

В [1] получены точные формулы определения оптимальной величины подогрева в подогревателе турбоустановки К-200-130 (табл. 2). Если в знаменателях формул $\Delta\tau_j$ (табл. 2) пренебречь вторым и третьим членами, то формулы сильно упростятся и их знаменатель будет равен удвоенному количеству нагреваемой жидкости за вычетом дренажа, если последний поступает из охладителя. При этом ошибка в определении $\Delta\tau_j$ составляет 2—10% от $\Delta\tau_j$. В общем случае формула определения $\Delta\tau_j$ получит вид

$$\Delta\tau_j = \frac{(v_j - a_j)q_j}{2\alpha_{нв}} \quad (22)$$

Формулой (22) можно пользоваться для выяснения оптимального места отбора перед применением формулы (21), а также при оптимальном распределении регенеративного подогрева питательной воды современных турбоустановок.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. М. Кузнецов. «Теплоэнергетика» № 12, 1965.
2. В. Я. Рыжкин, А. М. Кузнецов. «Теплоэнергетика» № 6, 1965.
3. А. М. Кузнецов. «Теплоэнергетика» № 7, 1965.

A. Kuznetsov

Einfluß der Veränderung des Regenerativentnahmedampfdruckes auf den Wirkungsgrad der Dampfturbine

Zusammenfassung

Im Artikel gibt es genaue und annähernde Formeln, die ermöglichen, die optimale Größe der Speisewasser in Regenerativheizgeräten zu finden.

Die Anwendung der Formeln ist mit dem Beispiel der Dampfkraftturbine 200 mgWt Stärke illustriert.

УДК 621.165.001.24

А. М. Кузнецов

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ
ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА
ОПТИМАЛЬНУЮ ВЕЛИЧИНУ ПОДОГРЕВА ВОДЫ
В РЕГЕНЕРАТИВНОМ ПОДОГРЕВАТЕЛЕ**

Влияние различных изменений вида (структуры) и параметров тепловой схемы на оптимальное место регенеративного отбора исследуем на примере турбоустановки К-200-130. Давление пара верхних отборов 7 и 6 этой турбины примем постоянными. Здесь так же как и в [1] отборы пронумерованы, начиная от конденсатора. Вначале рассмотрим влияние различных факторов на оптимальное место пятого отбора. К. п. д. отборов η_j определяются последовательно, начиная с первого отбора от конденсатора. Методика их определения дана в [2], а численные значения для турбин К-200-130 даны в табл. 1.

Таблица 1

К. п. д. отборов η_j и турбоустановки η (К-200-130) без учета влияния протечек пара из уплотнений, насосов и вспомогательных теплообменников

$\eta_1 = 0,083$	$\eta_5 = 0,322$
$\eta_2 = 0,170$	$\eta_6 = 0,348$
$\eta_3 = 0,221$	$\eta_7 = 0,377$
$\eta_4 = 0,281$	$\eta = 0,452$

К. п. д. отборов не зависят от величины отборов и от изменения параметров пара, воды и дренажей отборов, расположенных выше данного, т. е. имеющих более высокое давление. Доли отборов α_j определяются с верхнего отбора от котла. Они не зависят от изменений, происходящих ниже. Например, при увеличении давления и энтальпии пара отбора 5, к. п. д. отборов 1 ÷ 4 и доля отбора α_7 не изменяются. Эти обстоятельства позволяют уменьшить объем вычислений.

Исследованию подлежит участок тепловой схемы с несколькими подогревателями, где происходит изменение, так

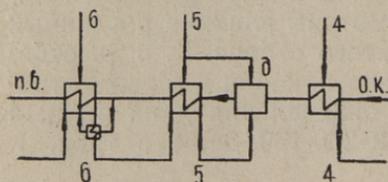
как у остальных подогревателей структура схемы и параметры остаются без изменений. Оптимальное место отбора будем определять по изменению энтальпии воды на выходе из подогревателя $\Delta\tau_j$ по формуле (22) [1], которая имеет вид

$$\Delta\tau_j = \frac{(v_j - a_j) q_j}{2a_{нв}}, \quad (1)$$

где, v_j — безразмерный коэффициент,

$a_{нв}$ — доля нагреваемой воды по отношению к свежему пару за вычетом доли дренажа, если последний поступает из охладителя,

q_j — количество тепла, отдаваемое 1 кг греющего пара, *кжд/кг*. За положительное направление примем смещение отбора в сторону повышения давления (вверх). Выражение коэффициента v_j для рассматриваемого варианта получим из формулы изменения работы 1 кг свежего пара путем выделения из нее постоянной величины. Формулы приращения работы легко могут быть написаны по их физическому смыслу [3]. Влияние различных изменений найдем путем сравнения вариантов. Рассмотрим подробно следующий вариант.



Фиг. 1. Участок тепловой схемы турбоустановки К-200-130 к расчету варианта 1; 4, 5, 6 — регенеративные подогреватели и соответствующие отборы; O. K. — основной конденсат; п. в. — питательная вода; d — деаэрактор

Вариант № 1. Тепловая схема без протечек насосов и вспомогательных теплообменников (фиг. 1), в остальном все соответствует заводской схеме, параметры пара и воды которой даны на фиг. 1 [1].

Изменение работы 1 кг свежего пара, обусловленное повышением давления отбора 5 варианта 1, определяется формулой:

$$(H'_0 - H_0)\lambda = (1 - \beta'_5) \Delta\tau_5 (\eta_6 - \eta_5) - \alpha'_5 \Delta i_5 (1 - \eta_5), \quad (2)$$

где $1 - \beta'_5 = (1 - \alpha_7 - \alpha_6) \frac{q_6}{q'_6} = (1 - \beta_5) \frac{q_6}{q'_6}$ — доля нагреваемой воды для схемы без утечек пара из уплотнений и вспомогательных источников тепла,

$\Delta i_5 = \mu_5 \Delta\tau_5$ — изменение энтальпии отборного пара, *кдж/кг*, μ_5 — коэффициент пропорциональности (штрих означает, что величина берется после изменения параметров или структуры схемы).

Вынося постоянные величины второго слагаемого, где имеется доля отбора α_j , за скобки, формулу (2) запишем в виде

$$(H'_0 - H_0)\lambda = \mu_5(1 - \eta_5) \left[v_5 \frac{q_6}{q'_6} \Delta\tau_5 - \alpha'_5 \Delta\tau_5 \right], \quad (3)$$

где $v_5 = \frac{(1 - \alpha_7 - \alpha_6)(\eta_6 - \eta_5)}{\mu_5(1 - \eta_5)}$ — постоянный коэффициент, не зависящий от изменения давления отбора, т. к. все его величины определяются из исходной тепловой схемы варианта 1.

Доли отборов без учета наличия насосов, протечек пара из уплотнений и вспомогательных теплообменников равны:

$$\alpha_7 = \frac{\tau_7}{q_7} = \frac{99}{2173} = 0,457,$$

$$\alpha_6 = \frac{\tau_6 - \alpha_7 \gamma_6}{q_6} = \frac{170 - 0,457 \cdot 248}{2325} = 0,0682,$$

$$\alpha_5 = \frac{\tau_5 - (\alpha_7 + \alpha_6) \gamma_5}{q_5} = \frac{114 - 0,1139 \cdot 156}{2793} = 0,0346.$$

Величины тепла, отдаваемого одним килограммом греющего пара q_j , величины подогрева воды в подогревателях τ_j и тепла, отдаваемого дренажом γ_j (кДж/кг), найденные по параметрам схемы фиг. 1 [1], даны в табл. 2.

Таблица 2

Параметры тепловой схемы турбины К-200-130

$q_7 = 2173$	$\tau_7 = 99$	—
$q_6 = 2325$	$\tau_6 = 170$	$\gamma_6 = 248$
$q_5 = 2793$	$\tau_5 = 114$	$\gamma_5 = 156$
$q_4 = 2595$	$\tau_4 = 128$	—
$q_3 = 2597$	$\tau_3 = 96$	$\gamma_3 = 203$
$q_2 = 2650$	$\tau_2 = 170$	$\gamma_2 = 212$
$q_1 = 2533$	$\tau_1 = 133$	—

Найдем значение v_5 :

$$v_5 = \frac{(1 - \alpha_7 - \alpha_6)(\eta_6 - \eta_5)}{\mu_5(1 - \eta_5)} = \frac{0,8861 - 0,026}{1,55 \cdot 0,678} = 0,0219.$$

Здесь принято с последующей проверкой $\mu_5 = 1,55$ в предположении, что давление пятого отбора уменьшится, т. е. отбор сместится вниз. Значения μ_j приведены на фиг. 8 [1].

Изменение величины подогрева для оптимального размещения отбора схемы варианта 1 равно:

$$\Delta\tau_5 = \frac{(v_5 - \alpha_5)q_5}{2(1 - \alpha_7 - \alpha_6)} = \frac{(0,0219 - 0,0346)2793}{2 \cdot 0,8861} = -20 \text{ кДж/кг.} \quad (4)$$

В заводской схеме с учетом протечек пара из уплотнений и повышения энтальпии воды в питательном насосе для оптимального размещения отборов подогрев в пятом подогревателе нужно уменьшить на $7,5 \text{ кДж/кг}$. В варианте 1 по сравнению с заводским вариантом подогрев в П5 должен быть ниже на $20 - 7,5 = 12,5 \text{ кДж/кг}$. То есть в реальной схеме с учетом протечек пара из уплотнений и других источников тепла подогрев воды в П5 должен быть на $12,5 \text{ кДж/кг}$ больше, чем в схеме без учета влияния вспомогательных источников тепла. Смещение отбора по сравнению с исходной схемой произошло вниз, следовательно, μ_5 выбрано правильно. В дальнейшем не будем упоминать о выборе μ , однако это всегда имеется в виду.

Уменьшение энтальпии пара пятого отбора равно

$$\Delta i_5 = \mu_5 \cdot \Delta \tau_5 = 1,55 \cdot 20 = 31 \text{ кДж/кг.}$$

Новое значение в связи с изменением давления пятого отбора получают следующие параметры, численное значение которых в кДж/кг равно:

$$\begin{aligned} i_5 &= 3428 - 31 = 3397 & q_6 &= 3116 - 771 = 2345 \\ t_5 &= 749 - 20 = 729 & q_5 &= 3397 - 635 = 2762 \\ t_{д6} &= 791 - 20 = 771 \\ \tau_6 &= 919 - 729 = 190 & \gamma_6 &= 1039 - 771 = 268 \\ \tau_5 &= 729 - 635 = 94 & \gamma_5 &= 771 - 635 = 136 \end{aligned}$$

где i_j , t_j и $t_{дj}$ — энтальпии отборного пара, воды на выходе из подогревателя и дренажа, кДж/кг .

С целью проверки найденного решения и уменьшения ошибки, если таковая имеется, примем новые параметры за исходные и вторично найдем $\Delta \tau_5$.

Доли отборов в этом случае равны:

$$\begin{aligned} \alpha_7 &= 0,0457, \\ \alpha_6 &= \frac{\tau_6 - \alpha_7 \gamma_6}{q_6} = \frac{190 - 0,0457 \cdot 268}{2345} = 0,0758, \\ \alpha_5 &= \frac{\tau_5 - (\alpha_7 + \alpha_6) \gamma_5}{q_5} = \frac{94 - 0,01215 \cdot 136}{2762} = 0,0281. \end{aligned}$$

Эквивалентные теплопадения и к. п. д. отборов равны:

$$\begin{aligned} H_5 &= i_5 - i_2 + H_2 - \tau_2 \eta_2 - \tau_3 \eta_3 - \tau_4 \eta_4 = \\ &= 3397 - 2891 + 450 - 170 \cdot 0,170 - 96,0221 - 128,0281 = \\ &= 870 \text{ кДж/кг,} \end{aligned}$$

$$\eta_5 = \frac{H_5}{q_5} = \frac{870}{2762} = 0,315,$$

$$\begin{aligned} H_6 &= i_n - i_5 + H_5 - \gamma_5 \eta_5 - \delta \eta = \\ &= 3612 - 3397 + 870 - 136 \cdot 0,315 - 496 \cdot 0,452 = 818 \text{ кДж/кг,} \end{aligned}$$

где i_n — энтальпия пара после промежуточного перегревателя, кДж/кг ,

δ — повышение энтальпии пара в промежуточном перегревателе, кДж/кг ,

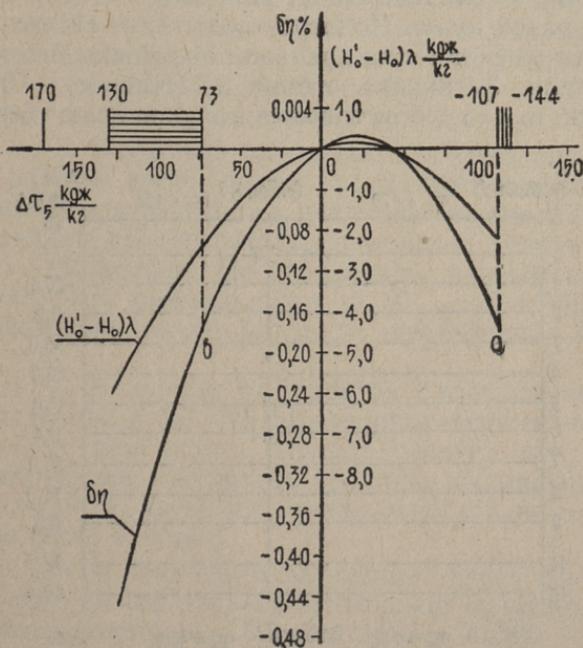
η — внутренний абсолютный к. п. д. турбоустановки без учета влияния протечек пара из уплотнений и вспомогательных механизмов.

$$\eta_6 = \frac{H_6}{q_6} = \frac{818}{2345} = 0,349.$$

Далее найдем:

$$v_5 = \frac{(1 - a_7 - a_6) (\eta_6 - \eta_5)}{\eta_5 (1 - \eta_5)} = \frac{0,8785 \cdot 0,034}{1,55 \cdot 0,685} = 0,0281.$$

Замечаем, что $v_5 = a_5$ и по формуле (4) получаем $\Delta\tau_5 = 0$. Следовательно, оптимальное место пятого отбора найдено правильно.



Фиг. 2. График относительного изменения к. п. д. и работы 1 кг свежего пара варианта 1

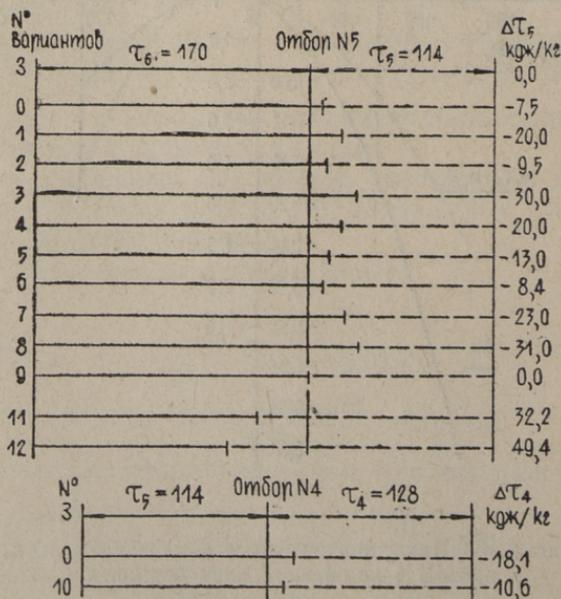
На фиг. 2 дан график изменения работы 1 кг свежего пара $(H'_0 - H_0)\lambda$ в зависимости от изменения величины подогрева в пятом подогревателе $\Delta\tau_5$, построенной по формуле (2), и

график относительного изменения к. п. д. турбоустановки, построенной по формуле

$$\delta\eta = \frac{(H'_0 - H_0)\lambda}{Q\eta},$$

где Q — расход тепла на свежий пар и промежуточный перегрев без учета влияния протечек пара из уплотненной и вспомогательных механизмов, кДж/кг .

Точка 0—0 на графике соответствует заводскому распределению. Подогрев воды в заводской схеме от — 114 до 0 осуществляется в пятом подогревателе и от 0 до 170 кДж/кг в шестом. Изменение $\Delta\tau_5$ возможно от — 114 до 130 кДж/кг . Точка 130 кДж/кг соответствует отбору пара после промежуточного перегрева не работавшего в турбине. Участок от 130 до 170 соответствует падению давления пара в промежуточном пароперегревателе. При $\Delta\tau_5 = -20$ кДж/кг приращение работы и к. п. д. имеет максимум (для схемы без протечек и вспомогательных механизмов). При $\Delta\tau_5 = -107$ кДж/кг пятый отбор равен нулю. Подогрев воды от —114 до —107 осуществляется за счет тепла дренажа, поступающего из шестого подогревателя. Установка отбора на участке $-107 \div +73$ повышает к. п. д. турбоустановки по сравнению со схемой без



Фиг. 3. 1, 2, 3 ... номера вариантов, 3 — заводское распределение, 0 — оптимальное распределение

пятого отбора, а на участке $73 \div 130$ снижает к. п. д. турбоустановки, т. к. здесь кривая графика к. п. д. находится ниже точки *в*. Точки *а* и *в* имеют одинаковое относительное изменение к. п. д., т. е. точки $\Delta\tau_5 = -107$ и $\Delta\tau_5 = 73$ равноэкономичны. Точка, при переходе через которую тепловая экономичность из-за отбора после промежуточного перегрева меняет знак [5], названа точкой инверсии.

На фиг. 3 даны графики оптимальных величин подогрева, найденные в результате определения влияния различных факторов на место отбора. Для сравнения вначале нанесены величины подогрева заводского распределения и оптимальные величины подогрева, найденные для заводской схемы. Величина $\Delta\tau_j$ есть отклонение подогрева варианта от заводского. Далее не будем приводить полных расчетов вариантов, которые выполняются аналогично варианту 1, а укажем особенности, характеризующие варианты и результаты их расчетов.

В а р и а н т 2. В отличие от варианта 1 здесь принят недогрев в П4 равным нулю ($\varepsilon_4 = 0$). Изменение величины подогрева $\Delta\tau_5 = 9,5$ кдж/кг. По сравнению с вариантом 1 энтальпия воды на выходе из П5 возросла на $20 - 9,5 = 10,5$ кдж/кг, что составляет половину увеличения подогрева в П4.

В а р и а н т 3. В отличие от варианта 1 здесь принят недогрев в П5 равным нулю. Такая схема соответствует замене поверхностного подогревателя с предвключенным деаэратором на смешивающий подогреватель. Изменение величины подогрева $\Delta\tau_5 = -30$ кдж/кг. По сравнению с первым вариантом отбор должен быть смещен ниже на $30 - 20 = 10$ кдж/кг, что приблизительно равно половине увеличения подогрева в П5.

В а р и а н т 4. В отличие от варианта 1 здесь учтена утечка пара из уплотнений в П6. По сравнению с первым вариантом место отбора не изменилось. Отсюда следует, что подогрев паром из уплотнений, или другие причины, вызывающие изменение отбора $j + 1$, но не изменение отбора j , не влияют на оптимальное место отбора j .

В а р и а н т 5. В отличие от варианта 1 здесь принято, что в П5 подведена утечка пара из штоков. По сравнению с первым вариантом подогрев в П5 увеличился на $20 - 13 = 7$ кдж/кг, что приблизительно составляет половину подогрева питательной воды паром из штоков.

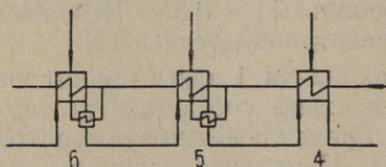
В а р и а н т 6. В отличие от варианта 1 здесь учтено повышение энтальпии воды в питательном насосе и снижение к. п. д. турбоустановки из-за расхода энергии на привод питательного насоса, т. е. влияние питательного насоса. По сравнению с первым вариантом отбор сместился выше, подогрев

в П5 увеличился на $20 - 8,4 = 11,6$ кДж/кг, что составляет половину подогрева воды в питательном насосе.

Выводы по вариантам 1—6

На основании рассмотренных вариантов 1—6 отметим следующее. Уменьшение недогрева в подогревателе $j - 1$ смещает оптимальное место отбора j вверх, а уменьшение недогрева в подогревателе j смещает место его отбора вниз. В обоих случаях смещение происходит приблизительно на половину изменения недогрева. Изменение недогревов у остальных подогревателей практически не влияет на оптимальное место отбора j .

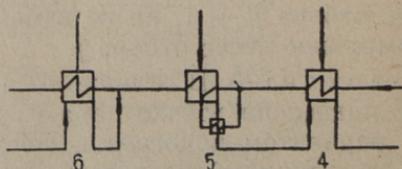
Подогрев воды в подогревателе паром протечек, в насосе или во вспомогательном теплообменнике, установленном перед подогревателем, смещает данный отбор вверх приблизительно на половину указанного подогрева, что согласуется с принципом деления подогрева на равные части.



Фиг. 4. К расчету варианта 7

Вариант 7. По сравнению с вариантом 1 здесь узловой подогреватель № 5 заменен каскадным с охладителем дренажа (фиг. 4). Оптимальное место пятого отбора в этом варианте ниже первого на $23 - 20 = 3$ кДж/кг. (Замена поверхностного подогревателя узловым вызывает противоположное действие).

Фиг. 5. К расчету варианта 8

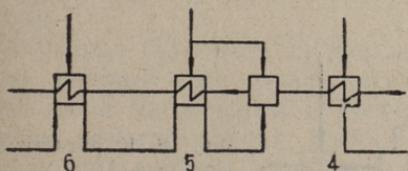


Вариант 8. В отличие от варианта 7 здесь подогреватель № 6 узловой. Дренаж смешивается с питательной водой перед П6 (фиг. 5). (Такая схема соответствует предвключенному деаэратору у П6). Оптимальное место пятого отбора в этом варианте по сравнению с седьмым ниже на $31 - 23 =$

$= 8 \text{ кДж/кг}$. (Установка сливного насоса с подачей воды после подогревателя по сравнению с рассмотренным вариантом не оказала бы существенного влияния на оптимальное место пятого отбора, так как в точке смешения энтальпия повышается всего на $1 \div 2 \text{ кДж/кг}$).

Выводы по вариантам 7 и 8

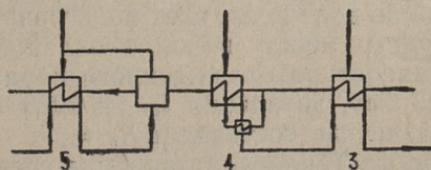
Установка сливного насоса взамен охладителя дренажа вызывает увеличение подогрева в данном подогревателе на $5 \div 10 \text{ кДж/кг}$ в (вариантах 7 и 8 на 3 и 8 кДж/кг). В некоторых случаях оно возможно и несколько больше (в зависимости от количества дренажа и от соотношений τ и γ нижележащих подогревателей).



Фиг. 6. К расчету варианта 9

Вариант 9. В отличие от варианта 1 здесь нет охладителя дренажа у П6 (фиг. 6). Изменение подогрева в этом варианте равняется нулю. Следовательно, в обратном случае установка охладителя дренажа у П6 сдвигает пятый отбор вниз на 20 кДж/кг , в то время как подогрев воды в охладителе дренажа составляет $16,8 \text{ кДж/кг}$.

Фиг. 7. К расчету варианта 10



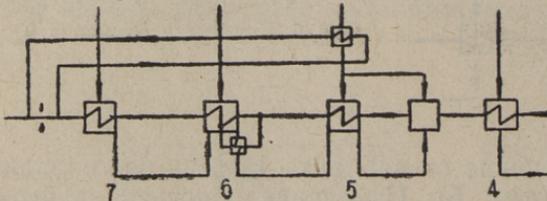
Вариант 10. Здесь мы определим влияние установки охладителя дренажа на оптимальное место отбора, у которого устанавливается охладитель дренажа. Так как установка охладителя дренажа у пятого отбора не оказывает никакого влияния, то эту задачу решим на примере четвертого отбора (фиг. 7). По сравнению с оптимальным распределением заводской схемы, выполненной в [2], энтальпия воды после П4 повысилась на $18,1 - 10,6 = 7,5 \text{ кДж/кг}$. Повышение энтальпии воды в охладителе дренажа составляет 5 кДж/кг .

Выводы по вариантам 9 и 10

Установка охладителя дренажа вызывает увеличение подогрева в данном подогревателе на величину большую в $1 \div 1,5$ раза, чем подогрев воды в данном охладителе. Это объясняется тем, что здесь два фактора (подогрев воды и увеличение q) влияют в одном направлении, а именно — уменьшают величину отбора.

Заключение по вариантам 1—10

Во всех выше рассмотренных случаях наблюдается следующая общая зависимость. Мероприятия, вызывающие увеличение (уменьшение) отбора, смещают оптимальное место отбора в сторону уменьшения (увеличения) отбора. Эта зависимость не наблюдается при установке охладителей отборного пара (см. дальше).



Фиг. 8. К расчету варианта 11

Влияние охладителей пара

Вариант 11. Этот вариант существенно отличается от предыдущих и рассмотрен подробно. В отличие от варианта 1 здесь установлен охладитель отборного пара у П5, включенный по воде после всех подогревателей (фиг. 8). Разность температур между водой и охлажденным паром принята 10°C . Температура охлажденного пара равна 245°C , давление — $10,3 \text{ бар}$, энтальпия $i_{x5} = 2930 \text{ кдж/кг}$. Охлаждение пара в охладителе составляет $X_5 = i_5 - i_{x5} = 3428 - 2930 = 498 \text{ кдж/кг}$. Теплота, отдаваемая греющим паром в подогревателе $q_5 = i_{x5} - t_4 = 2930 - 635 = 2295 \text{ кдж/кг}$. Остальные параметры соответствуют заводской схеме.

При смещении места пятого отбора, обуславливающего изменение подогрева τ_5 на величину $\Delta\tau_5$, энтальпия охлажденного пара изменяется. Примем, что это изменение линейно зависит от $\Delta\tau_5$ и найдем коэффициент пропорциональности. Допустим, что пятый отбор происходит перед ц. с. д. Тогда параметры охлажденного пара будут:

$$P = 19,1 \text{ бар}, \quad t = 245^\circ\text{C}, \quad i_{x5}' = 2893 \text{ кдж/кг}.$$

Энтальпия пара после охладителя уменьшилась. Уменьшение энтальпии пара, приходящее на 1 кдж/кг увеличения подогрева в П5, равно

$$\varphi_6 = \frac{i_{x5} - i_{x5'}}{i_{н5'} - i_{н5}} = \frac{2930 - 2893}{900 - 769} = 0,282,$$

где $t_{н5'}$ и $t_{н5}$ — энтальпии насыщения жидкости в П5 соответственно при отборе пара после промежуточного перегрева перед ц. с. д. и за ступенью заводского распределения, кдж/кг.

Величины недогревов, недоохлаждений и падения давлений в % приняты постоянными.

Приращение э. т. п. свежего пара, обусловленное смещением вверх пятого отбора, равно

$$(H'_0 - H_0)\lambda = (1 - \alpha_7 - \alpha'_6)\Delta\tau_5 (\eta_6 - \eta_5) - \alpha'_5\Delta i_5 (1 - \eta) + \alpha'_5\Delta\chi_5 (\eta - \eta_5). \quad (5)$$

где $\Delta\chi_5 = \varphi_6\Delta\tau_5$ — уменьшение энтальпии пара после охладителя.

Формула (5) имеет следующее простое физическое объяснение. Первый член правой части представляет увеличение работы из-за увеличения подогрева в пятом и уменьшения в шестом подогревателях. Второй член правой части представляет потерю работы, т. к. тепло в количестве $\alpha'_5\Delta i_5$ ранее полностью переходило в работу, а теперь используется в охладителе перегрева с к. п. д. турбоустановки η . Третий член представляет выигрыш работы, т. к. тепло $\alpha'_5\Delta\chi_5$ ранее использовалось в П5 с к. п. д. η_5 , а теперь оно используется в охладителе с к. п. д. η . Тепло, передаваемое охладителем отборного пара к воде, уменьшает расход тепла на турбоустановку. Экономленное тепло в свою очередь может быть использовано в данной турбоустановке с к. п. д. η . Формула (5) была получена строгим выводом, как и другие аналогичные формулы.

Доли отборов при наличии пароохладителя равны:

$$\alpha_7 = 0,0457,$$

$$\alpha_6 = 0,0682,$$

$$\alpha_5 = \frac{\tau_5 - (\alpha_7 + \alpha_6)\gamma_5}{q_5} = \frac{114 - 0,1139 \cdot 156}{2295} = 0,0421.$$

Во всех предыдущих вариантах, кроме шестого, к. п. д. турбоустановки изменялся мало и это изменение мы не учитывали. Из-за установки охладителя перегрева к. п. д. турбоустановки увеличивается ощутимо. Метод эквивалентных теплопадения позволяет легко найти это увеличение.

Увеличение работы, обусловленное установкой охладителя отборного пара пятого отбора, равно

$$(H'_0 - H_0)\lambda = \alpha'_5\chi_5 (\eta - \eta_5) = 0,0421 \cdot 498(0,452 - 0,322) = 2,7 \text{ кдж/кг.}$$

Повышение энтальпии питательной воды в охладителе перегрева равно

$$\Delta t_{\text{пт}} = \alpha_5 \chi_5 = 0,0421 \cdot 498 = 21 \text{ кдж/кг.}$$

Приращение к. п. д. установки равно

$$\Delta \eta = \frac{(H'_0 - H_0) \lambda}{Q - \Delta t_{\text{нв}}} = \frac{2,7}{2940 - 21} = 0,00092.$$

Новое значение к. п. д. турбоустановки равно

$$\eta' = \eta + \Delta \eta = 0,452 + 0,00092 \approx 0,453.$$

Здесь, как и всюду, соблюдается правило метода эквивалентных теплопадения, что все к. п. д. берутся по исходному, расходы тепла — по измененному варианту.

Определение к. п. д. отборов при наличии охладителей отборного пара имеет некоторую особенность, что подробно изложено в [4] и здесь не приводится. Численные значения к. п. д. пятого и шестого отборов для данного варианта равны $\eta_5 = 0,295$, $\eta_6 = 0,350$.

Из формулы (5) находим значение безразмерного коэффициента

$$v_5 = \frac{(1 - \alpha_7 - \alpha_6) (\eta_6 - \eta_5)}{\mu_6 (1 - \eta) - \varphi (\eta - \eta_5)} = \frac{0,8861 \cdot 0,055}{1,41 \cdot 0,547 - 0,282 \cdot 0,158} = 0,0670.$$

Изменение величины подогрева по сравнению с заводским распределением равно:

$$\Delta \tau_5 = \frac{(v_5 - \alpha_5) q_5}{2(1 - \alpha_7 - \alpha_6)} = \frac{(0,0670 - 0,0421) \cdot 2295}{2 \cdot 0,8861} = 32,2 \text{ кдж/кг.}$$

По сравнению с первым вариантом подогрев в П5 должен быть увеличен на $32,2 + 20 = 52,2 \text{ кдж/кг.}$ Последнее число выражает влияние охладителя перегрева отборного пара, включенного по питательной воде перед котлом. Влияние охладителя перегрева, включенного по воде сразу же за подогревателем, можно рассматривать как уменьшение подогрева питательной воды (вариант 3).

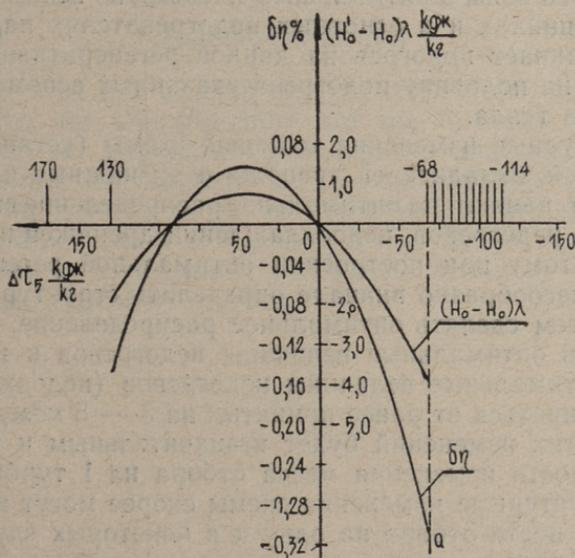
В а р и а н т 12. В отличие от варианта 11 здесь нет охладителя дренажа у шестого подогревателя. Изменение работы 1 кг свежего пара в этом случае определяется формулой

$$(H'_0 - H_0) \lambda = \Delta \tau_5 (\eta_6 - \eta_5) - \alpha'_5 \Delta i_5 (1 - \eta) + \alpha'_5 \Delta X_5 (\eta - \eta_5). \quad (6)$$

Подогрев питательной воды в пятом подогревателе по сравнению с заводским вариантом должен быть увеличен на $\Delta \tau_5 = 49,4 \text{ кдж/кг.}$, а по сравнению с первым на $20 + 49,4 = 69,4 \text{ кдж/кг.}$ Оптимальное отношение подогрева «холодным» и «горячим» паром равно

$$\frac{\tau_{06}}{\tau_{05}} = \frac{120,6}{163,4} = 0,74,$$

что практически является обратной величиной отношения подогревов, широко применяемых в настоящее время.



Фиг. 9. График относительного изменения к. п. д. и работы 1 кг свежего пара варианта 12

На фиг. 9 дан график изменения работы 1 кг свежего пара, построенный по формуле (6), и график относительного изменения к. п. д. турбоустановки. При $\Delta\tau_5 = -68$ кдж/кг пятый отбор равен нулю и $(H'_0 - H_0)\lambda = -3,9$ кдж/кг. При $\Delta\tau_5 = 130$ кдж/кг, что соответствует отбору сразу за промежуточным перегревом, $(H'_0 - H_0)\lambda = -1,9$ кдж/кг. Таким образом, для данной схемы с парохладителем отбор пара сразу за промежуточным перегревом, еще не работавшего в ц. с. д., по сравнению с отсутствием пятого отбора, повышает работу свежего пара на $3,9 - 1,9 = 2,0$ кдж/кг. Области, в которой отбор непосредственно за промежуточным перегревом уменьшает работу свежего пара, в этом варианте нет. Охладитель отборного пара в данной схеме передает тепло промежуточного перегрева обратно в котел.

Общее заключение по всем вариантам

При рассмотрении этих вариантов обнаружена следующая закономерность: чем лучше используется теплота отборного

пара, тем больше следует нагружать этот отбор. Например, установка охладителей дренажа и перегрева отборного пара, замена поверхностного подогревателя узловым вызывают увеличение подогрева на данной регенеративной ступени.

Подогрев воды в питательных насосах, во вспомогательных теплообменниках и в основных подогревателях паром протечек увеличивает подогрев на данной регенеративной ступени примерно на половину подогрева указанных вспомогательных источников тепла.

Структурные изменения тепловой схемы (установка парохладителей, охладителей дренажа и дренажных насосов или их снятие) влияют на оптимальное распределение сильнее, чем изменения недогревов, недоохлаждения дренажей и отборного пара. Поэтому при построении оптимальной регенеративной схемы целесообразно вначале определить структуру тепловой схемы, затем сделать оптимальное распределение, после чего определить оптимальные величины недогревов и недоохлаждений. Оптимальные величины недогревов (недоохлаждений) могут отличаться от ранее принятых на 3 — 5 кдж/кг, потому влияние этих изменений будет незначительным и не вызовет необходимости изменения места отбора на 1 турбинную ступень. Структурные изменения схемы скорее могут вызвать перенесение места отбора на одну и в некоторых случаях даже на две ступени.

Аналогичный анализ влияния различных изменений на оптимальное место отбора был выполнен и для других схем, где наблюдались такие же закономерности.

Данная методика, изложенная на примере тепловой схемы турбины К-200-130, является общей и применима для других известных в настоящее время тепловых схем.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. М. Кузнецов. Влияние изменения давления пара регенеративных отборов на к. п. д. турбоустановки. Статья в настоящем сборнике, стр 77.
2. А. М. Кузнецов. «Теплоэнергетика» № 7, 1965.
3. А. М. Кузнецов. «Теплоэнергетика» № 12, 1965.
4. В. Я. Рыжкин, А. М. Кузнецов. Статья в сборнике «Доклады научно-технической конференции по итогам научно-технических работ за 1964—1965 годы». Секция теплоэнергетическая, МЭИ, 1965.
5. J. Nekolny. Analytika thermodynamika olèhu modernich parnich elekt-raren. Rada technik ycn VED, Rocnik 68, 1958 (Чехословакия).

**Analyse des Einflusses verschiedener Faktoren des
Wärmeschemas der Dampfturbine auf die optimale Größe der
Aufwärmung des Wassers in Regenerativvorwärmern**

Zusammenfassung

Im Artikel ist der Einfluß der Parameter und der Struktur des Schemas der Dampfturbine auf die optimale Größe der Aufwärmung in Regenerativvorwärmern analysiert worden, was die weitere Entwicklung der Theorie des Regenerativkreislaufes bedendet. Im Falle der Anwendung der Entnahmedampf-abkühlung, welche an das Wasser vor dem Kessel eingeschaltet ist, soll auch die Erwärmung mit Entnahmedampf der Dampf-überhitzung vergrößert werden.



ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА
СБОРНИК СТАТЕЙ VII

Таллинский политехнический институт

Редактор В. Валликиви

Технический редактор Я. Мыттус

Сдано в набор 7/III 1967. Подписано к печати
6/XII 1967. Печатных листов 6,5. Учетно-издатель-
ских листов 5,5. МВ-10325. Тираж 500. Заказ № 1613.
Типография «Пунане Тяхт», Таллин, ул. Пикк, 54/58.

Цена 37 коп.

Ep.6.7

TPI

Ep.8067

Toimetised.Seeria A

N 255

Arhiv

2933-L

(1930) (cont)

Цена 37 коп.