

Рис. 3 – Зависимость времени горения ВУТ от температуры и выдержки помола

Согласно полученным результатам, представленным на рисунках 2 и 3, было установлено, что время зажигания и горения капли изменяется в соответствии с изменением времени помола  $t_{1\text{час}} > t_{5\text{часов}} > t_{9\text{часов}}$ . Данный эффект вызван уменьшением размера частиц углей и увеличением их удельной поверхности. Так же надо отметить, что начальная температура зажигания ВУТ составила 400 °C.

#### Список литературы:

1. А.С.Макаров, А.И.Егурнов, С.Д.Борук. Высококонцентрированные суспензии на основе отходов углеобогащения. Получение, реологические характеристики и энергетическая ценность // Хімічна промисловість України. 2007. №2(79). С. 56 – 60.
2. З.В.Смирнова, Г.Н.Делягин. О взаимодействии обводненного твердого топлива с кислородом / Сжигание высокообводненного топлива в виде водоугольных суспензий // М. Наука. 1967. С. 68 – 77.
3. Г.Н.Делягин, Б.Н.Сметанников. Исследование процесса воспламенения капли водоугольной суспензии / Новые методы сжигания топлива и вопросы теории горения // М. Наука. 1965.
4. Е.Г.Горлов, В.Г.Андриенко, К.Е.Нефедов. Прямоточная газификация водоугольных суспензий с сухим шлакообразованием высокозольных углей // Химия твердого топлива. 2009. № 2. С. 37 – 42.
5. Ходаков Г.С., Водоугольные суспензии // Энергетика. 2000. № 2. С. 104-119
6. Солодов Г.А., Заостровский А.Н., Папин А.В., Папина Т.А., Клейн М.С. Утилизация угольных шламов Кузбасса в виде высококонцентрированных суспензий // Вест. Кузбасс. гос. технич. ун-та. Кемерово. 2003. № 6. С. 71-74.
7. Папин А.В. Адсорбция гуматов натрия и ее роль на поверхности частиц твердой фазы высококонцентрированных водоугольных суспензий // Молодые ученые Кузбассу: Матер.втор. обл. конф. Кемерово. 2003. С. 188-189.

#### Анализ работы теплофикационных турбоустановок в составе системы тригенерации в летний период

*Ромашова О.Ю., Беляев Л.А., Туболев А.А., Сошенко В.И.*

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск  
tubolev@tpu.ru*

Потребность в холоде летом во многих регионах России на сегодняшний день также велика, как потребность в тепле зимой. Для выработки холода, наряду с парокомпрессионными холодильными машинами, потребляющими электроэнергию, возможно использование абсорбционных установок (АБХМ). Холодильные машины абсорбционного типа генерируют

холодильную энергию, потребляя при этом тепловую. Таким образом, АБХМ целесообразно включить в систему централизованного теплоснабжения от ТЭЦ [1].

На экономическую эффективность работы ТЭЦ существенное влияние оказывает объём комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. Поэтому конкурентоспособность ТЭЦ значительно меняется в течение года: в зимний период при большом объёме отопительной нагрузки себестоимость электроэнергии снижается, в то время как после завершения отопительного периода ТЭЦ работает в вынужденном режиме технологического минимума с высокой себестоимостью производства электроэнергии.

Подключение потребителей холодильной нагрузки к системе централизованного теплоснабжения от ТЭЦ и использование АБХМ приведет к увеличению загрузки теплофикационных отборов турбин и повысит конкурентоспособность ТЭЦ в летний период. Эффективность работы холодильных установок зависит от потенциала потребляемой тепловой энергии. При этом параметры теплосети влияют на показатели экономичности ТЭЦ, поэтому наибольший экономический эффект может быть достигнут при выборе оптимальных параметров теплоснабжения в системе «ТЭЦ–холодильная машина–теплосети».

В статье представлен расчет показателей работы теплофикационных турбоустановок в летний период при наличии присоединенной к ТЭЦ холодильной нагрузки наряду с отпуском теплоты на горячее водоснабжение (ГВС), а также анализ влияния температуры прямой сети на основные показатели тепловой и общей экономичности системы энергоснабжения.

Расчетные исследования выполнены с использованием энергетических характеристик реального оборудования одной из ТЭЦ Сибирского региона. Рассматриваются режимы работы турбин по тепловому и электрическому графикам нагрузок.

Принципиальная схема включения абсорбционной холодильной машины в систему централизованного отпуска теплоты от ТЭЦ с горячей водой изображена на рисунке 1, где: 1 - парогенератор; 2 - турбина паровая; 3 - электрогенератор; 4 - паропровод; 5 - подогреватель сетевой воды верхней ступени; 6 - подогреватель сетевой воды нижней ступени; 7 - трубопровод питательной воды; 8 - питательный насос; 9 - водовод прямой сетевой воды; 10 - пиковый котёл; 11 - обратная сетевая вода; 12, 13 - теплообменники водоводяные теплового пункта; 14 - АБХМ; 15 - градирня.

В качестве исходных данных приняты: климатический район – город Омск; расчетная температура на отопление  $t_{\text{нв}} = -37^{\circ}\text{C}$ ; расчетная температура на кондиционирование  $t_{\text{нв}}^{\text{л}} = +35^{\circ}\text{C}$ ; температурный график теплосети на ГВС 70/40; коэффициент теплофикации  $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 0,6$ . Для анализа выбраны теплофикационные турбины Т-50/60-8,8 и Т-118/125-130-8, значения номинальных нагрузок отборов которых:  $Q_{\text{отб}}^{\text{ном}} = 95$  МВт и 219 МВт соответственно [2].

Тепловая нагрузка ГВС оценивается как 18% от максимального отпуска теплоты потребителю:  $Q_{\text{ГВС}} = 0,18 \cdot Q_{\text{ТЭЦ}}$ , где  $Q_{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q_{\text{отб}}^{\text{ном}}}{\alpha_{\text{ТЭЦ}}}$ .

В исходном варианте теплофикационные отборы турбин покрывают заданную нагрузку горячего водоснабжения. Для Т-50/60-8,8  $Q_{\text{ГВС}} = 31$  МВт; для Т-118/125-130-8  $Q_{\text{ГВС}} = 73$  МВт.

В новом режиме совместного отпуска теплоты на ГВС и охлаждение помещений нагрузка для кондиционирования летом  $Q_x$  найдена при условии, что объём зданий района энергоснабжения  $V$  постоянен в летний и зимний периоды; коэффициент характеристики зданий  $\alpha$  мало меняется от температуры наружного воздуха;  $t_{\text{пом}}$  - температура в помещении, равна  $+18^{\circ}\text{C}$ . Тогда отношение нагрузки  $Q_x$  к максимальной возможной составит:

$$\frac{Q_x}{Q_{\text{ТЭЦ}}} = \frac{\alpha \cdot V \cdot (t_{\text{нв}}^{\text{л}} - t_{\text{пом}})}{\alpha \cdot V \cdot (t_{\text{пом}} - t_{\text{нв}})} = \frac{35 - 18}{18 + 37} \approx \frac{1}{3}$$

Для Т-50/60-8,8  $Q_x = \frac{1}{3} \cdot 700 = 233$  МВт, для Т-118/125-130-8  $Q_x = 114$  МВт.

В качестве холодильных агрегатов приняты абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины с холодопроизводительностью  $Q_0 = 1000$  кВт (АБХМ-1000). Изменение холодильного коэффициента АБХМ  $\varepsilon$  в зависимости от температуры греющей среды  $t_{\text{пс}}$  в генераторе абсорбера оценено по каталогу АБХМ компании Broad [3]. В новом режиме условия работы потребителей ГВС не меняются.

Наилучший вариант определяется при изменении температуры прямой сети  $t_{\text{пс}}$  по минимуму суммарных издержек в энергосистеме на производство трех видов энергии: электрической, тепловой и холода.

Теплота, подведенная к АБХМ  $Q_{\text{т}}^x = \frac{Q_x}{\varepsilon}$ , МВт,

где  $\varepsilon$  – холодильный коэффициент АБХМ при  $t_{пс}$ , °С.

Суммарная тепловая нагрузка регулируемого отбора турбины в летний период  $Q_T = Q_T^* + Q_{ГВС}$ , МВт.

Изменение температуры греющей среды в АБХМ принято равным  $\Delta t = 10$  °С [3].

Расход сетевой воды при изменении  $t_{пс}$  рассчитывался:

$$G_{св} = \frac{Q_T^*}{c_p \cdot (t_{пс} - t_r)}, \text{ кг/с}$$

и определял расход электроэнергии на сетевые насосы в разных вариантах.

На рисунке 2 представлены значения нагрузки теплофикационного отбора турбины  $Q_T$ , мощности на тепловом потреблении  $N_T$  и расхода тепла на турбоустановку  $Q_0$  в зависимости от температуры прямой сети для турбоустановки работающей в теплофикационном режиме.

Анализируя полученные зависимости (Рис. 2.) необходимо отметить, что при увеличении температуры прямой сети (греющая среда АБХМ) холодильный коэффициент АБХМ повышается, что приводит к снижению необходимой тепловой энергии для обеспечения одной и той же нагрузки на кондиционирование. Вследствие чего также снижается тепловая нагрузка отопительного отбора.

При работе турбины по тепловому графику вышеуказанный фактор влечет за собой падение электрической мощности на тепловом потреблении. Но при этом происходит повышение давления в отборе. В результате наблюдается минимум расхода тепла на турбоустановку в окрестности точки  $t_{пс} = 100$  °С, и, соответственно, аналогичный минимум по абсолютному расходу топлива на ТЭЦ, изменение которого достигает 3,4% для турбины Т-50/60-8,8 и 5,6% для Т-118/125-130-8.

Удельный расход теплоты на турбоустановку по выработке электроэнергии:

$$q_T = \frac{Q_0 - Q_T}{N_э},$$

Учитывая, что лишь часть подаваемого на абсорбер тепла используется полезно, этот показатель  $q_T$  не может быть использован в качестве критерия тепловой экономичности в системе «ТЭЦ-АБХМ-Теплосети». В качестве нового критерия принята величина:

$$q_T^* = \frac{Q_0 - Q_x - Q_{ГВС}}{N_э},$$

учитывающая потери теплоты в абсорбере. Изменение величин  $q_T$  и  $q_T^*$  в зависимости от температуры прямой сети для Т-118/125-130-8 представлено на рисунке 3.

Расход теплоты на турбоустановку по выработке электроэнергии  $Q_э = q_T^* \cdot N_э$ , МВт.

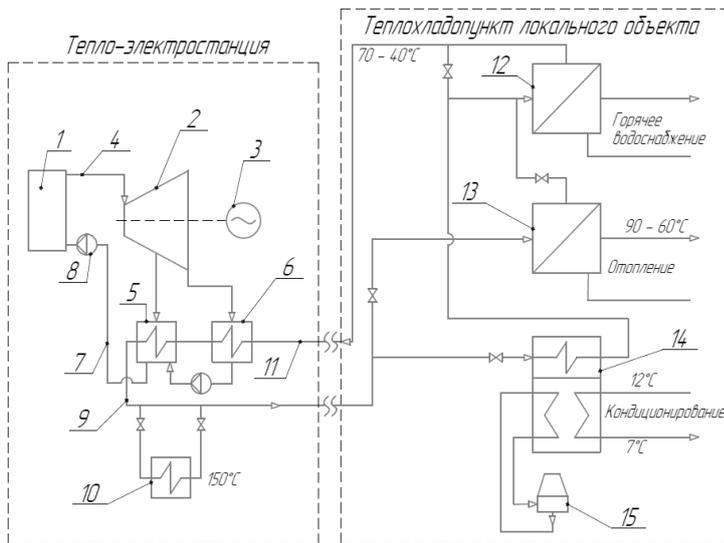


Рис. 1. Принципиальная схема включения АБХМ в систему теплоснабжения от ТЭЦ.

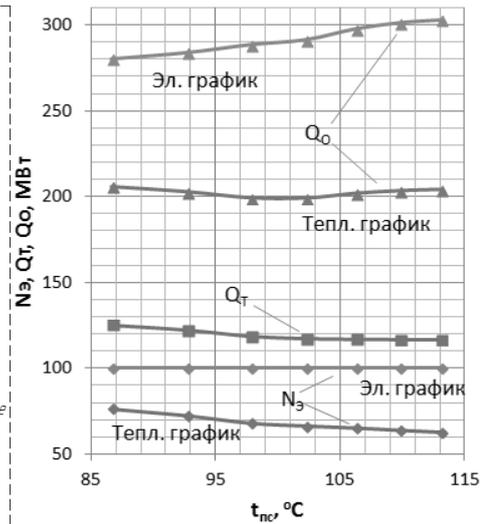


Рис. 2. Показатели работы турбины Т-118/125-130-8

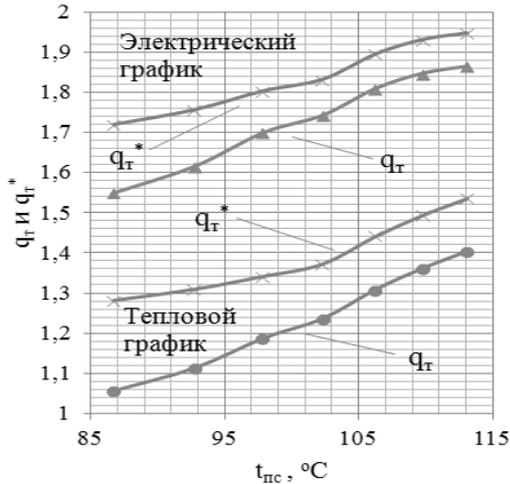


Рис. 3. Изменение  $q_T$  и  $q_T^*$  в зависимости от температуры прямой сети для Т-118/125-130

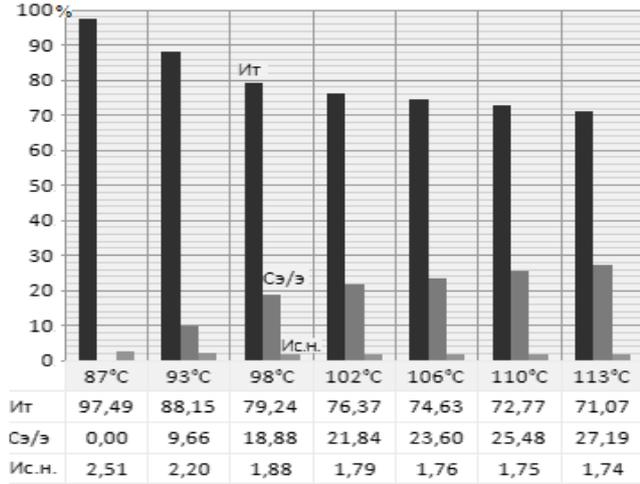


Рис. 4. Изменение составляющих издержек (млн. руб.) относительно суммы для Т-118/125-130-8 (тепловой график)

Минимальное значение критерия тепловой экономичности  $q_T^*$ , как по тепловому, так и по электрическому графику соответствует минимальному значению (из рабочего диапазона ХМ) температуры прямой сети 87°C.

При расчете эксплуатационных издержек (Рисунок 5) считается, что капитальные вложения в тепловые сети и холодильные установки неизменны в рассматриваемых вариантах.

При построении графиков процентного изменения параметров за базовый берется вариант с наименьшей температурой прямой сети.

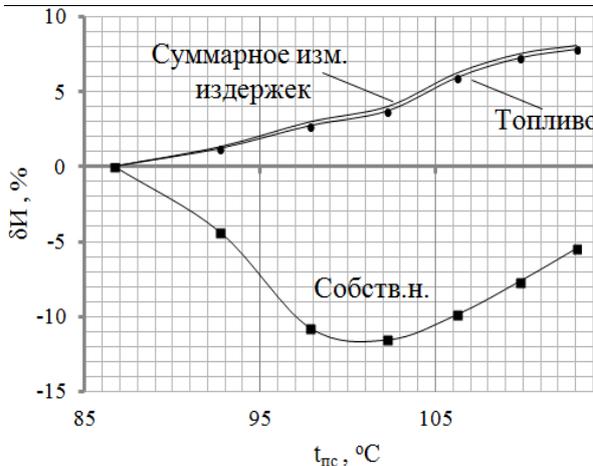


Рис. 5а. Электрический график

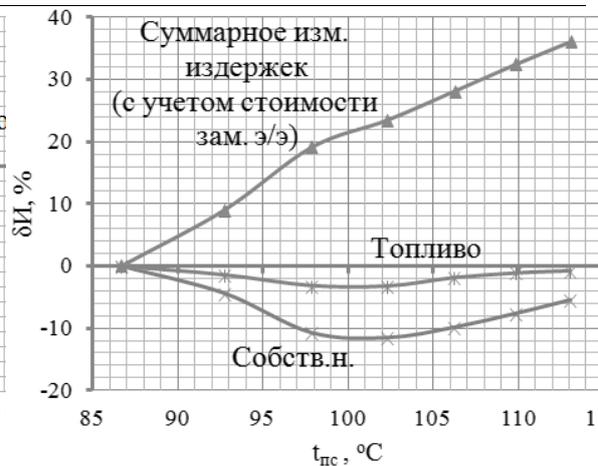


Рис. 5б. Тепловой график

Рис. 5. Изменение эксплуатационных издержек в системе относительно базового варианта для Т-118/125-130 ( $C_{топл} = 3200 \frac{руб}{т}$ ,  $C_{э/э} = 2,5 \frac{руб}{кВт\cdotч}$ )

При работе по тепловому графику топливная составляющая издержек на ТЭЦ, имеет минимум в окрестности точки  $t_{пс} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  (Рисунок 5б), что соответствует характеру изменения расхода тепла на турбоустановку, а следовательно и расхода топлива на ТЭЦ. Стоимость замещающей электроэнергии растет с увеличением  $t_{пс}$ , что вызвано снижением мощности на тепловом потреблении. По электрическому графику топливная составляющая издержек (Рисунок 5а) увеличивается с ростом  $t_{пс}$ .

Суммарное изменение издержек от температуры прямой сети монотонно растет с увеличением температуры прямой сети, несмотря на неоднозначный характер изменения издержек на собственные нужды и топливной составляющей. Монотонный рост суммарных издержек

обусловлен увеличением стоимости замещающей электроэнергии для теплового графика и характером изменения топливной составляющей - для электрического.

Характер изменения анализируемых величин для рассматриваемых в работе турбоустановок аналогичен.

Выводы:

1. Основное влияние на выбор оптимальной температуры прямой сети в условиях работы ТЭЦ совместно с АБХМ оказывает изменение топливной составляющей.
2. Оптимальное значение температуры прямой сети не зависит от типа теплофикационной турбины и лежит в окрестности  $t_{пс}^{opt} = 85^{\circ}\text{C}$ .
3. Повышение температуры прямой сети по сравнению с оптимальным значением приводит к значительному повышению эксплуатационных издержек из-за повышения расхода топлива.
4. Рост  $t_{пс}$  приводит к повышению давления в теплофикационном отборе, а так же к уменьшению тепловой мощности регулируемого отбора, в связи с чем, электрическая мощность на тепловом потреблении снижается более интенсивно, чем в традиционных схемах отпуска теплоты без холодильной машины.

#### Список литературы:

1. Богданов А. Б. Климат России и теплофикация / Котельнизация России – беда национального масштаба, ч – 7., 2012.
2. Трухний А. Д., Ломакин Б. В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 540 с.
3. Арефьев Д. Н. Каталог BROAD. - М.: Олимп-бизнес, 2005.- 82 с.
4. Качан А. Д. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций. – Мн.: Выш. Школа, 1978.-288 с., ил.
5. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – М. Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.

#### Внедрение НТВ технологии на котле П-49 Назаровской ГРЭС

*Усатов А. Ю.*

*Новосибирский Государственный технический университет, Россия, г. Новосибирск*

*E-mail: antonusatov94@gmail.com*

Совершенствование котлов с целью повышения их эффективности актуальная задача для современной энергетики с точки зрения энергоэкономичности. [1,2]

Эффективность использования топлива в паровом котле зависит от трех основных параметров: полноты сгорания топлива в топочной камере; глубиной охлаждения продуктов сгорания при прохождении поверхностей нагрева; снижения потерь теплоты в окружающую среду с уходящими газами.

Современные котлы при условии максимального сгорания топлива и использования теплоты газов имеют КПД от 92 до 95 %. Фактический КПД котлов часто не превышают 85-87%.

В свою очередь современные энергоблоки, эксплуатируемые в России в среднем имеют эффективность не выше 37%. Обеспечить снижение тепловых потерь на каждом участке преобразования энергии – важно для снижения совокупного расхода топлива на производство продукции. Для энергетических котлов электростанций повысить эффективность возможно применением НТВ – технологии (низкотемпературной вихревой топки).

Примером модернизации станции по введению низкотемпературного вихревого способа сжигания топлива можно считать Назаровскую ГРЭС, которая расположена на северо-западе г. Назарово Красноярского края в 3-х км от центра города.

Целью технического перевооружения котельной установки П-49 – является обеспечение бесшлаковочной паропроизводительности котла до 1400 т/ч с переводом на твердое шлакоудаление.

В качестве решений по техническому перевооружению газозовдухопроводов котла сделано следующее: при переводе котельной установки на низкотемпературную вихревую технологию изменилось расположение основных горелок; изменилась геометрия топки для реализации вихревого процесса; применены в устройства для сжигания пыли грубого помола; некоторые другие.