

## **Экономический подход к транспортировке газа. Применение метода частотного регулирования вентиляторов АВО.**

*Устинов Евгений Владимирович, ЗАО «Газмашпроект»*

В работах, посвященных вопросам транспортировки газа (работы [1,2]), неоднократно доказывалась необходимость охлаждения газа после компримирования на ГПА. Затраты электроэнергии на охлаждение составляют до 60% от общего потребления электроэнергии компрессорных станций (по данным ООО «Тюментрансгаз») и с ежегодным ростом тарифов вопрос её экономии становится все более актуальным. Ввиду наличия зависимости между степенью охлаждения газа в АВО и режимом работы магистрального газопровода данный вопрос необходимо рассматривать совместно с вопросами общих энергозатрат по транспортировке, которые в основном складываются из затрат топливного газа на компримирование и затрат электроэнергии на охлаждение. Взаимосвязь этих затрат будет рассмотрена ниже.

Вопрос оптимизации затрат на охлаждение газа требует комплексного подхода к модернизации существующих систем воздушного охлаждения, и содержит две основные составляющие: модернизация собственно АВО и совершенствование способа управления АВО. Первая составляющая подразумевает модернизацию рабочих колес вентиляторов и тракта охлаждения воздуха, что описано в работе [3] ЗАО «Гидроаэроцентр». Например, для АВО наиболее распространенного типа (2АВГ-75), возможна модернизация вентиляторного блока и установка коллекторов плавного входа с целью повышения общего к.п.д. и энерговооруженности АВО, что приведет к увеличению на 12-14% эффективного расхода воздуха по сравнению с существующими АВО.

Решение задачи оптимизации затрат не только на охлаждение, но и на транспортировку газа в целом требует наличия современного инструмента управления степенью охлаждения газа. Поэтому не менее важной является и вторая составляющая – эффективное управление процессом охлаждения. Управление процессом охлаждения газа может осуществляться несколькими методами, например, путем изменения угла атаки лопастей (сезонного или автоматизированного), отключения части вентиляторов (дискретный метод) или плавной регулировкой частоты вращения вентиляторов (частотно-регулируемый привод). Сезонное изменение угла атаки лопастей является трудоёмкой и травмоопасной операцией, и, кроме того, не позволяет производить оперативное регулирование степени охлаждения газа. Применение автоматизированной системы подстройки углов атаки лопастей не оправдано по ряду причин, среди которых можно отметить малую надежность, сложность внедрения и эксплуатации. В настоящее время на большинстве компрессорных станций используется дискретный метод управления АВО, заключающийся в отключении/включении части вентиляторов АВО для изменения степени охлаждения газа. На ряде

компрессорных станций реализованы так называемые системы плавного пуска с автоматизированным дискретным управлением АВО, что увеличивает ресурс электродвигателей при частых пусках, но не является экономически оптимальным методом управления АВО газа. В частности, затраты электроэнергии на поддержание заданной температуры газа при частотном регулировании оказываются существенно меньше, чем при дискретном управлении. Эксплуатация АВО газа цеха №10 КС «Ново-Комсомольская» в период проведения сдаточных испытаний, оборудованного частотным приводом, в течение одного месяца показала экономию электроэнергии более 50% по сравнению с АВО газа аналогичной конфигурации цеха №9, оборудованного дискретной системой управления [4]. Этот результат вполне согласуется с примером, приведенным в работе [3]: при отключении, например, одного из 20 вентиляторов АВО (дискретное управление) охлаждение газа и расход электрической энергии пропорционально уменьшаются на 5%, в то время как при частотном регулировании достигается 20%-е снижение энергопотребления при том же уменьшении степени охлаждения газа. Данный эффект достигается за счет использования всей теплообменной поверхности АВО при частотном регулировании. Кроме того, реализация алгоритма с отдельным регулированием вентиляторов позволяет уменьшить либо полностью исключить влияние коллекторного эффекта, заключающегося в неравномерности распределения потоков газа по разным АВО. По результатам математического моделирования, приводимым в работе [3], влиянием коллекторного эффекта можно пренебречь и использовать более простой алгоритм управления, при котором частота вращения всех вентиляторов одинакова. Это подтверждается и результатами проведенных экспериментов на АВО газа цеха №10 КС «Ново-Комсомольская».

Метод частотного регулирования позволяет повысить экономичность АВО газа, обеспечивает возможность автоматизированного управления степенью охлаждения, обеспечивает плавный пуск электродвигателей вентиляторов и избавляет от необходимости производить сезонную перестройку угла атаки лопастей. Таким образом, в настоящее время наиболее современным и эффективным методом управления АВО газа является частотно-регулируемый привод для регулирования частоты вращения вентиляторов АВО. Важным условием создания эффективной системы воздушного охлаждения газа с частотным приводом является наличие вентиляторного блока с достаточной энерговооруженностью, чтобы обеспечить широкий диапазон регулирования. При организации оптимального управления расчет уставки температуры газа за АВО производится на основе данных о соотношении текущих цен на топливный газ и электроэнергию, температурного напора на АВО (разницы температуры газа на входе АВО и температуры воздуха) и расхода газа. При этом, как показывает расчет, тепловой к.п.д. АВО изменяется в пределах 0,4-0,58, соответственно мощность АВО меняется в диапазоне от 11,5% до 83% номинальной мощности. Кроме того, частотное регулирование вентиляторов

АВО позволяет избежать сезонной перестройки угла атаки лопастей, потребуется только единовременная установка лопастей рабочего колеса на максимально эффективный угол атаки (угол атаки, на котором достигается максимальный воздушный поток при номинальном токе электродвигателя на частоте 50 Гц).

Практика применения частотных преобразователей для управления вентиляторами доказывает целесообразность не просто включения преобразователя для управления агрегатом, а создания специализированной системы управления технологическим процессом. Именно такой подход позволяет получить экономический эффект не только от снижения потребляемой электрической энергии, но и добиться существенного снижения эксплуатационных расходов, улучшения условий труда и увеличения срока службы оборудования. Современные преобразователи частоты позволяют получать более 20 параметров состояния электропривода. Соответствующая обработка этих параметров совместно с сигналами датчиков, устанавливаемых на АВО (датчики температуры, давления и виброскоростей) позволяет производить глубокое диагностирование как оборудования системы, так и протекающих процессов. Появляется возможность не только реагировать на возникшую аварию, но и предупреждать её, что для промышленных объектов значительно важнее. Таким образом, целесообразно использование преобразователей частоты не только в качестве элементов системы управления конкретного агрегата, а как составляющих комплексного системного решения с подключением широкого набора средств автоматизации технологического процесса. Такое решение позволит получить дополнительный эффект, который заведомо больше простой экономии электрической энергии.

В то же время, применение частотно-регулируемого привода имеет и ряд негативных сторон, таких как относительно высокая стоимость частотных преобразователей, необходимость обеспечения электромагнитной совместимости оборудования. В настоящее время наблюдается тенденция к снижению стоимости частотных преобразователей, решены и вопросы обеспечения электромагнитной совместимости оборудования. На сегодняшний день срок окупаемости системы частотного регулирования АВО газа по расчетам, приведенным в [4], составляет 5-6 лет, а с учетом дальнейшего увеличения тарифов на электроэнергию возможно снижение сроков окупаемости систем до 4-х и менее лет эксплуатации. Таким образом, в настоящее время стало возможно и экономически оправдано применение частотных преобразователей для регулирования частоты вращения вентиляторов АВО газа.

Далее в статье представлена методика определения оптимальной температуры транспортировки газа и соответствующего режима работы АВО.

## 1. Физическая модель и расчет изменения температуры газа на компрессоре ГПА и в трубе.

Введем следующие обозначения:

Температура газа приходящего на станцию перекачки (перед компрессором ГПА)  $t_1$ .

Температура газа за ГПА  $t_2$ .

Температура газа за АВО  $t_3$ .

Повышение температуры газа на компрессорах ГПА

$$\Theta = t_2 - t_1 \quad (1)$$

Примем условно постоянной величиной.

Температуры  $t_2$  и  $t_3$  связаны с температурой наружного воздуха  $t_{\text{возд}}$  через тепловой к.п.д. АВО

$$\eta = \frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_{\text{возд}}} \quad (2)$$

Тепловой к.п.д. АВО газа в свою очередь зависит от расхода газа и в случае использования частотно-регулируемого привода от частоты вращения вентилятора или от потребляемой электродвигателем мощности.

Процесс транспортировки газа будем считать стационарным по трассе. В этом случае температуры на входе и выходе на всех станциях будут одинаковыми. Это значит, что температура газа на выходе с данной станции  $t_3$  должна быть такой, чтобы обеспечить на входе следующей станции температуру равную температуре входящего газа на данную станцию  $t_1$ .

Таким образом, для установления связи температур  $t_1$  и  $t_3$  требуется рассмотреть процесс изменения температуры газа в трубе газопровода. Понижение температуры газа по трассе газопровода обусловлено двумя физическими явлениями. Это, во-первых, понижение температуры при постоянной энтальпии (при условно теплоизолированной) трубе за счет падения давления газа (эффект Джоуля-Томпсона). И, во-вторых, банальное охлаждение (потеря энтальпии газа) за счет теплопроводности в грунт через стенку трубы.

Наиболее точно можно определить вклад эффекта Джоуля-Томпсона в охлаждение газа. Согласно данным [5] при давлении метана 60 атм. и температуре 280°К при падении давления на 10 атм. температура газа падает на 4,5°К. При характерном для магистрального газопровода падении давления между станциями 18 – 19 атм, получаем охлаждение газа на  $\Delta T_{\text{дж-т}} = 8,5^\circ$ . Для дальнейшего рассмотрения данное охлаждение удобно рассматривать как долю от повышения температуры газа на компрессоре

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{\text{дж-м}}}{\Theta} \quad (3)$$

Для характерной величины нагрева газа на компрессоре ГПА  $\Theta = 24^\circ$  , находим  $\varepsilon = 0,354$ .

Оценим теперь вклад теплопроводности в охлаждение газа. Тепловой поток от нагретой трубы газопровода в грунт может быть оценен как

$$W_{\text{менл}} = \lambda_{\text{гр}} \cdot 2\pi r \cdot \frac{t_{\text{газа}} - t_{\text{гр}}}{r} \cdot L \quad (4)$$

Где  $\lambda_{\text{гр}}$ , теплопроводность грунта,  $r$  – радиус трубы газопровода,  $L$  – его длина,  $t_{\text{газа}} - t_{\text{гр}}$  – разность температур газа и грунта. Данный тепловой поток вызовет охлаждение газа на величину

$$\Delta T_{\text{менл}} = \frac{W_{\text{менл}}}{q \cdot C_p} \quad (5)$$

Где  $q$  – расход газа,  $C_p$  – теплоемкость при постоянном давлении

Формулы (4) и (5) можно переписать в виде:

$$\Delta T_{\text{менл}} = \lambda (t_{\text{газа}} - t_{\text{гр}}) \quad (6)$$

Где

$$\lambda = \frac{2\pi \cdot \lambda_{\text{гр}} \cdot L}{q \cdot C_p} \quad (7)$$

безразмерный параметр теплопроводности,  $L$  – длина нитки газопровода между станциями. Для характерного значения магистрального газопровода  $L = 115$  км, расхода газа  $q = 850$  кг/с, что соответствует 105 млн норм. м. куб./сутки,  $\lambda_{\text{гр}} = 1$  Вт/м, что соответствует влажным супесям,  $C_p = 2,65$  кДж/кг (для метана при давлении 60 атм,  $25^\circ\text{C}$ ) получим значение  $\lambda = 0,32$ . Данную величину можно воспринимать лишь как оценку. Уточнить данную величину можно, анализируя фактические данные по температурам входящего в землю на одной станции и выходящего на другой газа. В дальнейшем при рассмотрении существующих уставок температур газа после ГПА мы вернемся к вопросу уточнения параметра  $\lambda$ .

Суммируя сказанное, для температуры  $t_l$  получим:

$$t_1 = t_3 - \varepsilon \cdot \Theta - \lambda \left( \frac{t_3 + t_1}{2} - t_{zp} \right), \quad (8)$$

где первое вычитаемое описывает Джоуль-Томпсоновское охлаждение газа, а второе – влияние теплопередачи в грунт. Отметим, что последняя величина может быть как положительной, так и отрицательной.

Из системы уравнений (1), (2), (8) зная одну из трех величин  $t_1$ ,  $t_2$  или  $t_3$  и считая известными параметры  $\varepsilon$  и  $\lambda$ , характеризующих охлаждение за счет эффекта Джоуля-Томпсона и за счет теплопроводности соответственно, а также тепловой к.п.д. АВО  $\eta$  и величину повышения температуры газа на компрессоре ГПА  $\Theta$ , можно рассчитать значения остальных температур при известных температурах воздуха и грунта.

## **2. Проверка модели изменения температуры газа по фактической уставке температуры газа за АВО.**

Расчет температуры газа перед ГПА по формуле (8) был выполнен для реальных уставок температур воздуха после ГПА для КС «Ново-Комсомольская» ООО «Тюментрансгаз». Расчеты выполнены для эвристических значений температур воздуха и грунта, которые вместе с результатами расчета представлены на рис.1. Значения параметров  $\varepsilon$  и  $\lambda$  соответствуют значениям определенным ранее и составляющим 0,354 и 0,32 соответственно. Полученные расчетные значения температуры  $t_1$  близки к реальным, что косвенно подтверждает удовлетворительную точность описанной выше модели и близость к реальным безразмерных параметров  $\varepsilon$  и  $\lambda$ . Внимательно изучив изменение фактической уставки по месяцам (см. рис. 1), можно понять логику, исходя из которой она устанавливалась. Видно, что уставка выбрана таким образом, чтобы, когда это возможно, а именно с октября по апрель, температура выходящего из земли газа соответствовала бы температуре грунта. Такое условие, по-видимому, возникло из соображений нецелесообразности охлаждения газа до температур ниже грунта во избежание «непродуктивного» охлаждения грунтов. В остальные месяцы (с мая по сентябрь) уставка, как будет показана ниже, выбрана близкой к той, что может быть реально достигнута при использовании существующих аппаратов воздушного охлаждения 2АВГ-75. Действительно, как показали испытания проводимые 13 – 14 апреля в цехе №10 КС «Ново-Комсомольская» тепловой к.п.д. реально эксплуатируемых аппаратов 2АВГ-75 при расходе газа 8,75 млн. нормальных куб.м. в сутки на 1 аппарат составляет примерно  $\eta_0 = 60\%$ . Из уравнений (1), (2), (8) можно получить выражения для температур газа  $t_1$  и  $t_3$  в зависимости от температур воздуха и грунта, а также теплового к.п.д. АВО:

$$t_1 = \frac{\Theta \left(1 - \varepsilon - \frac{\lambda}{2}\right) + \lambda t_{cp} - \eta \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) (\Theta - t_{возд})}{\lambda + \eta \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)} \quad (9)$$

$$t_3 = \frac{\varepsilon \cdot \Theta + \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right) t_1 - \lambda t_{cp}}{1 - \frac{\lambda}{2}} \quad (10)$$

На рис 1. представлено изменение температуры  $t_3$  по месяцам с мая по сентябрь для теплового к.п.д. АВО 60% (пунктирная линия). Данная линия близка к фактической уставке. Это косвенно подтверждает ранее озвученную гипотезу, что фактическая уставка в теплое время года близка к минимальной реально достижимой температуре. Заметим, что для мая реально достижимая минимальная температура оказывается несколько выше уставки, что приводит на практике просто к почти 100% загруженности АВО в данный месяц, и, несмотря на это, не выдерживании уставки.

Резюмируя сказанное в данном разделе, можно отметить, что существующая уставка выбрана с целью термостатирования трубы газопровода. В зимний период ее температура близка к температуре грунта, а в летний держится минимально возможной. При таких уставках температурные колебания трубы минимальны. Однако, с точки зрения экономии энергии оптимальными будут другие уставки, к определению которых мы приступаем.

### **3. Задача определения оптимальной уставки с точки зрения минимизации затрат на транспортировку газа.**

Как уже говорилось ранее, при уменьшении температуры транспортировки газа мы выигрываем за счет экономии топливного газа (экономия мощности ГПА), но проигрываем за счет дополнительного расхода электроэнергии на АВО.

Произведем количественный расчет данных величин. Начнем с экономии энергии на перекачку газа.

Работа на перекачку заданного объема газа  $V$  через перепад давления  $\Delta p$  есть произведение данных величин.

$$H = V \cdot \Delta p \quad (11)$$

Соответственно мощность нагнетателя для перекачки заданного массового расхода газа  $q$  оказывается пропорциональной перепаду давления и обратно пропорциональна плотности газа перед нагнетателем

$$W_{ГПА} = C \frac{\Delta p}{\rho_1} \quad (12)$$

С учетом того, что плотность газа обратно пропорциональна его абсолютной температуре, для приращения мощности получим:

$$\frac{dW_{ГПА}}{W_{ГПА}} = \frac{d\Delta p}{\Delta p} + \frac{dt_1}{t_1} \quad (13)$$

При перекачке газа перепад давления, нагнетаемый компрессором равен гидравлическим потерям давления на транспортном плече. Последняя величина зависит в свою очередь от температуры газа в трубе. Для потерь давления газа имеем

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\rho u^2}{2} \quad (14)$$

Где  $\xi$  – коэффициент сопротивления трубы,  $u$  – средняя по сечению скорость газа. При больших числах Рейнольдца зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдца становится вялой и коэффициент сопротивления можно считать условно постоянной величиной. В этом случае падение давления изменяется пропорционально скоростному напору. При неизменной величине массового расхода, скорость газа оказывается обратно пропорциональна его плотности. Соответственно, и потери давления изменяются обратно пропорционально плотности газа или прямо пропорционально его абсолютной температуре:

$$\frac{d\Delta p}{\Delta p} = \frac{dt_{cp}}{t_{cp}} \quad (15)$$

где  $t_{cp}$  – средняя температура газа в трубе. Последнюю можно принять равной среднему арифметическому температур на входе и выходе из трубы  $(t_3 + t_1)/2$ . С учетом (15) выражение (13) можно переписать в виде

$$\frac{dW_{ГПА}}{W_{ГПА}} = \frac{dt_1 + dt_3}{t_1 + t_3} + \frac{dt_1}{t_1} \quad (16)$$

Или с учетом того, что абсолютные значения температур  $t_1$  и  $t_3$  близки (отношение  $t_1/t_3$  мало отличается от единицы), последнюю формулу можно упростить:

$$\frac{dW_{ГПА}}{W_{ГПА}} = 2 \frac{dt_*}{t_*} \quad (17)$$



Где

$$t_* = \frac{3}{4}t_1 + \frac{1}{4}t_3 \quad (18)$$

линейная комбинация температур на входе и выходе из трубы. Данную температуру будем далее называть температурой транспортировки газа. Согласно формуле (17) снижение данной величины на 1% вызывает снижение мощности ГПА на 2%.

Теперь перейдем к рассмотрению вопроса сопоставления стоимостей электроэнергии, расходуемой на привод АВО и топливного газа, расходуемого на привод ГПА. Не имея информации о соотношении цен на электроэнергию и газ, мы будем соотносить их стоимости в общем (параметрическом) виде, введя в рассмотрение простую переменную (параметр) - фактор цены  $F$ . Положим данную величину равную отношению стоимости одного киловатт часа электроэнергии к стоимости того количества топливного газа, которое необходимо израсходовать на получение мощности в 1 киловатт в течение одного часа на валу двигателя ГПА.

$$F = \frac{P_{эл}}{P_{газа} \cdot 3600 / (\eta_{ГПА} \cdot Q)} \quad (19)$$

Где  $\eta_{ГПА}$  – к.п.д. двигателя ГПА,  $Q$  – теплотворная способность 1000 норм. куб. метров газа (кДж/1000м<sup>3</sup>),  $P_{газа}$  – стоимость 1000 норм. куб. метров газа,  $P_{эл}$  – стоимость одного киловатт часа электроэнергии, 3600 – количество секунд в 1 часе.

Оптимальная температура транспортировки газа  $t_*$  с точки зрения минимизации стоимостных затрат с учетом (17) определяется из уравнения:

$$-F \frac{dW_{АВО}}{dt_*} = 2 \frac{W_{ГПА}}{t_*} \quad (20)$$

где  $W_{АВО}$  электрическая мощность, затрачиваемая на привод вентиляторов АВО. В левой части данного уравнения имеем увеличение затрат на электроэнергию при вариациях температуры транспортировки газа, а в правой части, соответственно, снижение мощности ГПА или снижение расхода топливного газа. Для исследования удобно ввести понятие безразмерной относительной мощности АВО газа  $p$ :

$$p = \frac{W_{АВО}}{W_{АВОном}} \quad (21)$$

где  $W_{ABOном}$  – номинальная (она же максимальная мощность) АВО при работе всех электродвигателей в номинальном режиме. Уравнение (20) можно переписать следующим образом:

$$-F \frac{dp}{dt_*} = 2 \frac{W_{ГПА}/W_{ABOном}}{t_*} \quad (22)$$

Поскольку относительная мощность АВО и их тепловой к.п.д. однозначно связаны друг с другом, мы можем в формуле (22) перейти от относительной мощности к тепловому к.п.д. АВО. С учетом очевидных соотношений

$$\frac{dp}{dt_*} = \frac{1}{\frac{dt_*}{dp}} \quad (23)$$

$$\frac{dt_*}{dp} = \frac{dt_*}{d\eta} \cdot \frac{d\eta}{dp} \quad (24)$$

уравнение (22) представим окончательно в виде:

$$\frac{dt_*}{d\eta} \cdot \frac{d\eta}{dp} = -\frac{t_*}{2} \cdot \frac{F}{N} \quad (25)$$

где  $N = W_{ГПА}/W_{ABOном}$  – отношение мощности ГПА при номинальном расходе газа к номинальной мощности АВО. Характерное для магистральных газопроводов, оборудованных отечественными аппаратами воздушного охлаждения 2АВГ-75, значение данного параметра составляет  $N=45$ .

Уравнение (25) определяет оптимальный с экономической точки зрения тепловой к.п.д. или режим работы АВО. В данное уравнение входят две производные  $dt_*/d\eta$  и  $d\eta/dp$ . Первая  $dt_*/d\eta$  может быть относительно просто выписана в явном виде с использованием соотношения (18), а также найденных ранее связей температур газа  $t_1$  и  $t_3$  с тепловым к.п.д. (9), (10).

$$\frac{dt_*}{d\eta} = -\left(1 - \frac{\lambda}{4}\right) \cdot \frac{\Theta\left(1 - \varepsilon + \frac{\lambda}{2}\right) + \lambda(t_{cp} - t_{возд})}{\left(\lambda + \eta\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)\right)^2} \quad (26)$$

Другая производная  $d\eta/dp$  определяется способом регулирования мощности АВО, а именно применением дискретного (отключением части вентиляторов) или частотного (синхронного уменьшения частоты вращения и мощности всех вентиляторов) регулирования. Эти случаи требуют отдельного рассмотрения.

#### 4. Оптимальный режим работы АВО при дискретном регулировании мощности АВО.

При дискретном регулировании (отключении части вентиляторов АВО) понижение температуры газа оказывается пропорциональным числу работающих вентиляторов или потребляемой мощности. Соответственно, тепловой к.п.д. в зависимости от потребляемой мощности также изменяется линейно - от нуля при нулевой мощности до номинального значения  $\eta_0$  при номинальной мощности АВО. Производная  $d\eta/dp$  при этом постоянна и составляет

$$\frac{d\eta}{dp} = \eta_0 \quad (27)$$

Подставив (26) и (27) в (25) получим уравнение для определения оптимального теплового к.п.д. при дискретном регулировании

$$\left(1 - \frac{\lambda}{4}\right) \cdot \frac{\Theta\left(1 - \varepsilon + \frac{\lambda}{2}\right) + \lambda(t_{zp} - t_{гозд})}{\left[\lambda + \eta\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)\right]^2} \cdot \eta_0 = \frac{t_*}{2} \cdot \frac{F}{N} \quad (28)$$

Или явное выражение для оптимального теплового к.п.д.

$$\eta = \frac{\sqrt{\frac{2}{t_*} \cdot \frac{N}{F} \cdot \left(1 - \frac{\lambda}{4}\right) \cdot \left[\Theta\left(1 - \varepsilon + \frac{\lambda}{2}\right) + \lambda(t_{zp} - t_{гозд})\right]} \cdot \eta_0 - \lambda}{1 - \frac{\lambda}{2}} \quad (29)$$

Результаты расчетов теплового к.п.д и относительной мощности  $p$  АВО в зависимости от фактора цены  $F$  для зимы ( $t_{zp} - t_{гозд} = +18^\circ\text{C}$ ,  $t_* = 270^\circ\text{K}$ ) и лета ( $t_{zp} - t_{гозд} = -15,5^\circ\text{C}$ ,  $t_* = 290^\circ\text{K}$ ) Представлены соответственно на рис. 2.. Расчеты выполнены для озвученных выше следующих значений основных параметров:  $\theta = 24^\circ$ ,  $\varepsilon = 0,354$ ,  $\lambda = 0,32$ ,  $\eta_0 = 0,6$ ,  $N = 45$ . Поскольку тепловой к.п.д. АВО и их относительная мощность не могут превышать свои номинальные значения, в случае, если расчеты по формуле (29) дают значения теплового к.п.д больше номинального  $\eta_0$ , это значит, что оптимальным является режим максимальной мощности (все вентиляторы включены). Следует отметить, что такие режимы имеют место быть летом если фактор цены меньше либо равен 3,5, или зимой при факторе цены не более 6,75. Таким образом, при дискретном регулировании снижать мощность АВО (отключать часть вентиляторов) выгодно лишь в том случае, когда стоимость электроэнергии намного дороже газа. В остальных случаях оптимальным является режим максимальной мощности. Вместе с тем, это не

означает, что мощность моторов АВО недостаточна. Наоборот, как будет показано далее в заключительном разделе 9, мощность привода АВО в некотором смысле избыточна. Отметим также, что работа АВО на полную мощность зимой приведет к достаточно сильному выхолаживанию трубы, так температура газа за АВО будет отрицательна. Тем не менее, такое выхолаживание газа выгодно, поскольку приводит к значительной экономии топливного газа. Отметим также, что такой режим может быть осуществлен лишь при отсутствии технологических ограничений для такого снижения температуры. Например, можно опасаться выпадения конденсата, значительных тепловых напряжений трубы или недопустимого замораживания грунтов. Однако, вполне вероятно и отсутствие данных ограничений. Так, например зимняя температурная уставка для Ямбургских и Пуловских газоперекачивающих станций составляет  $-2^{\circ}\text{C}$ .

В качестве иллюстрации в заключение данного раздела произведем расчет возможной экономии топливного газа при снижении температуры транспортировки газа в зимний период. Прежде всего, установим насколько снижается потребление топливного газа при снижении уставки  $t_3$  на один градус. Для этого следует воспользоваться формулой (17) для величины экономии газа, а также формулами (10) и (18), устанавливающими связь температуры  $t_*$  и температурной уставки  $t_3$ . Из формул (10) и (18) легко получить

$$\frac{dt_*}{dt_3} = \frac{1 - \frac{\lambda}{4}}{1 + \frac{\lambda}{2}} \quad (30)$$

И, с учетом (17),

$$\frac{dW_{ГПА}}{W_{ГПА}} = 2 \cdot \frac{1 - \frac{\lambda}{4}}{1 + \frac{\lambda}{2}} \cdot \frac{dt_3}{t_*} \quad (31)$$

Из последнего соотношения легко установить, что снижение температуры  $t_3$  на 1 градус приводит к экономии топливного газа в размере 0,57%. Соответственно, снизив температурную уставку в зимний период на 10 – 12 градусов можно сэкономить около 6% топливного газа.

## **5. Оптимальный режим работы АВО при частотном регулировании мощности АВО.**

При частотном регулировании АВО изменение степени охлаждения газа (теплового к.п.д. АВО) достигается за счет синхронного изменения частоты вращения вентиляторов и, следовательно, потребляемой мощности

электромоторов. При этом все вентиляторы остаются в работе, и, следовательно, обдувается вся теплообменная поверхность АВО, в отличие от дискретного регулирования, при котором часть теплообменной поверхности не обдувается. В случае частотного регулирования для вычисления производной  $dn/dp$  потребуется рассмотреть процесс охлаждения газа в АВО.

В АВО газ протекает по тонким горизонтальным оребренным трубкам с входного на выходной коллектор. Трубки обтекаются поперечным потоком воздуха, создаваемым расположенными снизу теплообменника двумя вентиляторами.

Рассмотрим изменение температуры газа вдоль труб теплообменника (в зависимости от координаты  $x$ , отсчитываемой по потоку газа вдоль трубки).

$$qC_p \frac{\partial T}{\partial x} = -Q \quad (32)$$

где  $q$  – расход газа через трубку теплообменника,  $C_p$  и  $T$  – теплоемкость при постоянном давлении и температура газа,  $Q$  – снимаемый воздухом тепловой поток с единицы длины трубки. Для последней величины имеем формулу Ньютона – Рихмана:

$$Q = \alpha(T_w - T_{возд}) \quad (33)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от оребренной трубки в поток воздуха,  $T_w$  – температура наружной поверхности оребренной трубки.

Последняя величина будет близка к температуре газа в данном сечении трубки в силу того, что коэффициент теплоотдачи газа по внутренней поверхности трубы более, чем в 100 раз превышает коэффициент теплоотдачи по воздуху на наружной поверхности даже с учетом ее оребрения. Таким образом, имеем уравнение для изменения температуры газа вдоль труб теплообменника.

$$qC_p \frac{\partial T}{\partial x} = -\alpha(T - T_{возд}) \quad (34)$$

Коэффициент теплоотдачи по наружной поверхности  $\alpha$  оказывается пропорциональным  $Re^{0.8}$  (см например [6]) как для поперечного обтекания цилиндра (в данном случае трубки), так и для продольного обтекания плоской пластины (поверхности оребрения), где  $Re$  – число Рейнольдса. Поэтому зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости обдува имеет вид

$$\alpha = B \cdot V^\beta \quad (35)$$

где  $B$  – некая константа, а показатель степени  $\beta = 0.8$ .

Уравнение (34) легко интегрируется. С учетом (35) для изменения температуры газа вдоль трубки теплообменника получим:

$$T(x) = (T_{ex} - T_{возд}) \cdot \exp\left(-\frac{BV^\beta}{qC_p} x\right) + T_{возд} \quad (36)$$

Реально практический интерес представляет лишь температура в конце трубки или на выходе из теплообменника, для которой в соответствии с (36) получим:

$$T_{вых} = (T_{ex} - T_{возд}) \cdot \exp\left(-A \cdot \frac{q_0}{q} \cdot \left(\frac{V}{V_0}\right)^\beta\right) + T_{возд} \quad (37)$$

где  $A = (B V_0^\beta l) / (q_0 C_p)$  – некая константа (характеристика теплообменника),  $l$  – длина трубки,  $q_0$  – номинальный расход газа,  $V_0$  – максимальная (номинальная) скорость обдува при 100% мощности моторов. Последнее уравнение определяет тепловой к.п.д. АВО:

$$\eta = 1 - \exp\left(-A \cdot \frac{q}{q_0} \cdot \left(\frac{V}{V_0}\right)^\beta\right) \quad (38)$$

Или, с учетом кубической зависимости мощности от скорости,

$$\eta = 1 - \exp\left(-A \cdot \frac{q_0}{q} \cdot p^{1/z}\right) \quad (39)$$

где  $z = 3/\beta = 3,75$  – показатель степени.

Значение константы  $A$  связано с номинальным тепловым к.п.д. АВО. Действительно по формуле (39) при номинальном расходе газа  $q = q_0$  и при номинальной мощности  $p = 1$  мы должны получить номинальный тепловой к.п.д. АВО. Откуда, для константы  $A$  имеем:

$$A = \ln \frac{1}{1 - \eta_0} \quad (40)$$

Что для  $\eta_0 = 0,6$  дает значение  $A = 0,916$ .

Расчеты по формуле (39) дают неплохое совпадение с экспериментальными данными. В качестве иллюстрации на рис 3. представлены данные прямых экспериментальных замеров, выполненных в цехе №10 КС «Ново-Комсомольская» 14 апреля 2006 г совместно с результатами расчетов.

Дальнейшее исследование (поиск оптимальной температурной уставки) выполним пока для номинального расхода газа  $q_0$ . Влияние расхода рассмотрим в конце данной работы в специальном разделе.

В соответствие с уравнением (39) для производной  $d\eta/dp$  получим:

$$\frac{d\eta}{dp} = \frac{A}{z} p^{\frac{1}{z}-1} \cdot \exp(-Ap^{1/z}) \quad (41)$$

И, воспользовавшись соотношениями (25) и (26), получим уравнение для определения оптимальной относительной мощности  $p$ :

$$\left(1 - \frac{\lambda}{4}\right) \frac{\Theta\left(1 - \varepsilon + \frac{\lambda}{2}\right) + \lambda(t_{cp} - t_{возд})}{\left[\lambda + \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right)(1 - \exp(-Ap^{1/z}))\right]^2} \left(\frac{A}{z}\right) p^{1/z-1} \exp(-Ap^{1/z}) = \frac{t_*}{2} \cdot \frac{F}{N} \quad (42)$$

Данное уравнение выглядит несколько громоздко, но может быть легко решено численно.

Результаты численного решения данного уравнения для фактора цены  $F = 3$  и для значений температур воздуха и грунта соответствующих всем месяцам года представлены на рис 4,5. На рис. 4 представлены полученные оптимальные значения относительной мощности и теплового к.п.д., а на рис. 5. соответствующие им оптимальные температурные уставки. На рис. 5 в качестве иллюстрации представлены также используемые в расчетах температуры воздуха и грунта, а также фактическая (действующая) уставка для КС «Ново-Комсомольская».

Полученная оптимальная уставка заметно отличается от фактически используемой, а именно, в зимний период первая оказывается значительно ниже второй, а в летний, наоборот, несколько выше.

Например, для января оптимальная уставка для фактора цены  $F = 3$  составляет  $-1^\circ\text{C}$ , что на 11 градусов ниже используемой (фактической) уставки. Как отмечалось ранее, снижение уставки по температуре на 1 градус позволяет сэкономить 0,57% топливного газа. Соответственно, 11 градусов позволят сэкономить 6,27% топливного газа. Для фактора цены  $F = 3$  (газ втрое дешевле электричества), но с учетом того, что мощность ГПА в  $N = 45$  раз превышает номинальную мощность АВО, экономия 6,27% топливного газа эквивалентна экономии  $6,27\% * N/F = 94\%$  от номинальной электрической мощности АВО. При этом согласно расчетам (см рис. 4), при использовании частотного регулирования, такого охлаждения газа можно достигнуть затратив всего 42,5% номинальной мощности АВО и обеспечив их тепловой к.п.д. на уровне 51,7%. Данному режиму работы АВО соответствует частота тока 37,5 Гц. Значительная экономическая выгода от такого понижения уставки очевидна.

В летний период, например в июле, оптимальная уставка, наоборот, оказывается на  $4,8^{\circ}\text{C}$  выше фактической ( $28,8^{\circ}\text{C}$  против  $24^{\circ}\text{C}$ ). Это приведет к перерасходу  $2,7\%$  газа, стоимость которого будет эквивалентна стоимости  $40,5\%$  номинальной электрической мощности АВО. Однако, с учетом того, что на привод АВО при этом будет затрачиваться всего  $24\%$  номинальной мощности АВО (соответствует частоте  $31,1$  Гц), такой режим оказывается выгоднее, чем работа АВО на полную мощность, что, как было показано ранее, необходимо для выдерживания июльской уставки при среднеклиматических температурах воздуха и грунта.

## **6. Зависимость оптимальной уставки при частотном регулировании от параметров.**

В принципе с помощью уравнения (42) можно определить оптимальное значение относительной мощности АВО для любой комбинации параметров. Однако с практической точки зрения, такой подход малопригоден. Другими словами, хотелось бы получить пусть приближенное, но явное и относительно простое соотношение, связывающее оптимальный тепловой к.п.д. АВО с внешними параметрами.

Как показал анализ, главными факторами, определяющими оптимальный режим работы АВО являются

- фактор цены  $F$
- температурный напор  $T = t_2 - t_{\text{возд}}$
- расход газа  $q$

Идея нахождения формулы, связывающей оптимальный тепловой к.п.д АВО с данными параметрами состоит в выполнении параметрических расчетов путем численного решения уравнения (42) при вариациях параметров в достаточно широком диапазоне вокруг некой реперной точки. В качестве последней была выбрана точка, попадающая примерно в центр разумного диапазона изменения озвученных выше параметров. Это реперная точка  $F = F_{\text{pen}} = 3$ ,  $T = T_{\text{pen}} = 25,5^{\circ}\text{C}$ ,  $q = q_0 = q_{\text{pen}} = 105\,000\,000$  нормальных куб. метров/сутки. Приведенные выше параметры будем далее называть реперными. При расчетах номинальный тепловой к.п.д. АВО  $\eta_0$  был принят равным  $0,6$  (что соответствует реальному значению аппаратов 2АВГ-75 при озвученном выше реперном расходе, распределяющимся по 12 аппаратам). Отношение мощности работающих ГПА к номинальной мощности АВО было принято  $N=45$ . При реперном температурном напоре, соответствующим среднеклиматическим температурам воздуха и грунта в апреле и в конце сентября – начале ноября, а также при реперных значениях фактора цены и расхода газа путем численного решения уравнения (42) находим реперное значение оптимального теплового к.п.д.  $\eta_{\text{pen}} = 0,490$ .

В соответствии с озвученным выше подходом, будем исследовать влияние вышеперечисленных параметров по отдельности.



## Литература.

1. Алимов С.В., Зайцев Е.Г., Кубаров С.В., Экономический подход к охлаждению природного газа на КС МГ // в печати
2. Аршакян И.И., Тримбач А.А., Повышение эффективности работы установок охлаждения газа // Газовая промышленность, №12, 2006 г.
3. Маланичев В.А., Модернизация вентиляторов АВО газа при реконструкции КС МГ // в печати.
4. Модернизация АВО газа на основе частотно-регулируемого привода; расчет экономической эффективности // ЗАО «Газмашпроект», 2006 г.
5. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М., «Наука», 1972.
6. Прибытков И.А., Левицкий И.А. Теоретические основы теплотехники. М., «Академия», 2004.