

ТЕОРИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КОНВЕКТИВНОЙ ЧАСТИ ЖАРОТРУБНЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ С ТУПИКОВОЙ ТОПКОЙ

**В.Н. Качан, д.т.н., профессор; А.В. Лукьянов, д.т.н., профессор;
Е.В. Конопацкий, к.т.н., доцент**

ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры»

Аннотация. Продолжена разработка методики геометрического моделирования тепломассообменных процессов в жаротрубных котлоагрегатах. Данная методика позволит упростить расчёт теплообмена для различных видов топлива, отличающихся теплотой сгорания от заводской паспортной характеристики, и оптимизировать конструктивные элементы в конвективной части котлов малой мощности. Путём изменения места расположения горелки в топочной части можно достигать паспортной мощности и максимально возможного КПД при использовании топлив с разным значением теплоты сгорания.

Ключевые слова: тепловой баланс, тепловые потоки, жаротрубный котлоагрегат, конвективная часть, топочная камера, теплота сгорания топлива, число Рейнольдса, коэффициент турбулентности



Качан
Владимир Николаевич



Лукьянов
Александр Васильевич



Конопацкий
Евгений Викторович

Формулировка проблемы. Жаротрубные котлоагрегаты небольшой мощности получили широкое распространение. При их эксплуатации часто возникает необходимость использовать другие виды топлива, имеющие отличную от заводской (паспортной) теплоту сгорания. В таких условиях жаротрубный котлоагрегат требует дополнительной настройки для обеспечения необходимой мощности и максимального КПД. Возникает ситуация, при которой для достижения требуемой мощности необходимо изменить конструкцию элементов конвективной части котлоагрегата (например, количества и диаметра конвективных трубок). В некоторых случаях эта проблема может быть решена подбором горелки. Однако диапазон изменения такой настройки находится в небольших пределах и поэтому подходит для тех видов топлив, которые имеют близкие значения по теплоте сгорания. Следует отметить, что по данным [1] на постсоветском пространстве используются около 40 газопроводов различных месторождений с различным составом газа и, следовательно, с различной низшей теплотой сгорания, которая варьируется от 28,3 до 47 МДж/м³. Такие перепады низшей теплоты сгорания невозможно нивелировать только с помощью настройки горелки. Тем не менее, эта проблема может быть решена и без внесения изменений в конструкцию котла с помощью регулировки места расположения ядра факела внутри топочной части жаротрубного котлоагрегата.

Анализ последних исследований и публикаций. Способам моделирования и расчёту котлоагрегатов посвящено достаточное количество работ. Например,

в работах [1-3] используется нормативный расчёт теплогенерирующих установок. Эти исследования представляют собой комплексный подход к тепловому, конструктивному, поверочному и другим расчётам жаротрубного котлоагрегата. В ранее опубликованных статьях [4, 5] была изложена геометрическая теория теплоотдачи в топочном пространстве котла с тупиковой топкой. Путём такого моделирования взамен общепринятых эмпирических формул [1-3] получена теоретическая формула для определения интегрального коэффициента теплопереноса K_T :

$$K_T = \frac{Q_T}{Q_P} = 1 - \frac{d_T \left(\sqrt{d_T^2 + 4l_{XB}^2} - 2l_{XB} \right)}{2(d_T^2 + 4l_{XB}^2)}, \quad (1)$$

где: Q_P^p и d_T – располагаемая рабочая теплота сгорания топлива и количество теплоты, воспринятой поверхностью нагрева топки для передачи её теплоносителю – воде, которая омывает топку и конвективную части котлоагрегата, кДж/м³;
 d_T – диаметр топки, м;
 l_{XB} – хвостовая часть длины топки l_T , расположенная у выхода из топки и облучаемая тепловым потоком под углом φ и равная: $l_{XB} = 0,5d_T \operatorname{tg} \varphi$.
 Отметим, что угол φ зависит от места расположения горелки в топке (рис. 1).

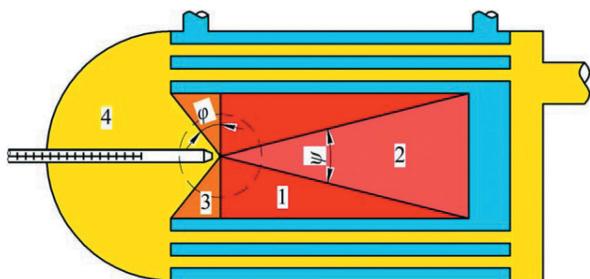


Рис. 1. Зоны теплопереноса в топке

На рис. 1 показаны ядро (сфера) факела и четыре зоны переноса теплоты излучением по длине топки жаротрубного котлоагрегата. На основную первую (1) и торцевую (2) зоны приходится половина площади поверхности излучающей сферы. На зону передней крышки приходится площадь сферического сегмента (4), а на хвостовую зону (3) приходится остаток площади цилиндрической поверхности топки.

Исходя из того, что с поверхности сферы (ядра) излучается тепло равномерно, можно принять, что существует прямопропорциональная зависимость между площадью поверхности сферы факела и количеством излучаемой теплоты. В соответствии с этой гипотезой определяем доленое количество располагаемой теплоты сгорания топлива из расчёта площадей поверхности ядра факела. В результате получим зависимость теплоты от углов φ и ψ . Причём, углы φ и ψ связаны между собой

через соотношение длины топки и длины хвостовой части:

$$\operatorname{tg} \psi = \operatorname{tg} \varphi \left(\frac{l_T}{l_{XB}} - 1 \right).$$

Таким образом, перемещая вдоль горизонтальной оси ядро факела внутри топочной камеры, можно регулировать соотношение количества тепла между топкой и конвективной частью котла, что в свою очередь позволяет оптимизировать работу котлоагрегата по отношению к топливу с необходимой теплотой сгорания. Для этого можно использовать горелочную трубу, которая подаёт газозвоздушную смесь в топку, если нанести на её поверхность шкалу теплоты сгорания в зависимости от вида топлива.

Основная часть. Конвективную часть котлоагрегата условно можно разделить на два потока нагреваемого в ней теплоносителя: топочный и конвективный. Первый омывает наружную поверхность топки, а второй омывает конвективный пучок трубок. Природа теплопередачи для обоих потоков одинакова [6]. Она учитывает два основных параметра – это коэффициенты теплопроводности и конвекции, а также группу параметров, определяющих режим движения теплоносителя в каждом потоке.

Топочный поток теплоты рассчитывается по формуле:

$$Q_T = K_T Q_P^p, \quad (2)$$

где: $K_T = 0,5 + K_{XB} - K_{ТОРЦ}$.

Конвективный поток теплоты в конвективных трубках рассчитывается по формуле:

$$Q_K = Q_P^p \eta (1 - K_T) = Q_P^p - Q_T - \sum_{i=1}^m q_i, \quad (3)$$

где: η – коэффициент полезного действия котлоагрегата;

i – потери теплоты в i -ом источнике котлоагрегата, кДж/м³;

m – количество источников тепловых потерь, включая потери теплоты через входную дверцу и наружную поверхность котла за слоем теплоизоляции, уносом теплоты в дымовую трубу, а также физическим и химическим недожогом топлива.

Учитывая, что теплота прямопропорциональна необходимой мощности в кВт, справедливым можно считать следующие соотношения:

$$N_T = K_T N, \quad N_T = (1 - K_T) N \eta, \quad (4)$$

где: N – паспортная мощность котлоагрегата, кВт;

N_T и N_K – теоретические (фактические – максимально возможные) мощности топочного и конвективного потоков теплоты (рис. 2).

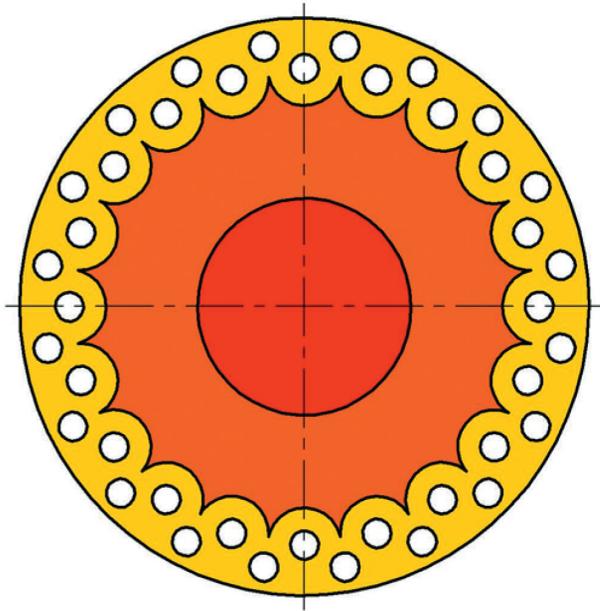


Рис. 2. Поперечное сечение жаротрубного котлоагрегата с разделением на топочный и конвективный потоки теплоносителя

На рис. 2 красным цветом показана зона концентрации тепловой энергии в топке. Оранжевым цветом выделен топочный поток теплоносителя котлоагрегата, омывающий притопочную зону, а желтым — конвективный поток.

Площади сечений потоков теплоносителя пропорциональны количеству теплоты, поступающей из топки в притопочную конвективную часть. В соответствии с [5] соотношение площадей топочного, обозначенного оранжевым цветом (рис. 2), и конвективного потока, обозначенного желтым цветом, будет определяться коэффициентом интегрального переноса K_T и в большинстве случаев будет составлять 2:1.

Для обоих потоков теплоносителя при расчёте коэффициентов теплоотдачи конвекцией использованы формулы, полученные методом размерностей, а именно:

$$\alpha_{K.T} = \frac{\lambda_B}{d_{\text{Э.Т}}} (\text{Re}_T)^{K_{TБ.Т}}, \quad (5)$$

где λ_B — коэффициент теплопроводности теплоносителя — воды, Вт/м²С;
 $d_{\text{Э.Т}}$ — эквивалентный диаметр топочного потока воды, м;
 Re_T — безразмерное число Рейнольдса в данном случае рассчитывается по формуле:

$$\text{Re}_T = \frac{\omega_B d_{\text{Э.Т}}}{\nu_B K_{TБ.Т}}, \quad (6)$$

здесь ω_B — средняя скорость потока воды, м/с;
 ν_B — кинематическая вязкость воды, м²/с.

$K_{TБ.Т}$ — коэффициент турбулентности теплоносителя в топочном потоке, равный отношению межтрубных сечений потока при шахматном расположении трубок и гладкой наружной поверхности топки (рис. 2), рассчитываемый как:

$$K_{TБ.Т} = \frac{S_{T.MIN}}{S_{T.MAX}}, \quad (7)$$

где $S_{T.MIN}$ и $S_{T.MAX}$ — соответственно минимальная и максимальная площадь топочного потока воды, которые можно определить соотношением топочных векторов теплового воздействия на теплоноситель, вычисленных через радиусы $R_{T.MIN}$ и $R_{T.MAX}$ (рис. 3).

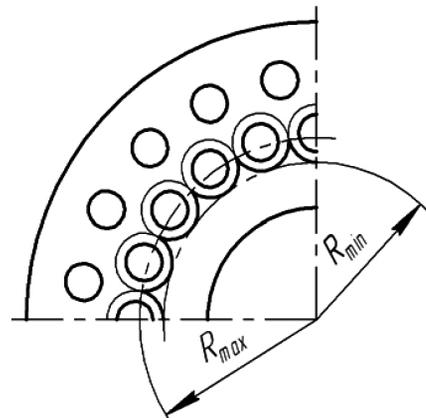


Рис. 3. К определению минимальной и максимальной площадей топочного потока воды

Исходя из рис. 3, средний эквивалентный диаметр, равный средней ширине потока жидкости, который можно приравнять к длине топочного вектора теплового воздействия на теплоноситель, определяется следующими формулами:

$$l_{MIN} = R_{MIN} - \frac{d_T}{2}, \quad l_{MAX} = R_{MAX} - \frac{d_T}{2}.$$

Аналогично топочному пространству рассчитывается и коэффициент теплопередачи конвекцией в условном конвективном потоке:

$$\alpha_{K.K} = \frac{\lambda_B}{d_{\text{Э.К}}} (\text{Re}_K)^{K_{TБ.К}}, \quad \text{где } \text{Re}_K = \frac{\omega_B d_{\text{Э.К}}}{\nu_B K_{TБ.К}}. \quad (8)$$

Формула (5) отличается от (8) значениями эквивалентных диаметров потоков и коэффициентов турбулентности. Эти коэффициенты определяются отношениями:

$$K_{TБ.Т} = \frac{S_{MP}}{S_{TP}}, \quad (9)$$

где S_{MP} — площадь межтрубного пространства за вычетом $S_{T.MAX}$;

S_{TP} – суммарная площадь наружных сечений трубок конвективного пучка, м².

Дальнейший расчёт сводится к определению фактических мощностей теплопереносов в топочном:

$$N_{\phi.T} = \frac{\alpha_{к.т} F_T}{1000} (t_T - t_B), \quad (10)$$

и в конвективном потоке:

$$N_{\phi.к} = \frac{\alpha_{к.к} F_K}{1000} \Delta t_K. \quad (11)$$

В формулах (10 и 11):

F_T и F_K – соответственно поверхности нагрева топочного и конвективного потоков, м²;

t_T и t_B – средние температуры поверхности нагрева топки и нагреваемой воды, °С;

Δt_K – среднелогарифмический температурный напор в конвективном потоке, °С.

Поверхности нагрева этих потоков рассчитываются по формулам:

$$\begin{aligned} F_T &= \pi d_{к.т} l_T, \\ F_K &= \pi d_{к.т} l_{тп} z, \end{aligned} \quad (12)$$

где: $d_{к.т}$ и $l_{тп}$ – наружный диаметр и длина трубок конвективной части котлоагрегата, м;

z – количество трубок в конвективном пучке, шт.

Увязку двух условных тепловых потоков в конвективной части котлоагрегата рекомендуется начинать с расчёта их живых сечений, которые определяются пропорционально количествам теплоты, передаваемых топкой и конвективными трубками. Кроме того, нужно рассчитать отдельно поверхности нагрева в топочном и конвективном потоках, а также средние температурные напоры. Эти три параметра необходимы в формулах (11–13) для определения тепловосприятий (тепловой мощности) нагреваемой воды $N_{\phi.T}$ и $N_{\phi.к}$. Тогда, зная эти параметры, рассчитываем невязки δ_0 и δ_K вначале в условном топочном потоке, а затем в конвективном по формулам:

$$\begin{aligned} \delta_T &= \frac{N_T - N_{\phi.T}}{N_T} 100\%, \\ \delta_K &= \frac{N_K - N_{\phi.к}}{N_K} 100\%. \end{aligned} \quad (13)$$

Полученные невязки согласно нормативным требованиям в топочном пространстве не должны превышать $\delta_T = \pm 0,5\%$, а в конвективном $\delta_K = \pm 2\%$. Если при проектировании первая невязка превышает $\pm 0,5\%$, тогда лучший вариант уменьшить или увеличить живое сечение топочного потока перемещением конвективных трубок ближе или дальше от топочной поверхности. Также для этой цели можно использо-

вать неравномерное распределение трубок в конвективном пучке.

При эксплуатации невязка корректируется перемещением горелки в топке [5]. Если вторая невязка после регулировки будет больше нормативной, в таком случае целесообразно перекрыть несколько трубок пробками.

ВЫВОДЫ

В работе предложена методика поверочного расчёта для определения количества теплоты, воспринятой теплоносителем в конвективной части жаротрубного теплогенератора, с использованием его геометрических параметров и коэффициентов турбулизации потока воды. В дальнейшей работе будет проверена адекватность теоретических исследований реальному теплообмену. Геометрическое моделирование теплового баланса между топочной камерой и конвективной частью котла позволит получить необходимую мощность и максимально возможный КПД без внесения изменений в его конструкцию.

Перспективой для дальнейших исследований является совершенствование расчёта конвективной части жаротрубных котлоагрегатов с учётом разной направленности тепловых потоков и технических устройств, повышающих турбулентность движения как дымовых газов, так и нагреваемого теплоносителя.

Список литературы:

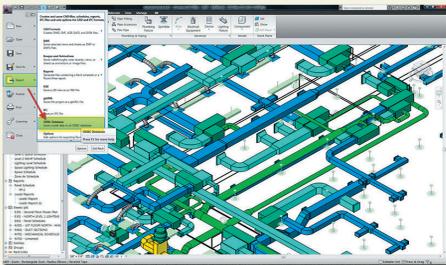
1. Лукьянов А.В. Теплогенераторы для локальных систем теплоснабжения. – Макеевка: ДонНАСА, 2003. – 156 с.
2. Тепловой расчёт котельных агрегатов. Нормативный метод / Под ред. Н.В. Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
3. Теплогенерирующие установки. Учебник / Деягин Г.Н., Лебедев В.И. – Стройиздат, 2010. – 559 с.
4. Качан В.Н. Совершенствование расчёта элементов конвективной части жаротрубных водогрейных котлов / В.Н. Качан, А.В. Лукьянов, Е.В. Конопацкий // Вестник Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Инженерные системы и техногенная безопасность: сб. науч. тр. – Макеевка: ДонНАСА, 2017. – Вып. 2017–5 (127). – С. 62–66.
5. Качан В.Н. Геометрическое моделирование теплового баланса жаротрубных котлоагрегатов / В.Н. Качан, А.В. Лукьянов, Е.В. Конопацкий // Вестник Луганского национального университета им. Владимира Даля. – Луганск: ЛНУ им. В. Даля, 2018. – № 8 (14) 2018. – С. 140–144.
6. Михеев М.А., Михеева Е.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. – М.: «Энергия», 1977. – 344 с.

Профиль «Теплогасоснабжение и вентиляция» является одним из самых востребованных среди строительных специальностей по общероссийскому рейтингу.

Объектами изучения профиля «Теплогасоснабжение и вентиляция» являются системы тепло- и газоснабжения городов, предприятий и жилых зданий, системы отопления, вентиляции и кондиционирования, системы учета и сбережения энергетических ресурсов, которые должны предусматривать не только бесперебойную работу, но и возможность контроля за расходом горячей и холодной воды, газа, тепловой энергии как в целом по зданию, так и в каждом помещении.



Решение подобных технических задач возможно только на основе фундаментальных знаний по гидравлике, термодинамике, теплообмену, отоплению, вентиляции, газоснабжению, кондиционированию воздуха и другим дисциплинам, которые и преподаются на кафедре «Теплотехника, теплогасоснабжение и вентиляция» Академии.



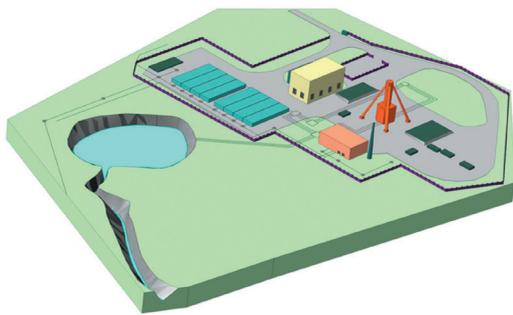
Наши выпускники способны занимать инженерные должности, в том числе руководящие, на предприятиях строительной индустрии в области инженерных сетей, работать в научно-исследовательских институтах, колледжах, высших учебных заведениях, а также в сфере купли-продажи климатической техники и инженерного оборудования.



ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

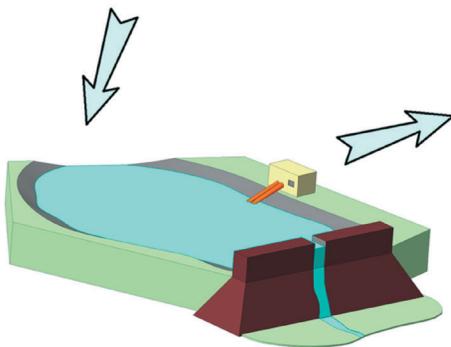


Установка очистки и деминерализации шахтных вод Шахта «Миусская»

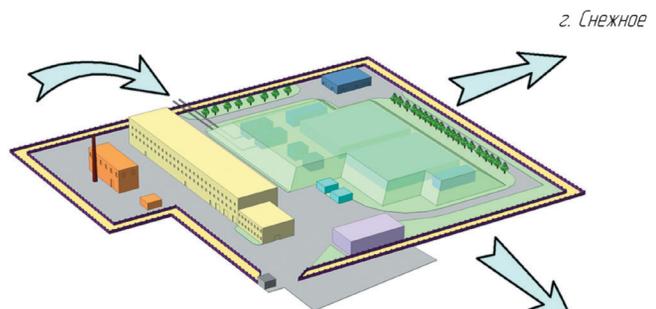


Промплощадка
ствола №27
ш. «Миусская»
(существующая)

Технологическая схема
расположения объектов
деминерализации
шахтной воды



Пруд-накопитель
(вновь сооружаемый)



Станция деминерализации
шахтных вод
(вновь сооружаемая)

г. Снежное