

Таблица 2 – Основные результаты эксперимента.

| № п.п | Наименование показателей                                   | Номер монолита            |                           |                           |                           |                           |                           |
|-------|--|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
|       |  | 1<br>2                    | 3<br>4                    | 5<br>6                    | 7<br>8                    | 9<br>10                   | 11<br>12                  |
| 1     | 2  | 3                         | 4                         | 5                         | 6                         | 7                         | 8                         |
| 1     | Начало эксперимента, час                                   | $\frac{10^{50}}{11^{50}}$ | $\frac{12^{10}}{12^{17}}$ | $\frac{9^{35}}{9^{25}}$   | $\frac{11^{20}}{11^{25}}$ | $\frac{12^{00}}{12^{05}}$ | $\frac{12^{40}}{12^{46}}$ |
| 2     | Средняя влажность слоя 0-40см почвы, %                     | $\frac{76,77}{76,82}$     | $\frac{47,75}{49,72}$     | $\frac{70,50}{71,47}$     | $\frac{52,25}{55,10}$     | $\frac{43,50}{44,60}$     | $\frac{38,50}{40,4}$      |
| 3     | Средняя плотность слоя 0-40 см почвы, %                    | $\frac{0,20}{0,20}$       | $\frac{0,28}{0,28}$       | $\frac{0,24}{0,24}$       | $\frac{0,24}{0,24}$       | $\frac{0,24}{0,24}$       | $\frac{0,24}{0,24}$       |
| 4     | Конец активной стадии впитывания, начало инфильтрации, час | -                         | $\frac{12^{50}}{13^{04}}$ | $\frac{11^{05}}{11^{07}}$ | $\frac{12^{31}}{12^{45}}$ | $\frac{12^{42}}{12^{37}}$ | $\frac{13^{26}}{13^{00}}$ |
| 5     | Объем впитавшейся влаги до начала инфильтрации, мл         | -                         | $\frac{3380}{2770}$       | $\frac{870}{636}$         | $\frac{830}{540}$         | $\frac{4190}{4050}$       | $\frac{4875}{4640}$       |
| 6     | Время стабилизации процесса инфильтрации, час              | -                         | $\frac{15^{45}}{16^{30}}$ | $\frac{19^{02}}{13^{40}}$ | $\frac{17^{30}}{18^{08}}$ | $\frac{16^{10}}{16^{28}}$ | $\frac{13^{00}}{13^{26}}$ |
| 7     | Осредненная величина установившейся инфильтрации, мм/сут   | -                         | 49,7                      | 2,45                      | 13,6                      | 672                       | 2760                      |

Анализ результатов эксперимента позволил сделать следующие выводы:

- при равной или сравнимой плотности почвы величина инфильтрации тем выше, чем ниже влажность. Для образцов с одинаковой плотностью по результатам эксперимента эта зависимость аппроксимируется уравнением

$$I = \exp(0.1896)W^{-3.38},$$

где  $W$ - объемная влажность почвы в относительных единицах;

УДК 658.26

Северянин В.С.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ КОТЛОВ

Параметром, определяющим коэффициент полезного действия котлов (как парогенераторов, так и водогрейных котлов, работающих на газообразном и жидком топливе), является температура уходящих газов,  $T_{yx}$ . При сжигании забалластированных твердых топлив в слое существенны также потери с мехнедожогом. Один из процессов, характеризующих действие котла, представляет собой удаление газообразных продуктов сгорания топлива в атмосферу, на этот процесс также влияет  $T_{yx}$ . Удаление топочных газов производится либо самотягой через дымовую трубу, либо при помощи тягодутьевых механизмов, либо использованием изохоричности горения (например, пульсирующее горение). Представляет интерес рассмотреть вопрос применительно к традиционным котлам: что энергетически и по другим затратам выгоднее - использовать самотягу или механическую тягу? Ведь считается, что требуется всячески снижать  $T_{yx}$  (ограничение снизу - точка росы  $t_p$  продуктов сгорания; другой ограничитель - стоимость теплоутилизационных элементов котла). Но так как механическая тяга требует затрат электроэнергии, не проще ли повысить  $T_{yx}$ , чтобы эффективнее работала самотяга?

При механической тяге аэродинамическое сопротивление

- - время впитывания тем короче, а объем впитывания тем больше, чем ниже влажность;
- - высокая влажность почвы и незначительная отрицательная температура способствуют формированию водонепроницаемого слоя почвы.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Глушко К.А. Инфильтрация талых вод на осушаемых торфяниках: Автореф. дисс. ...канд. техн. наук. – Мн., 1996.- 20С.

котла  $\Delta p$  преодолевается напором вентилятора (дымососа)  $H_e$ :  $H_e \geq \Delta p$ . Для этого извне затрачивается энергия  $V \cdot H_e / \eta_e$ , для производства этой энергии на тепловой электростанции, ТЭС, требуется теплоты  $V \cdot H_e / (\eta_e \cdot \eta_t)$ , где  $V$  - расход удаляемого газа,  $\eta_e$  - КПД вентиляторной установки,  $\eta_t$  - термический КПД ТЭС.

При самотяге естественное давление  $\Delta p_e$  так же должно преодолевать аэродинамическое сопротивление котла:  $\Delta p_e \geq \Delta p_c$ , при этом  $\Delta p_e = h \cdot (\rho_o - \rho_c)$ , где  $h$  - высота дымовой трубы,  $\rho_o, \rho_c$  - плотности окружающего воздуха и уходящих газов.

Для создания самотяги необходимо теплоты

$$Q_c = (T_{yx} - T_o) \cdot c \cdot V. \quad (1)$$

Используя уравнение состояния и выражение для  $\Delta p$ , из (1) получаем для единицы объема газов

$$q_c = c \cdot \left[ \frac{B}{R \cdot (\rho_o - \Delta p / h)} - T_o \right], \quad (2)$$

где  $c$  - теплоемкость газа,

$B$  - барометрическое давление,

Северянин Виталий Степанович. Профессор каф. водоснабжения, водоотведения и теплотехники Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БГТУ, 224107, г. Брест, ул. Московская, 267.

$R$  - газовая постоянная.

Для механической тяги (примем для сравнения воздушный наддув как более рациональный энергетически, чем дымососную тягу) необходимо теплоты:

$$Q_m = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta_e \cdot \eta_t}, \quad (3)$$

или для единицы объема газов

$$q_m = \Delta p / (\eta_e \cdot \eta_t). \quad (4)$$

Из (2) и (4) видно, что  $q_c \langle q_m$  при

$$\Delta p \cdot R (\rho_o - c \cdot T_o \cdot \eta_e \cdot \eta_t / h - \Delta p / h) \rangle \cdot c \cdot \eta_e \cdot \eta_t (B - T_o \cdot R \cdot \rho_o) \quad (5)$$

т.е.  $q_c$  уменьшается при росте  $h$ , уменьшении  $\Delta p$ , а на  $q_m$  определяющее влияние оказывает  $\eta_t$ .

В котел как в энергетическую систему вводится теплота сожженного топлива  $BQ_n^p$  и энергия для прокачки газа  $E$ , а выводится теплота с рабочим телом  $D\Delta i$  ( $D$  - расход его,  $\Delta i$  - приращение энтальпии) и уходящими газами  $I_{yx}$ . При постоянной тепловой нагрузке  $D\Delta i$  для увеличения  $T_{yx}$  нужно сжечь больше топлива на  $\Delta B$ , увеличиваются потери тепла на  $\Delta I_{yx}$ , но уменьшается расход энергии на прокачку газа на  $\Delta E$ , т.к. часть этой работы берет на себя самотяга:

$$\Delta B \cdot Q_n^p - \Delta E = \Delta I_{yx}, \quad (6)$$

или: добавочная теплота топлива увеличивает потери с уходящими газами и уменьшает расход энергии на собственные нужды.

Снижение  $T_{yx}$  требует увеличения поверхностей нагрева котла, т.е. стоимость  $C$  агрегата резко растет. Кроме того, выброс горячих газов означает потерю эксергии  $E_x$ , а также неблагоприятное воздействие на окружающую среду. Качественно  $T_{yx}$  действует на перечисленные факторы согласно рис. 1.

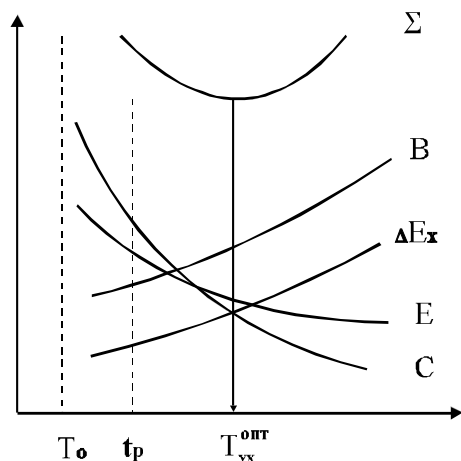


Рисунок 1.

Следовательно, с учетом всех затрат  $\Sigma$  оптимальная температура уходящих газов  $T_{yx}^{opt}$  может быть существенно выше принимаемых ныне стандартных значений. Рассуждения относятся как к вновь проектируемым котлам, так и к совершенствованию существующих.

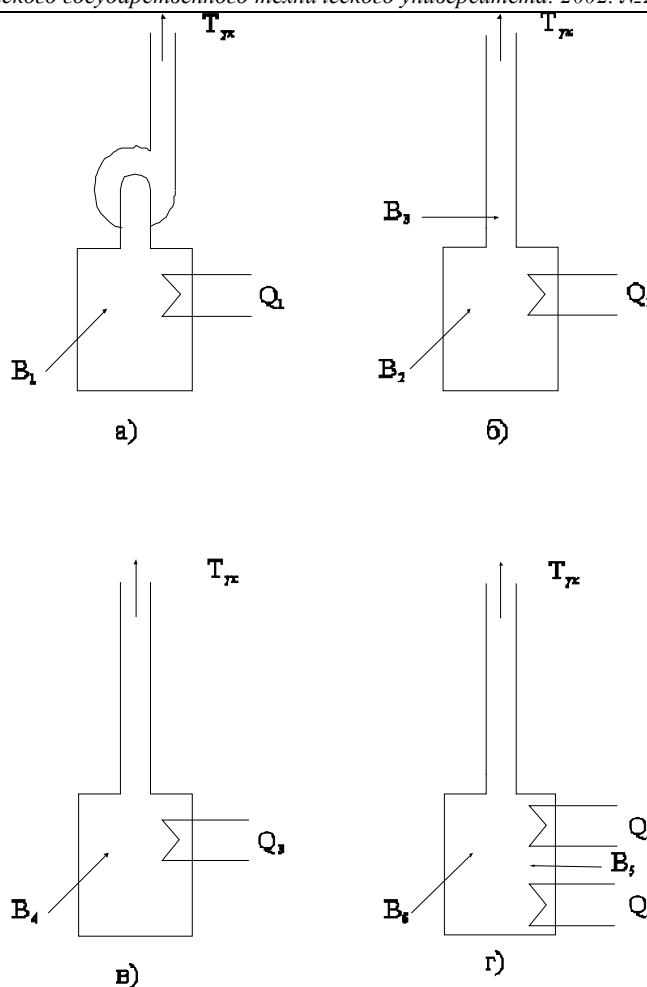


Рисунок 2.

На рис. 2а показана традиционная схема с дымососом;  $B_1$  - расход топлива,  $Q_1$  - тепловая производительность. Здесь  $T_{yx}$  низкая, КПД котла высокий, большой расход электроэнергии на тягу. Рис. 2б - без дымососа, самотяга - за счет добавочного сжигания топлива  $B_3$  перед трубой, в основные горелки - топливо  $B_2$ . Рис. 2в - нагрев уходящих газов большей подачей топлива  $B_4$  в основные горелки, самотяга, КПД котла ниже. Рис. 2г - добавочные горелки в конвективных поверхностях нагрева, подача топлива в них  $B_5$ , в остальные  $B_6$ .  $T_{yx}$  растет для самотяги. При  $Q_1 = Q_2 = Q_3$  имеем:  $B_1 = B_2$ . Для рис. 2а: общий расход топлива  $B_1 + B_6$  ( $B_6$  - расход топлива для выработки электроэнергии на привод вентилятора), для рис. 2в общий расход топлива  $B_4 + \Delta B$ , для рис. 2б  $B_2 + B_3$ . Выше (5) показано, что  $B_3 \langle B_6$ . Для рис. 2г при  $Q_4 = Q_1$  конвективный теплообмен увеличивается, а радиационный должен уменьшаться, т.е. снижается  $B_6$ . Тогда  $B_6 + B_5 \langle B_4$  и особенно

$$(B_6 + B_5) \langle (B_1 + B_6). \quad (7)$$

Кроме этого, улучшается работа котла, т.к. не допускается конденсация влаги, происходит очищение поверхностей нагрева, повышается равномерность температурного поля в котле.

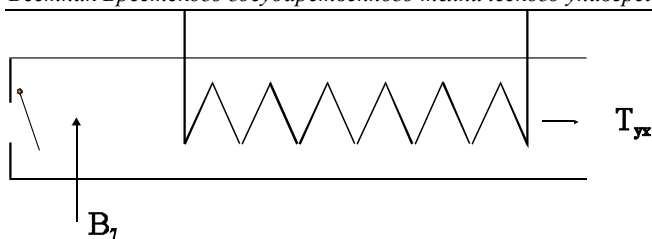


Рисунок 3.

Таким образом, некоторое снижение КПД котла может снизить общий (вместе с потребляемой извне энергией) расход топлива и улучшает эксплуатацию котельного агрегата. Метод особенно эффективен в зимнее время при низкой температуре окружающей среды, именно когда и работают водогрейные пиковые котлы.

Другой подход к проблеме снижения  $T_{ух}$  должен быть для случая изохорности горения. На рис. 3 дана схема котла с

УДК 621.438

**Черников И.А.**

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРЕРЫВИСТОЙ ПОДАЧИ ВОЗДУХА В ТОПКУ

При разработке физико-математической модели прерывистой подачи воздуха в топочный объем, была получена основная физическая зависимость данного процесса - мгновенная скорость потока  $W_6$  (изменение скорости во времени) [1]:

$$W_6 = W_2 \cdot \frac{\rho_2 \zeta_{вых} \cdot \left[ \frac{\tau_3 F \mu_2 \psi_2 \sqrt{R_2 T_2} \cdot (n_2 - 1)}{2V} + 1 \right]^{\frac{2n_2}{n_2 - 1}}}{\rho_6 \zeta_{вх} \cdot \left[ \frac{\tau f \mu_6 \psi_6 \sqrt{R_6 T_6} \cdot (n_6 - 1)}{2V} + 1 \right]^{\frac{2n_6}{n_6 - 1}}} \quad (1)$$

где  $W$  - скорость потока,  $\rho$  - плотность потока,  $\zeta_{вх}, \zeta_{вых}$  - коэффициенты местных сопротивлений входного и выходного отверстий,  $\mu$  - коэффициент расхода отверстия,  $\psi$  - добавочный коэффициент,  $R$  - газовая постоянная,  $T$  - температура потока,  $V$  - топочный объем,  $n$  - показатель политропы,  $f$  - сечение входного отверстия,  $F$  - сечение выходного отверстия,  $\tau_3$  - время закрытого положения входного отверстия,  $\tau$  - время периода (сумма времени открытого и закрытого положения воздушной заслонки). Индекс 2 отражает газовые характеристики, индекс 6 - характеристики воздуха.

Наличие многих аргументов в данной зависимости показывает сложность процесса, что значительно затрудняет решение вопроса экспериментальной проверки математической модели.

Для упрощения условий решения задачи процесс горения в эксперименте исключен. Соответственно все аргументы в формуле (1) запишутся с индексом 6:

пульсирующим горением в виде удлиненного канала, заполненного поверхностями нагрева, слева - камера горения с воздушным клапаном. Периодическое повышение давления позволяет реализовать энергию для проочки топочных газов через поверхности нагрева, при этом

$$(B_1 + B_6) / B_7 = (1 - \eta^{III}) \cdot (1 + \eta^{III} / \eta), \quad (8)$$

и для реальных значений КПД пульсирующего горения  $\eta^{III}$  и общего термического  $\eta_t$  имеем

$$B_7 < (B_1 + B_6).$$

Кроме этого, из-за интенсификации горения и теплообмена габариты резко снижаются, поэтому  $T_{ух}^{онм}$  смещается влево согласно рис. 1. Известно, что котлы с пульсирующим горением небольшой мощности проектируются с учетом конденсации водяных паров из топочных газов, что ведет к общей экономии топлива.

$$W_6 = W_2 \cdot \frac{\rho_6 \zeta_{вых} \cdot \left[ \frac{\tau_3 F \mu_6 \psi_6 \sqrt{R_6 T_6} \cdot (n_6 - 1)}{2V} + 1 \right]^{\frac{2n_6}{n_6 - 1}}}{\rho_6 \zeta_{вх} \cdot \left[ \frac{\tau f \mu_6 \psi_6 \sqrt{R_6 T_6} \cdot (n_6 - 1)}{2V} + 1 \right]^{\frac{2n_6}{n_6 - 1}}} \quad (2)$$

Подставив в зависимость (2) численные значения аргументов ( $\rho_6 = 1.3 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu_6 = 0.6$ ,  $\psi_6 = 0.685$ ,  $R_6 = 287$ ,  $T_6 = 295 \text{ K}$ ,  $n_6 = 1.4$ ,  $V = 1.4 \text{ м}^3$ ), после преобразований получим

$$\left( \frac{W_6}{W_2} \right)^{0.286} \cdot \left( \frac{\zeta_{вых}}{\zeta_{вх}} \right)^{0.143} \cdot \frac{17.08 \cdot \tau_n \cdot f + 1}{17.08 \cdot \tau_3 \cdot F + 1} = 1. \quad (3)$$

Исходя из уравнения (3), был изготовлен экспериментальный стенд обеспечивающий получение соответствующих физических параметров -  $W_6/W_2, \tau_n, \tau_3, f, F$ .

Стенд (рис. 1) представляет собой горизонтальный цилиндр 1; патрубок 2, с сечением  $F$  для входа воздуха в цилиндр; патрубок 3, с сечением  $f$  для выхода воздуха из цилиндра; вентилятор 4.

Для прерывания входящего воздушного потока патрубок 2 имеет воздушную заслонку 5. При закрытии заслонки замыкаются контакты 6, включая электронный секундомер. В патрубки 2, 3 вставлены трубки 7, одинаковые по геометрическим размерам и развернутые навстречу воздушному потоку. В качестве прототипа используются Г-образные напорные трубки системы Прандтля, но с одним отверстием, совмещающим полное и статическое давление [2]. На трубки 7, надеты гибкие шланги 8, одинаковые по диаметру и длине. Подставка 9 обеспечивает крепление концов шлангов на одинаковом удалении от стрелки 10, изготовленной из пенопласта. На подставке 9 закреплена шкала 11.

**Черников Игорь Анатольевич.** Инженер НИС Брестского государственного технического университета. Беларусь, БГТУ, 224107, г. Брест, ул. Московская, 267.