

Кириленко М.В.

Одеський національний політехнічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПНЕВМОІМПУЛЬСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

У статті розглядається процес теплообміну між стінками конвективних поверхонь і порожниною топки котла. Приведені теплові розрахунки процесу теплообміну. Проаналізована робота пневмоімпульсної відчистки. Складена схема підключення й роботи генераторів. Змодельовано процес теплопередачі.

Ключові слова: теплообмін, зола, конвективні поверхні, пневмоімпульсні технології, котел.

Постановка проблеми. У нинішніх економічних умовах, коли більшість підприємств вирішують питання максимального підвищення ефективності свого обладнання, в т. ч. й належних їм котелень, з метою зниження собівартості продукції, що виробляється в умовах цін, що постійно зростають, на енергоносії, особлива увага приділяється нетрадиційним технічним рішенням, що дає змогу економити паливо, підвищувати ефективність і довговічність роботи обладнання.

Одним із основних напрямів економії різних видів рідкого і твердого палива (мазут, дизпаливо, вугілля, торф, сланець, деревні відходи тощо) є підвищення ефективності роботи парових і водогрійних котлів, технологічних агрегатів, що спалюють ці види палива, за рахунок запобігання забрудненню їх поверхонь нагріву золовими відкладеннями.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблеми налипання сипучих матеріалів на стінках бункера частково розглянуті в статті «Разработка, создание и промышленные испытания опытных образцов систем пневмоимпульсного обрушения» В.И. Звезгинцева, И.И. Шабанова, Б.Ф. Акимочкина, М.Н. Нафталь, И.В. Воляньского. У цьому випадку використані пневмоімпульсні технології для усунення зависань і налипання сипучих матеріалів. У статті не розглянуті можливості використання пневмоімпульсних технологій для запобігання утворенню шару золи на конвективних поверхнях котла.

Постановка завдання. Водогрійні котли призначаються для підігріву води, що надходить на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання. Наявні водогрійні котли розраховувалися на підігрів води від 70 до 150°C і задовольняли найбільш поширений графік роботи теплофікаційної системи.

Існує два характерні режими роботи водогрійних котлів: основний (базовий) і піковий. Підігрів води від 70°C до кінцевої температури про-

водиться в тих випадках, коли котли є основним джерелом теплопостачання. В умовах ТЕЦ, коли первісний підігрів мережної води здійснюється в мережевих підігрівачах за рахунок добірного пара турбін, пікові водогрійні котли призначаються для підігріву води над ту температури, яку в змозі забезпечити основні підігрівачі. З урахуванням потужності сучасних ТЕЦ одинична теплопродуктивність водогрійних котлів для ТЕЦ становить 100 і 180 Гкал/год (116,3 і 209,4 МВт). Ці котли також можуть установлюватися й у великих окремо розташованих водогрійних котельнях.

Виклад основного матеріалу дослідження. З метою максимальної уніфікації затверджена така шкала теплопродуктивності водогрійних котлів [16]: 4,0; 6,5; 10,0; 20,0; 30; 50; 100 і 180 Гкал/год. Котли теплопродуктивністю від 4 до 20 Гкал/год. повинні забезпечувати роботу тільки в основному режимі; котли теплопродуктивністю 30 Гкал/год. і вище можуть працювати як в основному, так і в піковому режимах.

Нині на водогрійних котельнях і ТЕЦ використовується значна кількість котлів типу ПТВМ (П – піковий, Т – теплофікаційний, В – водогрійний, М – мазутовий) теплопродуктивністю 34,9–209,4 МВт, які виготовлялися на вітчизняних котельнях заводів з 1961 по 1981 роки.

Котли Дорогобузького котельного заводу типу ПТВМ-ЗОМ П-подібної компоновки (конструкція тресту «Центроенергомонтаж») у процесі тривалої експлуатації зарекомендували себе як стійко працюючі агрегати.

Конвективні поверхні нагрівання парових і водогрійних котлів відіграють важливу роль у процесі отримання пари або гарячої води, а також використання теплоти продуктів згоряння, що залишають топку. Ефективність роботи конвективних поверхонь нагріву значною мірою залежить від інтенсивності передачі теплоти продуктами згоряння воді й парі.

Відпрацьовані гази передають теплоту зовнішньої поверхні труб шляхом конвекції та випромінювання. Від зовнішньої поверхні труб до внутрішньої теплота передається через стінку теплопровідністю, а від внутрішньої поверхні до води й пару – конвекцією. Отже, передача теплоти від продуктів згоряння до води й пару являє собою складний процес, званий теплопередачею.

Передача теплоти в конвективних поверхнях нагріву відбувається крізь стінку труб, які зовні схильні до забруднення запиленними продуктами згоряння, а зсередини – осаджування накипом. Товщина стінки труб, що застосовуються під час виготовлення конвективних поверхонь нагріву, мала порівняно з їх діаметром, тому вплив кривизни поверхні труб на процес передачі теплоти досить незначний.

Для виявлення впливу налипання золи на конвективні поверхні побудуємо математичну модель. Температурний режим у топці котла зазвичай становить 500°C. Температура води в трубах – 160°C. Для розрахунку тепловтрат застосуємо такі формули.

Для виявлення впливу налипання золи на конвективні поверхні потрібно визначити тепловий опір труб і шару золи.

$$R = B/K, \quad (1)$$

R – тепловий опір, ($m^2 \cdot K$)/Вт;

K – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, Вт/($m \cdot K$);

B – товщина матеріалу, м.

Запишемо формулу для знаходження коефіцієнта теплопровідності.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_{mp}}{\lambda_{mp}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до зовнішньої поверхні труб, Вт/($m^2 \cdot K$); α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні труб до рідини, що нагрівається (пар, вода, пароводяна емульсія), Вт/($m^2 \cdot K$); δ_3 , δ_{mp} , δ_n – відповідно товщина шару зовнішніх забруднень (зола, сажа), стінки труби, шару накипу на внутрішній поверхні труби, м; λ_3 , λ_{mp} , λ_n – відповідно теплопровідність зовнішніх забруднень, металу труби, накипу, Вт/($m^2 \cdot K$).

Розглянемо вплив кожного з факторів, що входять у рівняння (2), на коефіцієнт теплопередачі.

Відпрацьовані гази віддають теплоту зовнішньої поверхні труб конвекцією й випромінюванням. При цьому теплоту випромінюють трьохатомні гази та розпечені частинки золи. Отже, коефіцієнт тепловіддачі (α_1) від продуктів зго-

ряння до зовнішньої поверхні труб буде складатися з коефіцієнта тепловіддачі конвекцією (аск) і коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням (ал).

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією залежить від конкретних умов роботи й конструктивних характеристик поверхні нагрівання. На коефіцієнт тепловіддачі впливає низка факторів: характер омивання трубного пучка продуктами згоряння, характер розташування труб у пучку, діаметр труб, швидкість продуктів згоряння.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням залежить від температури продуктів згоряння, температури стінки труб, що сприймають теплоту, від умісту в продуктах згоряння трьохатомних газів і летючої золи, товщини шару випромінюючих трьохатомних газів. Коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до зовнішньої стінки поверхні нагрівання невеликий і змінюється в межах 23–70 Вт/($m^2 \cdot K$).

Забруднення зовнішньої поверхні нагрівання навіть при невеликій товщині відкладень істотно зменшує передачу теплоти внаслідок низької теплопровідності забруднень. Дослідження забруднень на поверхні нагрівання парових і водогрійних котлів показало, що первинний шар забруднень товщиною 0,1–0,15 мм мав теплопровідність 0,017–0,03 Вт/($m \cdot K$), т. Е, меншу, ніж у повітря. Зі збільшенням відкладень змінюється теплопровідність. Так, для стабілізованого шару відкладень товщиною 1 мм і більше теплопровідність виявилася рівною 0,06–0,09 Вт/($m \cdot K$).

Забруднення зовнішньої поверхні нагрівання хоча й знижують ефективність передачі теплоти, але оберігають труби від перегріву внаслідок зменшення температури стінки.

Величиною δ_{mp}/λ_{mp} , що входить у формулу (2), під час визначення коефіцієнта теплопередачі нехтують унаслідок високої теплопровідності металу.

Забруднення внутрішніх поверхонь труб накипом впливають не тільки на інтенсивність передачі теплоти, а й можуть призвести до перегріву стінки труби й виходу її з ладу. Теплопровідність накипу залежить від хімічного складу відкладень і для окремих відкладень становить приблизно 0,06 Вт/($m \cdot K$). Унаслідок малої теплопровідності накипу відведення теплоти від стінки труби різко знижується, що призводить до підвищення її температури. Щоб уникнути виходу з ладу поверхні нагрівання, відкладення накипу на внутрішній поверхні труб неприпустимі. Тому під час розрахунків член δ_{mp}/λ_{mp} у формулі (2) не враховують.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до середовища (α_2) змінюється в дуже великих межах

залежно від фізичного стану середовища. Так, при тепловіддачі від стінки до пару коефіцієнт тепловіддачі становить 600–3500 Вт/(м² * К), при тепловіддачі до води – 600–17000 Вт/(м² * К) і при тепловіддачі до киплячої води – 12 000–120 000 Вт/(м² * К). У всіх випадках, коли передача теплоти відбувається від стінки до киплячої або некиплячої води, величиною 1/α₂ в розрахунках нехтують.

Основи розрахунку конвективних поверхонь нагріву можуть бути конструктивними й перевірними. Перевірний розрахунок є більш загальним і виконується для визначення температури по тракту продуктів згоряння.

Під час розрахунку конвективних поверхонь нагріву використовується рівняння теплопередачі й рівняння теплового балансу.

Розрахунок виконується для 1 кг спалюваного твердого та рідкого палива або 1 м³ газу при нормальних умовах.

Запишемо формулу для розрахунку тепловитрат:

$$Q = S \cdot dT / R, \quad (3)$$

де Q – теплообмін, Вт;

S – площа поверхонь труб, м²;

dT – різниця температури між температурою в топці та води в трубах;

R – значення теплового опору труби, м² * К/Вт.

З рівняння теплопередачі ясно, що кількість теплоти, передана крізь задану поверхню нагріву, тим більша, чим більші коефіцієнт теплопередачі та різниця температур продуктів згоряння й рідини, що нагрівається. Очевидно, що поверхні нагрівання, розташовані в безпосередній близькості від камери згоряння, працюють при більшій різниці температури продуктів згоряння й температури, сприймають теплоту середовища. У міру руху продуктів згоряння по газовому тракту температура їх зменшується і хвостові поверхні нагрівання (водяний економайзер, підігрівач повітря) працюють при меншому перепаді температур продуктів згоряння й нагрівання середовища. Тому чим далі конвективна поверхня нагріву від топкової камери, тим більші розміри вона повинна мати і тим більше металу витрачається на її виготовлення. Так, наприклад, перші ряди кип'ятильних труб і фестони омиваються продуктами згоряння при температурі 1000–1100°С, а водяний економайзер парогенераторів з розвинутою конвективною поверхнею нагріву – продуктами згоряння з температурою близько 300°С.

$$Q_{\text{зола}} = S \cdot dT / R_{\text{труб}} \cdot R_{\text{зола}}. \quad (4)$$

Додамо до формули (2) коефіцієнт теплопровідності сталі, з якої складаються конвективні

поверхні, та коефіцієнт теплопровідності золи. Так можемо отримати формулу для розрахунку тепловитрат із золою [3].

Щоб визначити, наскільки зола перешкоджає теплообміну, розрахуємо теплообмін труб без золи та порівняємо результати обчислень.

$$Q_{\text{труб}} = S \cdot dT / R_{\text{труб}}. \quad (5)$$

В основу роботи системи ПІО закладено ударно-хвильовий вплив газових струменів на золіві відкладення, який здійснюється за допомогою пневмоімпульсних генераторів (далі – ПГ) оригінальної конструкції [4]. Пневмоімпульсний генератор накопичує енергію стисненого повітря протягом десятків секунд, потім різко (за частки секунди) викидає його, так виконується технологічна операція очищення внутрішньої поверхні бункерів, трубопроводів, вентиляційних систем, теплообмінників та інших пристроїв. Короткочасність вихлопу дає змогу організувати потужний імпульсний вплив на оброблювані поверхні.

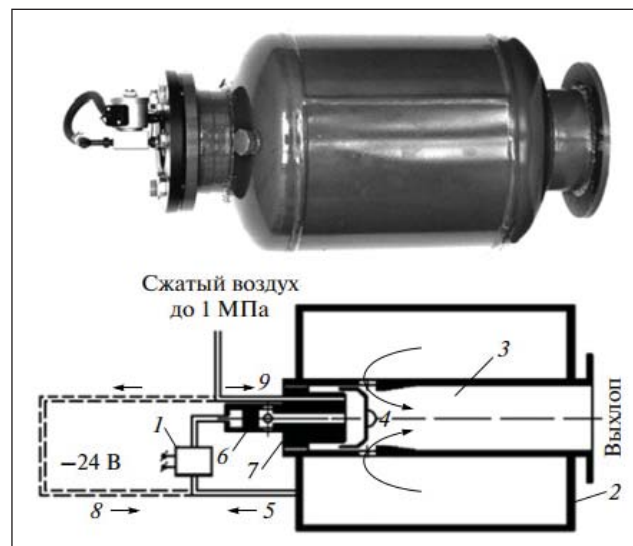


Рис. 1. Схема підключення й роботи ПГ-25/8:

- 1 – електромагнітний розподільник;
- 2 – форкамера; 3 – вихлопне сопло; 4 – запірний клапан; 5 – керування від форкамери; 6 – клапан скиду; 7 – гайка запірної пробки; 8 – керування від повітряної магістралі; 9 – заповнення форкамери

На рис. 2 показана схема пневмоімпульсного газогенератора ПГ-25/8 [5]. У початковому стані запірний клапан ПГ знаходиться в довільному положенні. Під час включення системи живлення стиснене повітря від магістралі через вхідний штуцер надходить у порожнину під поршнем запірного клапана. Під дією надлишкового тиску в цій порожнині запірний клапан переміщується вправо і впирається в конічний вкладиш. При цьому перебивається вихід повітря з порожнини

корпусу форкамери через вихлопне сопло. Після цього повітря, перетікаючи через зазор між поршнем запірною клапана й циліндричного направляючого корпусу, заповнює порожнину корпусу форкамери протягом 20–30 с.

Для спрацьовування ПГ необхідно подати стиснене повітря на вхід клапана скидання, зміна тиску повітря викликає спрацьовування клапана скидання, після чого відбувається різке зменшення тиску в порожнині під поршнем запірною клапана. Поршень відходить вліво, і запасена в корпусі форкамери порція стисненого повітря викидається через вихлопні отвори в стінці труби й далі через сопло, здійснюючи необхідний ударно хвильовий вплив на поверхню. Графік зміни тиску у форкамері в процесі вихлопу показаний на рис. 2.

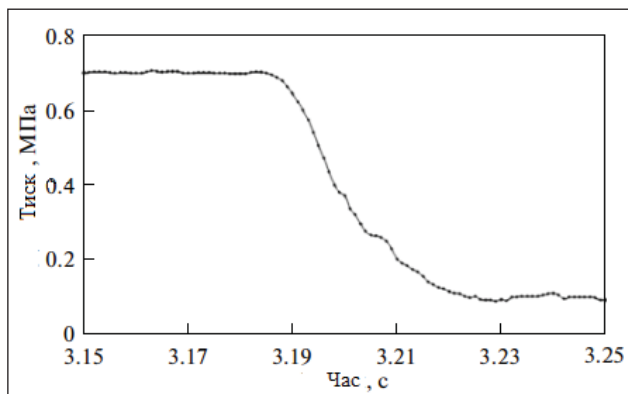


Рис. 2. Зміна тиску у форкамері ПГ-25/8 під час вихлопу

Помітно, що після відкриття поршня протягом приблизно 0,04 с газ виходить із форкамери й тиск тут зменшується до атмосферного. Після викиду повітря з корпусу форкамери описаний процес зарядки та спрацьовування ПГ може бути повторений.

Уже згадана система ПЮ розроблена для запобігання шлакоутворенню на зовнішніх поверхнях трубних пакетів ширм пароперегрівача котла ПК-38. Система дає змогу повністю автоматизувати процес очищення, а використання повітря як робочого агента робить цю систему абсолютно безпечною для робочого персоналу та обладнання.

Схема розміщення системи ПЮ на котлоагрегаті ПК-38. Система включає в себе 18 генераторів типу ПГ-25/8 (сім із них – для очищення ширм первинного тракту, шість – на початку ширм вторинного тракту, п'ять – у кінці ширм вторинного тракту). Включення ПГ-25/8 проводиться системою управління з трьох мікропроцесорних блоків

управління (МБУ) в автоматичному або ручному режимах. Стиснене повітря, необхідне для роботи ПГ-25/8, подавалося від побутового компресора продуктивністю 650 л/хв. через магістралі стиснутого повітря.

Протягом 3 міс., з 01.12.2009 по 01.03.2010, котел працював без зупинок із максимальним навантаженням по пару до 235 т/год. На рис. 3 показана відносна тривалість роботи котлів залежно від парового навантаження за два періоди: 01.01.2009–01.10.2009 (до реконструкції) і 12.10.2009–01.03.2010 (після установки ПЮ). Видно, що до реконструкції парове навантаження котла ст. № 6А становило 200–215 т/год.

Після реконструкції воно зросло до 215–235 т/год. при середньому навантаженні 225 т/год. У ці самі періоди середнє навантаження аналогічного котла практично не змінювалася і становила 195 т/год. при діапазоні 185–205 т/год.

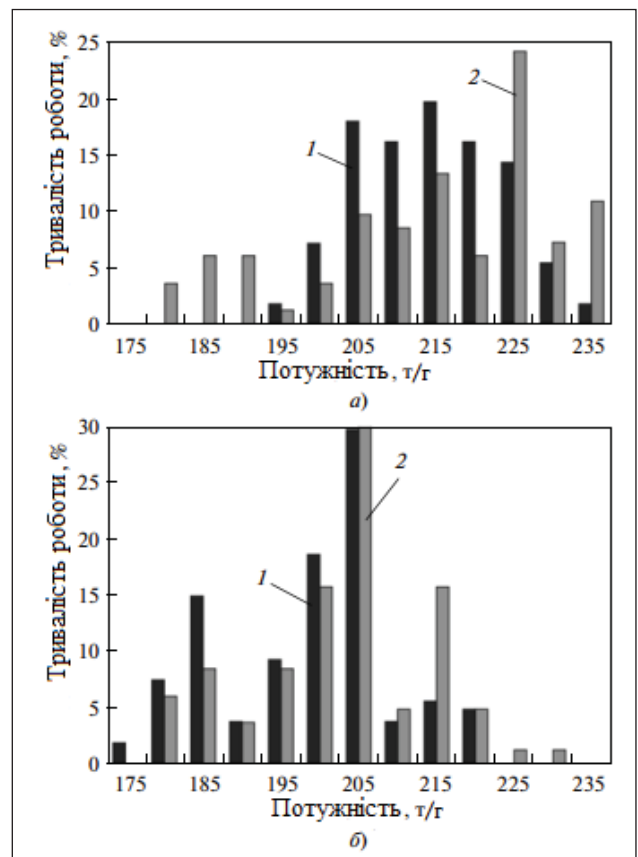


Рис. 3. Діаграми відносної тривалості роботи котлів при окремих навантаженнях за період з 01.01.2017 по 01.03.2018: 1 – до реконструкції; 2 – після установки системи ПЮ

Висновки. Отже, система ПЮ забезпечила тривалість (не менше ніж 3 міс. згідно зі спостереженнями) безшлакової роботи ширмових поверхонь у діапазоні парових навантажень

215–235 т/год. при середньому навантаженні 225 т/год. при температурах топкового газу перед ширмами 1220–1250 °С, що значно перевищує допустиму температуру топкових газів за умовами шлакування (1166–1180 °С).

У результаті розрахунків виявлено, що теплота, яка передається через труби без шару золи, більша на 132 Вт, ніж теплота, передана з шаром золи в 0,01 м.

Виходячи з розрахунків, доведено, що налипання золи істотно впливає на теплообмін у топці, погіршує теплопередачу на конвективні поверхні і знижує енергоефективність. У цьому випадку з шаром золи в 0,01 м теплообмін погіршується

приблизно на 132 Вт. Для усунення цього ефекту використовується пневмоімпульсна відчистка.

Температура газу за КПП і ПЗ зменшилася в середньому на 50 °С, а температура газів за сторонами знизилася від 160 і 154 °С до 154 і 142 °С. Візуальний огляд ширм пароперегрівача показав, що ширми первинного і вторинного трактив знаходяться в експлуатаційно чистому стані. У регульовальному діапазоні парового навантаження 200–235 т/год. котел стійко працював з підтриманням нормативних параметрів пара за допомогою штатних уприскувальних пристроїв, що функціонували в автоматичному режимі. Термін окупності пневмоімпульсних систем очищення становить 2,4 року.

Список літератури:

1. Звєгинцев В.И. Применение импульсных аэродинамических труб при $M < 8$. Изв. СОАН СССР. Сер. «Техн. науки». 1990. Вып. 5. С. 129–134.
2. Zvegintsev V.I. and Paikova M.A. Metrological Properties of Pressure Gages in Extreme Conditions. Instruments and Experimental Techniques. 2003. Vol. 46. № 2. P. 265–270.
3. Разработка, создание и промышленные испытания опытных образцов систем пневмоимпульсного обрушения / В.И. Звєгинцев, И.И. Шабанов, Б.Ф. Акимочкин, М.Н. Нафталь, И.В. Волянский. Москва: Цветные металлы, 7, 2007. С. 88–95.
4. Пневмоимпульсная система устранения отложений на внутренних поверхностях пневмотранспортных трубопроводов / В.И. Звєгинцев, В.Ф. Чиркашенко, С.И. Шпак, Е.С. Голоскин, А.М. Петров. Известия ВУЗов. Серия «Цветная металлургия». 2009. № 5. С. 10–13.
5. Чеканов Г.С., Зорин В.А. Образование и устранение отложений в системах гидрозолоудаления. Москва: Энергоатомиздат, 1987.
6. Пневмоимпульсные системы очистки конвективной шахты котла П-67 / В.И. Звєгинцев, В.Ф. Чиркашенко, В.В. Харченко, Ф.А. Серант. Электрические станции. 2003. № 7. С. 19–22.
7. Звєгинцев В.И., Шабанов И.И. Опыт создания пневмоимпульсных систем очистки конвективных поверхностей нагрева котельных агрегатов. Энергетик. 2009. № 1. С. 21–24.
8. Зубер А. (Zuber Andrzej). Опыт применения систем пневмоимпульсной очистки в Польше. Минеральная часть топлива, шлакование, очистка котлов, улавливание и использование золы: сборник докладов V научно-практической конференции, г. Челябинск, 7–9 июня 2011. Челябинск, 2011. Т. II. С. 27–37.
9. Николаев С.Ф. Опыт применения пневмоимпульсной системы очистки на котле ПК-38 Назаровской ГРЭС. Минеральная часть топлива, шлакование, очистка котлов, улавливание и использование золы: сборник докладов V научно-практической конференции, г. Челябинск, 7–9 июня 2011. Челябинск, 2011. Т. II. С. 38–50.
10. Исследование эффективности пневмоимпульсной очистки ширмовых поверхностей котла ПК-38 Назаровской ГРЭС / С.Г. Аглиулин, С.Ф. Николаев, В.И. Звєгинцев, И.А. Юркин, И.И. Шабанов, В.Ф. Палкин, С.П. Сергиенко, С.М. Власов. Теплоэнергетика. 2014. № 9. С. 42–49.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПНЕВМОИМПУЛЬСНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

В статье рассматривается процесс теплообмена между стенками конвективных поверхностей и полостью топки котла. Приведены тепловые расчеты процесса теплообмена. Проанализирована работа пневмоимпульсной отчистки. Составлена схема подключения и работы генераторов. Смоделирован процесс теплопередачи.

Ключевые слова: теплообмен, зола, конвективные поверхности, пневмоимпульсные технологии, котел.

STUDY OF THE EFFECTIVENESS OF PNEUMATIC PULSE TECHNOLOGIES

The process of heat exchange between the walls of convective surfaces and the cavity of the furnace is considered. Heat calculations of the heat transfer process are given. The work of pneumatic pulse cleaning has been analyzed. The scheme of connection and operation of generators is made. The process of heat transfer is modeled.

Key words: heat exchange, ash, convective surfaces, pneumatic pulse technologies, boiler.