

М.С. Назаров

МЕТОД ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРИ РАБОТЕ КОТЕЛЬНЫХ ТЭЦ НА ТОРФЕ ПОВЫШЕННОЙ ВЛАЖНОСТИ

При сжигании торфа (фрезерного или кускового), как и любого другого топлива, содержащего влагу, учитывается только низшая теплота сгорания, так как часть тепла затрачивается на парообразование этой влаги. Водяные пары вместе с дымовыми газами удаляются в атмосферу, и их скрытая теплота парообразования не учитывается. Соответственно, возрастают потери с уходящими газами, которые из-за высокого влагосодержания торфа могут достигать сравнительно больших значений. Рассмотрен метод энергосбережения на примере котельной торфобрикетного завода «Тоотси». Его основу составляет глубокая утилизация тепла дымовых газов путем вынужденной конвекции за счет применения конструктивных особенностей теплоутилизатора поверхностного типа и способа его работы. В данном теплоутилизаторе изменен способ передачи утилизированной тепловой энергии от теплоносителя к среде, воспринимавшей эту теплоту, что позволяет утилизировать скрытую теплоту парообразования влаги, содержащейся в топливе, при глубоком охлаждении дымовых газов, и полностью применять ее для нагрева охлаждающей воды, которую можно направлять в паротурбинный цикл электростанции без дополнительной обработки. Теплоутилизатор также позволяет использовать выделившийся конденсат водяных паров, который в процессе охлаждения очищается от серной кислоты, содержащийся в торфе. Произведенный расчет коэффициента полезного действия по производительности чистого конденсата и утилизации теплоты дымовых газов позволяет оценить данный метод с точки зрения энергоэффективности на конкретном примере.

Ключевые слова: энергосбережение, энергоэффективность, теплоутилизатор, торф, котельная, электростанция, утилизация теплоты, высокая влажность.

В прошлом столетии основное внимание уделялось вопросам превращения теплоты в работу. С развитием техники, ростом мощностей агрегатов и тепловых установок роль тепловых процессов сильно возросла. Сегодня одним из важных направлений развития техники и технологии является энергосбережение.

Как известно, теплопередача – это сложный процесс, при изучении которого разделяют на более простые явления. Различают три способа переноса теплоты: теплопроводность, конвекция, тепловое излучение [1]. В паровых котлах имеют место все три вида теплообмена в процессе переноса теплоты от топочных газов к поверхности кипяtilьных труб. Однако практически во всех технологических процессах имеют место потери теплоты, что сильно влияет на коэффициент полезного действия.

Потери с теплоты с уходящими газами в газифицированных котельных могут достигать 25%. На тепловых электростанциях, работающих на твердом топливе повышенной влажности: угле, торфе, сланцах потери теплоты еще более значительны. В котельных торфобрикетного завода (ТБЗ), при сжигании торфа влажностью до 50%, где половину массы топлива составляет вода, потери энергии на парообразование данной влаги достигают 50% [2].

Сокращение потерь тепловой энергии ведет не только повышению экономии топлива, но и к снижению вредных выбросов в атмосферу. Для решения данной задачи применяют теплоутилизаторы различных конструкций.

Утилизировать скрытую теплоту конденсации водяных паров влаги топлива позволяют конденсационные теплоутилизаторы, в которых охлаждение дымовых газов осуществляется ниже точки росы. Из них наибольшее распространение получили контактные и поверхностные. Однако, контактные теплоутилизаторы, несмотря на свою простоту конструкции, малую металлоемкость и высокую интенсивность теплообмена, имеют существенный недостаток – загрязнение охлаждающей воды в связи ее контакта с продуктами сгорания (дымовыми газами).

Поверхностные теплоутилизаторы здесь имеют явное преимущество, т.к. в них не происходит непосредственного контакта продуктов сгорания и охлаждающей жидкости. Недостаток данного вида теплоутилизаторов заключается в сравнительно низкой температуре нагрева охлаждающей жидкости, не превышающая температуру мокрого термометра 50–60 °С.

Более подробно достоинства и недостатки существующих теплоутилизаторов представлены в источниках [3, 4].

Существенно повысить эффективность поверхностных теплоутилизаторов можно изменив способ теплообмена между средой, отдающей теплоту и ее воспринимающей (патент на изобр. № 2555919(RU)) [5], как это представлено в предлагаемой конструкции теплоутилизатора.

Схема теплоутилизатора для глубокой утилизации тепла дымовых газов показана на рис. 1. Корпус 1 теплообменника опирается на основание 2. В средней части корпуса установлен изолированный резервуар 3 в виде прямоугольного параллелепипеда, заполненный предварительно очищенной проточной водой. Воду заливают сверху через патрубок 4 и удаляют в нижней части корпуса 1 консольным насосом 5 через шибер 6.

С двух торцевых сторон резервуара 3 расположены изолированные от средней части корпуса 1 рубашки 7 и 8, полости которых через объем резервуара 3 соединены между собой рядами горизонтальных параллельных труб, образующие пучки труб 9, в которых газы перемещаются в одну сторону. Рубашка 7 разделена на секции нижнюю и верхнюю, одинарные 10 (высотой h) и остальные 11 – двойные (выстой $2h$); рубашка 8 имеет секции только двойные 11. Нижняя одинарная секция 10 рубашки 7, пучком труб 9 соединен с нижней частью двойной секции 11 рубашки 8. Далее верхняя часть двойной секции 11 рубашки 8 пучком труб 9 соединена с нижней частью следующей двойной сек-

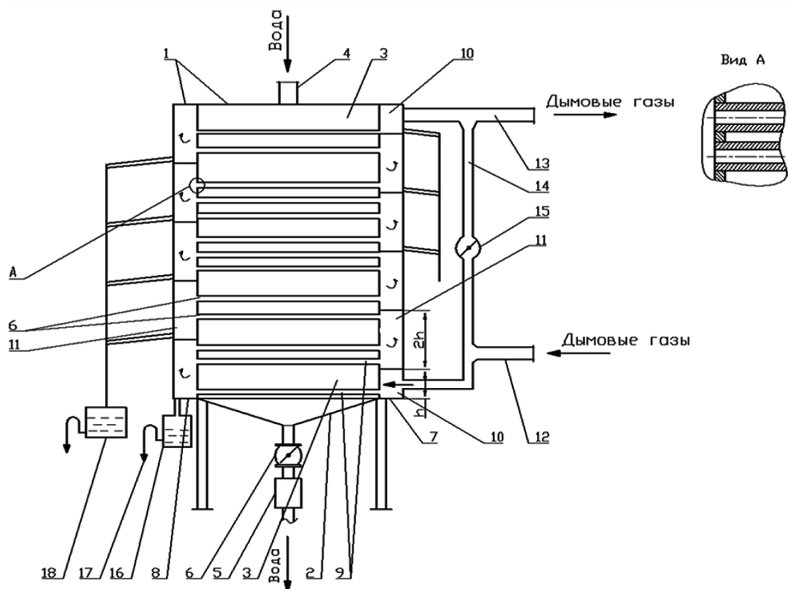


Рис. 1. Схема теплоутилизатора (вид А – соединение труб с рубашками): 1 – корпус; 2 – основание; 3 – изолированный резервуар; 4 – патрубок для подачи воды; 5 – насос; 6 – шибер; 7, 8 – рубашки; 9 – пучок труб; 10 – нижняя одинарная секция; 11 – двойная секция; 12, 13 – входной и выходной патрубок для дымовых газов; 14 – газоход; 15 – заслонка (шибер)

ции 11 рубашки 7, и так далее. Последовательно верхняя часть секции одной рубашки соединена с нижней частью секции второй рубашки, а верхняя часть этой секции соединена пучком труб 9 с нижней частью следующей секции первой рубашки, образуя, таким образом, змеевик переменной сечением: пучки труб 9 периодически чередуются объемами секций рубашек.

В нижней части змеевика расположен патрубок 12 – для подвода дымовых газов, в верхней части – патрубок 13 для выхода газов. Патрубки 12 и 13 соединены между собой дополнительным обводным газоходом 14, в котором установлена задвижка (шибер) 15, предназначенная для перераспределения части горячих дымовых газов в обход (байпас) теплоутилизатора в дымовую трубу (на рисунке не показана).

Дымовые газы поступают в теплоутилизатор и разделяются на две части: в нижнюю одинарную секцию 10 (высотой h) рубашки 7 поступает основная часть (около 80%) продуктов сгорания и по трубам пучка 9 змеевика перемещается в двойную секцию 11 (высотой $2h$) рубашки 8. Остальная часть (около 20%) направляется в обводной газоход 14. Перераспределение газов производится для повышения температуры остывших дымовых газов за теплоутилизатором до 60–70 °С с целью предотвращения возможной конденсации остатков паров влаги топлива в хвостовых участках системы.

Дымовые газы подводятся к теплоутилизатору снизу через патрубок 12, а удаляются в верхней части установки – патрубок 13. Предварительно подготовленная холодная вода заполняет резервуар сверху через патрубок 4, а удаляется насосом 5, расположенным в нижней части корпуса 1 через задвижку (шибер) 6. Противоток потоков воды и дымовых газов повышает эффективность теплообмена. Объем секций рубашек 7 и 8 больше объема соединяющих их труб, поэтому скорость газов в них снижается.

Дымовые газы, поступающие в теплоутилизатор, имеют температуру 150–160 °С. Серная и сернистая кислоты конденсируются при температуре 130–140 °С, поэтому конденсация кислот происходит в начальной части змеевика. При снижении скорости газового потока в расширяющихся частях змеевика – секциях рубашки конденсат кислот выпадает в осадок и вымывается из газов частью конденсата водяных паров в конденсатосборник кислот 16 откуда при срабатывании затвора 17 удаляется в промышленную канализацию. Большая часть конденсата – конденсат водяных паров выделяется при дальнейшем понижении

температуры газов до 60–70 °С – в верхней части змеевика и поступает в конденсатосборник влаги 18, откуда без дополнительной обработки может использоваться в качестве горячей воды.

В данной конструкции теплоутилизатора дымовые газы, содержащие пары влаги топлива, перемещаются по трубам змеевика. Коэффициент теплоотдачи при этом за счет вынужденной конвекции газов с конденсацией водяного пара – металлическая стенка составляет до 10 000 Вт/(м²·°С) [1], за счет чего резко повышается эффективность теплообмена. Трубы змеевика находятся непосредственно в объеме охлаждающей жидкости, поэтому теплообмен происходит постоянно контактным способом. Это позволяет осуществить глубокое охлаждение дымовых газов до температуры 40–45 °С, причем вся утилизированная теплота парообразования влаги топлива передается охлаждающей воде. Охлаждающая вода не контактирует с дымовыми газами, поэтому может без дополнительной обработки использоваться в паротурбинном цикле и потребителями горячей воды. В этом главное достоинство предлагаемой конструкции теплоутилизатора.

Преимуществом предлагаемого устройства от известных является также то, что в теплоутилизаторе регулируется время передачи теплоты от среды горячих дымовых газов охлаждающей жидкости, а, следовательно, ее температуры, изменением расхода жидкости с помощью шибера.

Для проверки результатов использования теплоутилизатора произведены теплотехнические расчеты котельной установки паропроизводительностью котла 30 т. пара/ч (температура 425 °С, давление 3,8 МПа). В топке сжигается 17,2 т/ч фрезерного торфа влажностью 50% [2].

В данной конструкции теплоутилизатора дымовые газы, содержащие пары влаги топлива, перемещаются по трубам змеевика. Коэффициент теплоотдачи при этом за счет вынужденной конвекции газов с конденсацией водяного пара для металлической стенки составляет:

$$Q = 10\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Расход сухого воздуха (дымовых газов), кг/ч:

$$G_{\text{д.г.}} = \alpha_{\text{взпI}} \cdot V_0 \cdot G_{\text{торф.}},$$

где $\alpha_{\text{взпI}}$ – средний коэффициент подсоса воздуха за воздухоподогревателем I ступени; V_0 – теоретическое количество сухого воздуха, необходимое для сжигания 1 кг торфа, м³/кг; $G_{\text{торф.}}$ – расход топлива, кг/ч; $G_{\text{д.г.}} = 1,415 \cdot 2,5 \cdot 16\,070 = 56\,847$, кг/ч.

Теплота утилизации дымовых газов.

Энтальпия дымовых газов:

$$I = c_{\text{см}} \cdot t + 2,5 \cdot d, \text{ кДж/кг}_{\text{сух.газ}}$$

где $c_{\text{см}}$ – теплоемкость дымовых газов (теплоемкость смеси), кДж/кг·К; t – температура газов, К; d – влагосодержание дымовых газов, г_{влаги}/кгд.г.

Теплоемкость смеси, кДж/кг·К:

$$c_{\text{см}} = c_{\text{г}} + 0,001 \cdot d \cdot c_{\text{п}},$$

где $c_{\text{г}}$, $c_{\text{п}}$ – теплоемкости соответственно сухого газа (дымовых газов) и пара.

Дымовые газы на входе в теплоутилизатор имеют температуру в диапазоне 150–160°С для торфа [5], для расчета примем минимальное значение $t_{\text{д.г.}} = 150$ °С; $c_{\text{п}} = 1,93$ – теплоемкость пара, кДж/кг·К; $c_{\text{г}} = 1,017$ – теплоемкость сухих дымовых газов при температуре $t_{\text{д.г.}} = 150$ °С, кДж/кг·К; d_{150} – влагосодержание при $t_{\text{д.г.}} = 150$ °С, г_{влаги}/кгд.г.

$$d_{150} = G_{\text{в.л.}} / G_{\text{д.г.}},$$

$G_{\text{в.л.}} = 8035$ кг/ч – масса влаги в топливе.

$$d_{150} = 8035 / 56\,847 \cdot 10^3 = 141,34 \text{ г/кг}_{\text{сух.газ}};$$

$$c_{\text{см}} = 1,017 + 0,001 \cdot 141,34 \cdot 1,93 = 1,29 \text{ кДж/кг} \cdot \text{°С}.$$

$$I_{150} = 1,29 \cdot 150 + 2,5 \cdot 141,34 = 546,85 \text{ кДж/кг}.$$

Дымовые газы на выходе из теплоутилизатора температурой 40°С: влагосодержание при данной $t_{\text{д.г.}} = 40$ °С составляет $d_{40} = 50$, г_{влаги}/кгд.г.

$$c_{\text{см}} = 1,017 + 0,001 \cdot 50 \cdot 1,93 = 1,116, \text{ кДж/кг} \cdot \text{°С}.$$

$$I_{40} = 1,116 \cdot 40 + 2,5 \cdot 50 = 169,64, \text{ кДж/кг}.$$

В теплоутилизаторе 20% газов проходят по байпасному (в обход) газоходу, а 80% через сам змеевик.

Масса газов, проходящая через змеевик и участвующая в теплообмене:

$$G_{\text{зм}} = 0,8 \cdot G_{\text{д.г.}} = 0,8 \cdot 56847 = 45\,477,6, \text{ кг/ч}.$$

Теплота утилизации:

$$\begin{aligned} Q_{\text{утл}} &= (I_{150} - I_{40}) \cdot G_{\text{зм}} = (546,85 - 169,64) \cdot 45\,477,6 = \\ &= 18,154 \cdot 10^6, \text{ кДж/ч} = 4,3 \text{ Гкал/ч;} \end{aligned}$$

$Q_{\text{утл}}$ – данная теплота затрачивается на нагрев охлаждающей воды.

Расход охлаждающей жидкости

$t_2, ^\circ\text{C}$	25	50	75	100
$W, \text{кг/с}$	71,1	28,8	18,0	12,1

$$Q_{\text{утл}} = W \cdot c_{\text{вод}} \cdot (t_2 - t_1),$$

где W – расход охлаждающей воды, кг/ч; $c_{\text{вод}} = 4,19$, кДж/кг \cdot °C – теплоемкость воды; $t_2, t_1, ^\circ\text{C}$ – температуры воды, соответственно, на выходе и входе в теплоутилизатор, примем $t_1 = 8 ^\circ\text{C}$.

$$W = \frac{Q_{\text{умл}}}{c_{\text{вод}} \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{4,33 \cdot 10^6}{3600 \cdot (t_2 - 8)}, \text{ кг/с.}$$

Используя данную зависимость можно определить расход охлаждающей воды необходимой температуры. Результаты вычисления представлены в таблице и на графике рис. 2.

Расход конденсата, т/ч:

$$G_{\text{конд}} = G_{\text{зм}} \cdot (d_{150} - d_{40}) = 45,5 \cdot (141,34 - 50) = 4,156 \text{ т/ч.}$$

Проверка возможности конденсации остатков влаги парообразования топлива в хвостовых элементах системы.

Среднее влагосодержание дымовых газов на выходе из теплоутилизатора:

$$d_{\text{cp}} = \frac{d_{150} \cdot 0,2G_{\text{д.г.}} + d_{40} \cdot 0,8G_{\text{д.г.}}}{G_{\text{д.г.}}} = 141,34 \cdot 0,2 + 50 \cdot 0,8 = 68,2 \text{ г/кг}_{\text{сух.газ.}}$$

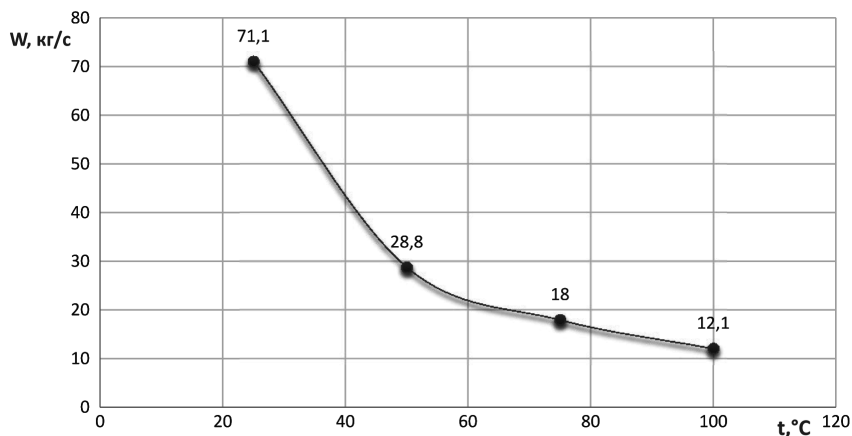


Рис. 2. График зависимости расхода охлаждающей жидкости от температуры ее нагрева

По $I-d$ – диаграмме определяем по данному влагосодержанию температуру точки росы: $t_{т.р.} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$.

Фактическая температура дымовых газов на выходе из теплоутилизатора равна:

$$t_{\text{факт}} = t_{150} \cdot 0,2 + t_{40} \cdot 0,8 = 150 \cdot 0,2 + 40 \cdot 0,8 = 62 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Фактическая температура дымовых газов за теплоутилизатором выше точки росы, соответственно, конденсации паров влаги топлива в хвостовых элементах системы происходить не будет.

Коэффициент полезного действия.

Количество теплоты, подведенное к теплоутилизатору:

$$\begin{aligned} Q_{\text{сум}} &= I_{150} \cdot G_{\text{д.г.}} = 546,85 \cdot 56 \cdot 847 = \\ &= 31,1 \cdot 10^6, \text{ кДж/ч} = 31,1 \text{ ГДж/кг.} \end{aligned}$$

Коэффициент полезного действия утилизации теплоты парообразования влаги топлива.

$$\eta_{\text{умл. Q}} = \frac{Q_{\text{умл.}}}{Q_{\text{сум}}} \cdot 100 = \frac{18,154 \cdot 10^6}{31,1 \cdot 10^6} \cdot 100 = 58,4\%.$$

Коэффициент полезного действия утилизации влаги топлива:

$$\eta_{\text{умл. W}} = \frac{G_{\text{конд}}}{W} \cdot 100 = \frac{4156}{8035} \cdot 100 = 51,7\%.$$

Проверочные расчеты показывают, что для парового котла мощностью в 30 т. пара/ч применение предлагаемого теплоутилизатора и способа его использования позволяют утилизировать теплоту дымовых газов равную 18,2 ГДж/ч и затрачивать ее для нагрева водопроводной воды, используемой затем в паротурбинном цикле.

Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод, что данный теплоутилизатор имеет ряд преимуществ по сравнению с существующими конструкциями, а также способен существенно повысить эффективность использования торфа повышенной влажности в котельных установках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. – М.: Энергия, 1977. – С. 8–19.
2. Горфин О. С., Михайлов А. В. Машины и оборудование по переработке торфа: Ч.1. Производство торфяных брикетов. – Тверь: ТвГТУ, 2013. – С. 59–62.
3. Кудинов А. А. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. – М.: Машиностроение, 2011. – 373 с.

4. *Аронов И. З.* Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. – Л.: Недра, 1990. – 280 с.

5. *Горфин О. С., Зюзин Б. Ф.* Теплоутилизатор для глубокой утилизации тепла дымовых газов поверхностного типа и способ его работы: пат. 2555919 (RU) (51) МПК F22B 1/18 (20006.01) / №2014113843/06 – Открытия. Изобретения. №19.

6. *Sarkki J. Griffin F. Scully S. Flynn T.* CFB Technology in ESB Peat Burning Power Stations. Presented at 21st International Conference on Fluidized Bed Combustion. Naples, Italy – 2012. 20 p.

7. *Raappanen T.* Peat Industry In the Six EU Member States – Country Reports. Finland, Ireland, Sweden, Estonia, Latvia, Lithuania. Dublin, Ireland – 2010. 140 p.

8. *Сазанов Б. В.* Тепловые электрические станции. Учебное пособие для техникумов. – М.: Энергия, 1974. – С. 9–21.

9. *Александров А. А., Григорьев Б. А.* Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 168 с. **ГИАБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРЕ

Назаров Максим Сергеевич – магистрант,
Тверской государственный технический университет.

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2016. No. 9, pp. 369–378.

UDC
622.73.002.5

M.S. Nazarov

ENERGY SAVING METHOD DURING THE WORK OF BOILER COMBINED HEAT AND POWER PLANTS ON PEAT OF THE INCREASED HUMIDITY

The combustion of peat (milled or lumpy), as well as any other fuel that contains moisture, only the net calorific value as part of the heat is spent on evaporation of the moisture. The water vapor together with the flue gases are removed to the atmosphere, and the latent heat of vaporization is not considered. Accordingly, the losses increase with the exhaust gases, which due to the high moisture content of peat may reach comparatively high values.

The method of energy conservation on the example of the boiler plant on Peat Plant 'Tootsi'. The basis of this method is the deep disposal of flue gas heat by forced convection through the use of design features such as heat exchanger surface and the way it works.

This flow heat recovery change the way the recycled heat from the coolant to the environment, take this heat. The modified method can dispose of latent heat of vaporization of moisture contained in the fuel, in the deep cooling of flue gases, and fully use it to heat the cooling water, which can be sent to the steam turbine cycle power plant without further processing. Heat recovery also allows the released water vapor condensation, in which the cooling process is cleaned by sulfuric acid contained in the peat.

Produced calculation efficiency performance pure condensate and flue gas heat recovery to evaluate this method in terms of energy efficiency at a specific example.

Key words: energy saving, energy efficiency, heatutilizer, peat, boiler room, power plant, warmth utilization, high humidity.

AUTHOR

Nazarov M.S., Master's Degree Student,
Tver State Technical University, 170026, Tver, Russia,
e-mail: common@tstu.tver.ru.

REFERENCES

1. Mikheev M. A., Mikheeva I. M. *Osnovy teploperedachi*. Izd. 2-e (Heat transfer principles, 2nd edition), Moscow, Energiya, 1977, pp. 8–19.
2. Gorfin O. S., Mikhaylov A. V. *Mashiny i oborudovanie po pererabotke torfa: Ch. I. Proizvodstvo torfyanykh briketov* (Peat processing machines and equipment: Peat briquetting), Tver, TvGTU, 2013, pp. 59–62.
3. Kudinov A. A. *Energoberezhenie v teploenergetike i teplotekhnologiyakh* (Energy saving in heat-power engineering and heat technologies), Moscow, Mashinostroenie, 2011, 373 p.
4. Aronov I. Z. *Kontaktnyy nagrev vody produktami sgoraniya prirodnogo gaz* (Contact heating of water by natural gas combustion products), Leningrad, Nedra, 1990, 280 p.
5. Gorfin O. S., Zyuzin B. F. *Patent RU 2555919 (51) MPK F22B 1/18 (20006.01) / no 2014113843/06*.
6. Sarkki J. Griffin F. Scully S. Flynn T. *CFB Technology in ESB Peat Burning Power Stations*. Presented at 21st International Conference on Fluidized Bed Combustion. Naples, Italy 2012. 20 p.
7. Paappanen T. *Peat Industry In the Six EU Member States Country Reports*. Finland, Ireland, Sweden, Estonia, Latvia, Lithuania. Dublin, Ireland 2010. 140 p.
8. Sazanov B. V. *Teplovye elektricheskie stantsii*. Uchebnoe posobie dlya tekhnikumov (Thermal stations. Educational book for secondary technical schools), Moscow, Energiya, 1974, pp. 9–21.
9. Aleksandrov A. A., Grigor'ev B. A. *Tablitsy teplofizicheskikh svoystv vody i vodyanogo para* (Tables of heat-transfer properties of water and steam), Moscow, Izd-vo MEI, 1999, 168 p.



РАРИТЕТЫ ИЗДАТЕЛЬСТВА



МОСКОВСКИЙ ГОРНЫЙ (История вуза. 1918–1998 гг.)

Под ред. Л.А. Пучкова

Год: 1998

Страниц: 385