

ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗНЫХ ВИДОВ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ В КАМЕРНЫХ ПЕЧАХ ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

И.А. ТРУСОВА, д-р техн. наук, **П.Э. РАТНИКОВ**, канд. техн. наук,
Н.Г. МАЛЬКЕВИЧ, канд. техн. наук,
Белорусский национальный технический университет

Проведен анализ эффективности применения различных энергоносителей в процессах химико-термической обработки стальных деталей. На примере двухкамерной печи сопротивления «IPSEN» модели TQFR-2-8-EM рассмотрено использование электроэнергии и природного газа для процесса цементации и закалки стальных деталей. Показана экономическая целесообразность использования природного газа по сравнению с электрическим обогревом.

Ключевые слова: энергоносители, эффективность, химико-термическая обработка, печь сопротивления

CALCULATION OF MEASURES FOR THE RECONSTRUCTION OF THE PASS-THROUGH UNIT FOR CHEMICAL AND THERMAL TREATMENT IPSEN

I.A. TRUSOVA, Dr. of Engineering Sciences, **P.E. RATNIKOV**,
Ph.D in Technical Science, **N.G. MALKEVICH**, Ph.D in Technical Science,
Belarusian National Technical University

The analysis of the efficiency of using various energy carriers in the processes of chemical-thermal treatment of steel parts is carried out. Using the example of a two-chamber resistance furnace «IPSEN» model TQFR-2-8-EM, the author considers the use of electricity and natural gas for the process of carburizing and hardening steel parts. The economic feasibility of using natural gas in comparison with electric heating is shown.

Keywords: energy carriers, efficiency, chemical heat treatment, resistance furnace

На машиностроительных предприятиях в процессах химико-термической обработки стальных деталей широкое распространение получили муфельные печи. Такая конструкция позволяет защищать детали от прямого излучения, которое может приводить к деформациям изделий, однако тепловую эффективность печей повысить проблематично. Вместе с тем можно рассмотреть мероприятия, позволяющие снизить эксплуатационные издержки оборудования. Одним из вариантов является возможность применения альтернативного источника отопления. В ходе оценки целесообразности применения того или иного вида энергоносителя были рассмотрены варианты работы камерной печи цементации при использовании электронагрева и при газовом отоплении.

В качестве примера выбрана универсальная двухкамерная печь сопротивления «IPSEN» модели TQFR-2-8-EM, которая предназначена для химико-термической обработки деталей в регулируемой атмосфере защитного газа.

Описание конструкции печи. Печь IPSEN типа TQFR-2-8-EM (рисунки 1–3) состоит из герметичного корпуса 1, в котором имеются две камеры: нагрева 2 и закалки 3. Камеры разделены вертикально расположенными герметичными дверями 4 из чугунного литья, нагревательные камеры оснащены жаропрочными металлическими радиационными трубами нагрева 16 в количестве 24 шт. Для интенсивной циркуляции защитного газа под сводом каждой камеры нагрева установлен циркуляционный вентилятор 5 (2 шт.)

Два электродвигателя (6, 17) расположены непосредственно на корпусе камер, в полу второй камеры расположены две бесконечные цепи транспортера из жароупорного материала, с помощью которых садка после требуемой выдержки транспортируется в камеру закалки 7. Детали в печи перемещаются на поддонах 8, в закалочной камере детали в масло опускаются на платформе 9, перемешивание масла в закалочном баке осуществляется принудительно, через встроенные сбоку смесители 10 в количестве 4 шт., которые связаны с электродвигателями 13, 19. Охлаждение масляной ванны производится под давлением водным охладителем, который крепится на фланцах 11, 18 с внешней стороны ванны. Охлаждение садки может осуществляться в форсированной газовой атмосфере,

для этого под крышкой закалочной камеры имеются два смесителя 12, которые напрямую связаны с электродвигателями 14, 20. Печь снабжена системой контроля атмосферы, которая предназначена для измерения, регулировки и регистрации содержания углерода в атмосфере печи, а также программирования процессов термообработки и создания документации в отдельном шкафу управления с возможностью вывода на цифровое табло всех процессов, протекающих в оборудовании и его контроля с выводом графиков, расчетного времени обработки.

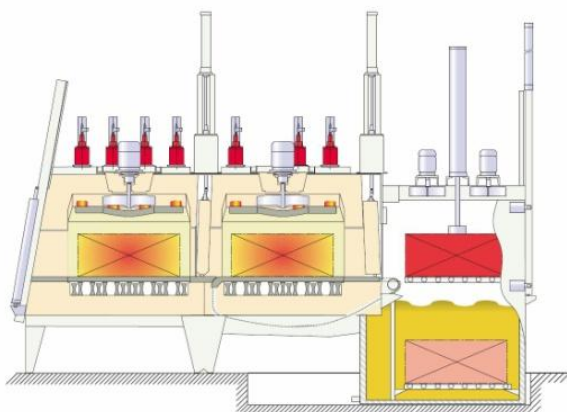


Рисунок 1 – Схема (в разрезе) универсальной двухкамерной печи IPSEN типа TQFR-2-8-M

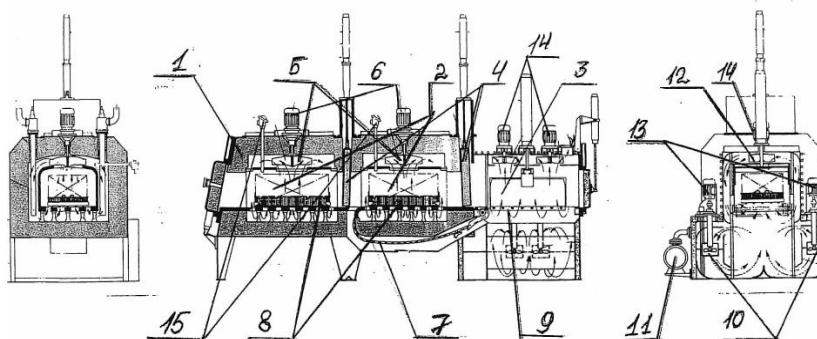


Рисунок 2 – Схема (в разрезе) универсальной двухкамерной печи IPSEN типа TQFR-2-8-EM

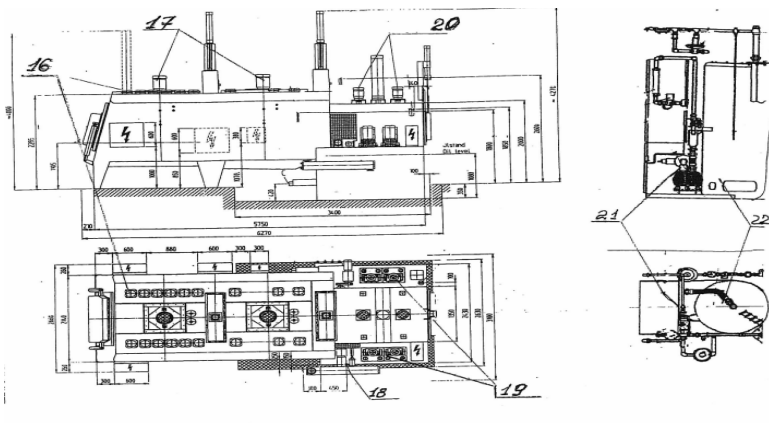


Рисунок 3 – Схема (в разрезе) универсальной двухкамерной печи IPSEN типа TQFR- 2-8-EM

Измерение углеродного потенциала осуществляется при помощи двух кислородных зондов 15, расположенных в первой и второй нагревательных камерах печи, температура в печи, а также температура масла измеряется при помощи термопар (5 шт.), приборы регулировки и управления расположены в шкафу управления.

Печь оснащена системой радиационного нагрева (радиационными трубами). Радиационный нагреватель изготовлен из специальной керамики и оснащен нагревательным элементом. Перенос тепла в печную камеру обеспечивается циркулирующей печной атмосферой.

Конструкция футеровки. Муфель печи IPSEN типа TQFR-2-8-EM (рисунок 4) изготовлен из карборунда, служит для экранирования (предохранения) садки (обрабатываемой партии деталей) от непосредственного теплового облучения, а также для направления потока циркулирующей печной атмосферы и обеспечения равномерного распределения тепла на обрабатываемых деталях. Также все части муфеля оснащены шпунтами или гребнями, его монтаж достаточно прост. Он состоит из следующих элементов: пода с выходными отверстиями для циркуляции; боковых стенок; свода с входным отверстием для циркуляции. Муфель устанавливается на опоры, укрепленные под подом, и одновременно фиксируется опорами, укрепленными в боковой кладке печи.

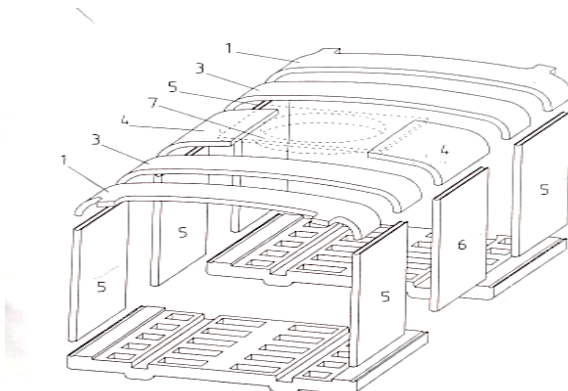


Рисунок 4 – Муфель из карборудна печи IPSEN типа TQFR-2-8-EM

Вся система оснащена охлаждающей рубашкой (рисунок 5), колпакообразная верхняя часть масляной ванны окружена системой медных охлаждающих змеевиков. Охлаждающая вода в отдельности подается к каждой системе. Количество протекающей воды регулируется пятипроходными вентиляторами. Регулировочные и дроссельные вентили, находящиеся в змеевиках, обеспечивают равномерную регулировку температуры по всей поверхности колпака. При правильной регулировке температура охлаждающей жидкости воды после прохождения через змеевик должна составлять 55–60 °С.

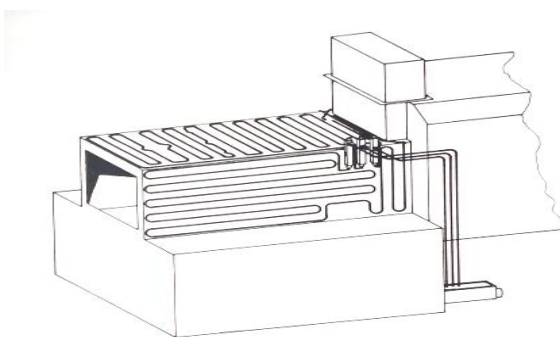


Рисунок 5 – Схема расположения охлаждающей рубашки

Тепловой баланс печи при электрическом обогреве. Запишем расходные статьи баланса.

Теплота, затраченная на нагрев деталей

$$Q_{\text{заг}} = (c_{\text{м.к}}t_{\text{м.к}} - c_{\text{м.н}}t_{\text{м.н}}) M_{\text{заг}},$$

где c – теплоемкость металла, кДж/(кг·град); t – температура, °С; $M_{\text{заг}}$ – масса заготовки, кг,

$$Q_{\text{заг}} = (0,645 \cdot 940 - 0,486 \cdot 20) \cdot 414 = 246984,12 \text{ кДж.}$$

Теплота на нагрев тары

$$Q_{\text{тар}} = (c_{\text{т.к}}t_{\text{т.к}} - c_{\text{т.н}}t_{\text{т.н}}) M_{\text{тар}},$$

где c – теплоемкость тары, кДж/(кг·град); t – температура, °С; $M_{\text{тар}}$ – масса тары, кг,

$$Q_{\text{тар}} = (0,640 \cdot 940 - 0,492 \cdot 20) \cdot 186 = 110067,36 \text{ кДж.}$$

Потери с охлаждающей водой

$$Q_{\text{охл.вод}} = G\rho c_{\text{вод}} (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})\tau,$$

где G – расход воды ($0,3 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,000083 \text{ м}^3/\text{с}$); ρ – плотность воды ($1000 \text{ кг}/\text{кг}^3$); $c_{\text{вод}}$ – теплоемкость воды ($4,2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$); $t_{\text{вых}}$, $t_{\text{вх}}$ – температура воды на выходе и входе, °С; τ – время, с,

$$Q_{\text{охл.вод}} = 0,000083 \cdot 1000 \cdot 4,2 \cdot (60 - 20) \cdot 25800 = 359755,2 \text{ кДж.}$$

Определим потери теплоты теплопроводностью через кладку. Так как печь оборудована водоохлаждаемым муфелем, то теплота, прошедшая через муфель, уносится охлаждающей водой, поэтому чтобы избежать двойного учета, теплоту, теряемую теплопроводностью через кладку, будем считать через теплоотдачу с поверхности

$$Q_{\text{тепл}} = \Sigma\alpha(t_{\text{пов}} - t_{\text{в}})F\tau,$$

где α – коэффициент теплообмена (для вертикальной поверхности $15 \text{ Вт}/\text{м}^2$; для горизонтальной поверхности $15 \cdot 1,3 \text{ Вт}/\text{м}^2$); F – пло-

щадь поверхности, м^2 ; τ – время, с; $t_{\text{пов}}$, $t_{\text{в}}$ – температура наружной поверхности кладки и окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$,
для вертикальных стенок

$$Q_{\text{тепл}} = 15 \cdot (45 - 20) \cdot (2,25 \cdot 3) \cdot 25800 = 65306,205 \text{ кДж};$$

для горизонтальных стенок

$$Q_{\text{тепл}} = (15 \cdot 1,3) \cdot (45 - 20) \cdot (1,56 \cdot 2) \cdot 25800 = 39402,792 \text{ кДж}.$$

Потери через под определяются:

$$Q = \frac{t_{\text{печи}} - t_{\text{в}}}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} F \tau,$$

где $t_{\text{печи}}$ – температура печи, $^{\circ}\text{C}$; δ_i – толщина i -го слоя, м; λ_i – теплопроводность, Вт/(м·град),

$$Q = \frac{940 - 20}{\sum \frac{350}{58}} \cdot 2,25 \cdot 25800 = 8850,137 \text{ кДж}.$$

Итого потери теплопроводностью $\Sigma Q = 113559,132 \text{ кДж}$.

Потери с тепловыми короткими замыканиями

$$Q_{\text{к.т.з}} = 0,3 \cdot Q_{\text{тепл}},$$

где 0,3 – коэффициент для электрических радиационных труб;
 $Q_{\text{тепл}}$ – сумма потерь через стенки, кДж,

$$Q_{\text{к.т.з}} = 0,3 \cdot 113559,132 = 34067,74 \text{ кДж}.$$

Потери теплоты на нагрев эндогаза до рабочей температуры (из эндогенератора газ поступает с температурой 850°C)

$$Q_{\text{н.э}} = G c_{\text{энд}} (t_{\text{печ}} - t_{\text{н.э}}) \tau,$$

где $G = 10 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0027 \text{ м}^3/\text{с}$; $c_{\text{энд}} = 1427,79 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$,

$$Q_{н.э} = 0,0027 \cdot 1427,79 \cdot (940 - 850) \cdot 25800 = 8951,387 \text{ кДж.}$$

Тепловые потери через открытые окна

$$Q_{откр.окн} = qF_{окн}\tau,$$

где

$$q = \varepsilon\sigma_0(T_{печ}^4 - T_B^4) = 1 \cdot 5,67 \cdot 10^8 (1123,15^4 - 293,13^4) = 15839,11 \text{ Вт/м}^2;$$

$F_{окн}$ – площадь окна, м²,

$$Q_{откр.окн} = 15839,11 \cdot 2,16 \cdot 120 = 4105,497 \text{ кДж.}$$

Теплосодержание продуктов сгорания после дожигания эндогаза. Эндогаз содержит 40 % N₂, 40 % H₂ и 20 % CO. При дожигании 1 м³ образуется 1 м³ продуктов сгорания и требуется 0,3 м³ кислорода. С кислородом вносится 0,3·3,762 м³ азота. Тогда объем продуктов сгорания равен 1 + 0,3·3,762 на 1 м³ эндогаза

$$Q_{н.э} = Vc_{энд}t_{энд} (V_{N_2} + V_{H_2O} + V_{CO_2}),$$

где $(V_{N_2} + V_{H_2O} + V_{CO_2}) = (1+0,3 \cdot 3,762)$; V – расход эндогаза, м³/ч (расход за цикл 71,6 м³); $c_{энд} = 1427,79$ Дж/(кг·град),

$$Q_{н.э} = 71,6 \cdot 1427,79 \cdot 940 (1+0,3 \cdot 3,762) = 204549,899 \text{ кДж.}$$

Определяем приходные статьи теплового баланса.

Теплота, вносимая за счет преобразования электроэнергии

$$Q_{эл.эн} = \Sigma Q_{расх} - Q_{энд} - Q_{дож.энд},$$

где $Q_{расх}$ – сумма всех расходных статей, кДж; $Q_{энд}$ – теплота эндогаза, кДж.

Сумма расходных статей $\Sigma Q_{расх}$ в соответствии с вышеприведенными расчетами составляет 1082040,4 кДж.

Теплосодержание эндогаза из эндогенератора определяется

$$Q_{энд} = G_{энд}c_{энд}t_{энд},$$

где $G_{\text{энд}}$ – расход эндогаза, $10 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,00027 \text{ м}^3/\text{с}$; $c_{\text{энд}}$ – теплоемкость эндогаза, Дж/(кг·град); $t_{\text{энд}}$ – температура эндогаза, °С,

$$Q_{\text{энд}} = 0,00027 \cdot 1427,79 \cdot 850 \cdot 25800 = 84540,874 \text{ кДж.}$$

Теплота от дожигания эндогаза представляет собой энергию, выделяющуюся при дожиге угарного газа и водорода. Тепловой эффект сгорания водорода равен 121 МДж/кг, а СО – 23,8 МДж/кг. Объем H_2 составляет 40 % от расхода эндогаза и равен 28,64 $\text{м}^3/\text{цикл}$, а объем СО – 20 % от объема эндогаза (14,32 м^3). Тогда

$$Q_{\text{дож.энд}} = Q_{\text{H}_2} + Q_{\text{CO}},$$

где $Q_{\text{H}_2} = 12100000 \cdot V_{\text{H}_2} = 121000000 \cdot (28,64/11,23) = 308587,711 \text{ кДж}$;

$$Q_{\text{CO}} = 23800000 \cdot V_{\text{CO}} = 23800000 \cdot (14,32 \cdot 1,96) = 66799,936 \text{ кДж},$$

$$Q_{\text{дож.энд}} = 308587,711 + 66799,936 = 375387,647 \text{ кДж.}$$

Определяем теплоту, вносимую электроэнергией

$$Q_{\text{эл.эн}} = 1082040,4 - 84540,874 - 375387,647 = 622111,879 \text{ кДж.}$$

Расчетные данные приведены в таблице 1.

Расход электроэнергии исходя из теплоты, вносимой за счет электроподогрева равен 172 кВт·ч за цикл.

Тепловой баланс печи IPSEN TQFR-2-8-EM при газовом отоплении. В этом случае рассматривалась замена металлических радиационных труб электрического нагрева на тупиковые радиационные трубы газового нагрева марки Kanthal APM [1]. Такая замена практически не требует изменений в конструкции печи. Схема размещения тупиковых радиационных горелок приведена на рисунке 6.

Таблица 1 – Тепловой баланс цементационно-закалочной печи

Приход			Расход		
Статья	Дж	%	Статья	Дж	%
Теплота за счет преобразования электроэнергии	622111,879	57,49	Теплота на нагрев деталей	246984,12	22,83
Теплосодержание эндогаза	84540,874	7,81	Теплота на нагрев тары	110067,36	10,17
Теплота дожигания эндогаза	375387,647	34,7	Потери с охлаждающей водой	359755,2	33,25
			Потери теплопроводностью	113559,132	10,49
			Потери с тепловыми короткими замыканиями	34067,74	3,15
			Потери на нагрев эндогаза	8951,387	0,83
			Тепловые потери через открытые окна	4105,497	0,38
			Теплосодержание продуктов дожога эндогаза	204549,899	18,90
Всего	1082040,4	100	Всего	1082040,4	100

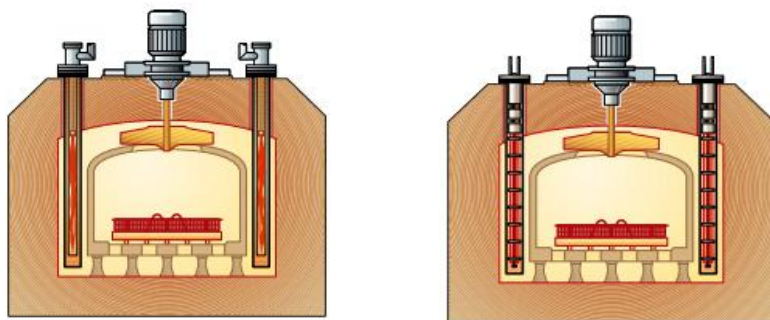


Рисунок 6 – Схема расположения радиационных труб

Расчеты проведены при одинаковых условиях с электрообогревом (тепловые потери с охлаждающей водой, через кладку, на нагрев деталей и тары и т.д. будут одинаковы).

Тогда в соответствии с вышеприведенными расчетами имеем расходные статьи:

теплота на нагрев деталей

$$Q_{\text{заг}} = (0,645 \cdot 940 - 0,486 \cdot 20) \cdot 414 = 246984,12 \text{ кДж};$$

теплота на нагрев тары

$$Q_{\text{тар}} = (0,640 \cdot 940 - 0,492 \cdot 20) \cdot 186 = 110067,36 \text{ кДж};$$

потери теплоты с охлаждающей водой

$$Q_{\text{охл.вод}} = 0,000083 \cdot 1000 \cdot 4200 \cdot (60 - 20) \cdot 25800 = 359755,2 \text{ кДж}.$$

тепловые потери теплопроводностью

$$\Sigma Q = 113559,132 \text{ кДж}.$$

Потери с тепловыми короткими замыканиями

$$Q_{\text{к.т.з}} = 0,2 Q_{\text{тепл}},$$

где 0,2 – коэффициент для газовых радиационных труб; $Q_{\text{тепл}}$ – сумма потерь через стенки, кДж.

$$Q_{\text{к.т.з}} = 0,2 \cdot 113559,132 = 22711,825 \text{ кДж}.$$

Потери теплоты с уходящими газами от сжигания топлива

$$Q_{\text{ух.г}} = V_{\text{ух.г}} B c_{\text{ух.г}} t_{\text{ух.г}},$$

где $c_{\text{ух.г}} = 1501 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$,

$$Q_{\text{ух.г}} = B \cdot 10,57 \cdot 1501 \cdot 940 = B \cdot 14913,636 \text{ кДж}.$$

Теплосодержание продуктов дожигания эндогаза в соответствии с вышеприведенными расчетами для электрообогрева

$$Q_{\text{н.э}} = 204549,899 \text{ кДж}.$$

Приходные статьи:

Теплота, вносимая топливом

$$Q_T = BQ_H^P,$$

где $Q_H^P = 34200$ кДж/м³.

$$Q_T = B \cdot 34200 \text{ кДж.}$$

Теплота, вносимая воздухом

$$Q_B = BV_B c_B t_B,$$

где V_B – объем воздуха, $V_B = 9,55 \text{ м}^3/\text{м}^3$; c_B – теплоемкость воздуха, Дж/(кг·град),

$$Q_B = B \cdot 9,55 \cdot 1332,5 \cdot 400 = B \cdot 5090,150 \text{ кДж.}$$

Теплота от дожигания эндогаза

$$Q_{\text{дож.энд}} = 375387,647 \text{ Дж.}$$

Запишем закон сохранения энергии:

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}},$$

$$B \cdot 34200 + B \cdot 5090,15 + 375387,647 = 246984,12 + 110067,36 + 359755,2 + 113559,132 + 22711,825 + B \cdot 14913,636 + 204549,9.$$

Отсюда $B = 28 \text{ м}^3/\text{цикл}$.

Удельный расход удельного топлива:

$$b = \frac{BQ_H^P}{Q_{H(\text{усл})}^P P},$$

где $Q_{H(\text{усл})}^P = 29,35$ МДж/кг – теплота сгорания условного топлива,

$$b = \frac{28 \cdot 34,2}{29,35 \cdot 0,6} = 54,4 \text{ кг у.т./т.}$$

Следует отметить, что этот расход топлива относится только к цементационно-закалочной печи и не учитывает расход топлива на выработку эндогаза.

Расчетные данные приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Тепловой баланс цементационно-закалочной печи при газовом обогреве

Приход			Расход		
Статья	кДж	%	Статья	кДж	%
Теплота, вносимая топливом	957600	64,9	Нагрев деталей	246984,12	16,74
Теплота, вносимая воздухом	142524,2	9,66	Нагрев тары	110067,36	7,46
Теплота от дожигания эндогаза	375387,65	25,44	Потери с охлаждающей водой	359755,2	2,44
			Потери теплопроводностью	113559,132	7,7
			Потери с тепловыми короткими замыканиями	22711,825	1,53
			Потери с уходящими газами от сжигания топлива	417581,78	28,3
			Потери с продуктами дожига эндогаза	204549,9	13,86
Всего	1475511,85	100	Всего	1475511,85	100

Как показали расчеты, газовый способ отопления является более экономичным. Так, расход электроэнергии составляет 172,8 кВт·ч за цикл, а газа 28 м³. При фонде рабочего времени 7200 ч в год (около 1000 циклов термообработки) стоимость электроэнергии составит 32680 руб. [2], а газа 12378 руб. [3].

Список литературы

1. Радиационные трубы и нагревательные системы KANTHAL [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://stcrown.ru/wp-content/uploads/2017/12/APM-tubes.pdf>– Дата доступа: 24.11.2019.

2. Интернет-портал РУП «Минскэнерго» [Электронный ресурс]
Режим доступа <http://www.energosbyt.by/> Дата доступа 13.05.2020.

3. Интернет-портал РУП «Мингаз» [Электронный ресурс] Ре-
жим доступа <http://mingas.by/> Дата доступа 13.05.2020.

References

1. <https://stcrown.ru/wp-content/uploads/2017/12/APM-tubes.pdf>.

2. <http://www.energosbyt.by/>.

3. <http://mingas.by/>.

Поступила 15.06.2020

Received 15.06.2020