

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«САРАТОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ Н.Г. ЧЕРНЫШЕВСКОГО»

Кафедра нефтехимии и техногенной безопасности

Совершенствование теплообменного узла отопительной каталитической
твёрдотопливной печи

АВТОРЕФЕРАТ БАКАЛАВРСКОЙ РАБОТЫ

студента (ки) 4 курса 431 группы

направления 18.03.01 «Химическая технология»

код и наименование направления, специальности

Института химии

Яшина Никиты Сергеевича

Научный руководитель

д.т.н., профессор

должность, уч. ст., уч. зв.

подпись, дата

Ю.Я. Печенегов

инициалы, фамилия

Заведующий кафедрой

д.х.н., профессор

должность, уч. ст., уч. зв.

подпись, дата

Р.И. Кузьмина

инициалы, фамилия

Саратов 2020

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время особую актуальность приобретает проблема эффективного сжигания твердого топлива в отопительных и промышленных котельных установках малой мощности.

Основными аргументами, определяющими важность данного вопроса, являются не только отказ от централизованного теплоснабжения и установка в новых зданиях индивидуальных отопительных котлов, но и отсутствие эффективных технологий сжигания твёрдого топлива в них. В результате этого во многих городах небольшие по мощности котельные, вместе с автотранспортом, определяют уровень приземной концентрации токсичных загрязнителей.

По мере следования основной тенденции увеличения единичной мощности силовых установок всё более возрастают абсолютные массогабаритные параметры теплообменных устройств. Соответственно, нарастает важность и актуальность проблемы совершенствования теплообменных аппаратов, а именно сокращение их размеров и массы, снижение мощностей прокачки теплоносителей через аппарат при условии определённой производительности.

В настоящей выпускной работе рассматриваются вопросы, связанные с моделированием и расчётом теплообменного узла каталитической твердотопливной печи, которая представлена патентом №2707778 авторов Печенегова Ю.Я., Макагона А.Н.[1].

Задачи работы состоят в математическом моделировании и на основе его выявления лучших конструктивных и режимных характеристик каталитической твердотопливной печи.

Выпускная квалификационная работа состоит из 52 страниц и содержит следующие главы:

1. Обогрев помещений. Использование печей
 - 1.1 Параметры атмосферы в помещениях и роль отопления
 - 1.2 Конструкция печи по патенту №2707778
 - 1.3 Работа печи
 - 1.4 Анализ методов интенсификации теплообмена
 - 1.5 Задачи работы
2. Построение математической модели
 - 2.1 Гидравлические процессы при движении газов в дымогарных трубах
 - 2.2 Теплообмен при течении дымовых газов в трубах
 - 2.3 Течение и теплообмен при ламинарном движении дымовых газов в трубах со вставленной скрученной лентой
3. Разработка алгоритма расчёта теплообмена и сопротивления потоков дымовых газов в трубах
 - 3.1 Расчёт при движении дымовых газов в трубе без ленты
 - 3.2 Расчёт течения дымовых газов в трубах со вставленной скрученной лентой
4. Результаты расчётов и их анализ

Основное содержание работы.

Обогрев помещений. Использование печей.

Суровые климатические условия заставляли людей с очень давних времён заниматься обогревом своих жилищ. В первоначальном виде, на заре развития человечества, единственным способом обогрева жилища служил костёр, а вентиляционным приспособлением являлось проделанное в кровле жилища отверстие.

В современности мы имеем большой набор предметов центрального и печного отопления.

Использование печей имеет ряд преимуществ, такие как простота конструкции, обслуживания, независимое использование печей от других потребителей тепловой энергии, а также небольшая стоимость эксплуатации печи. Но и имеются недостатки, такие пожарная опасность, угроза отравления отходами горения топлив, низкий коэффициент полезного действия [2].

По сравнению со стационарными печами, переносные печи меньше размерами, менее металлоемки, легче, а так же возможно их перемещение внутри отопительного пространства или транспортировка в другое место без потерь конструкции и функционала, что позволяет снизить их стоимость.

Параметры атмосферы в помещениях и роль отопления

В производственных и других помещениях необходимо создать условия, при которых устанавливается комфортный теплообмен между организмом человека и окружающей его средой. Этого возможно добиться устройством отопления и вентиляции, например системы кондиционирования воздуха, воздушных тепловых завес и т.п.

Отопление жилых, коммунальных, общественных, производственных и вспомогательных помещений можно подразделить по охвату их воздействия на следующие системы: местные, центральные и районные [3].

Конструкция печи по патенту №2707778

Печь относится к устройствам тепловой техники, в частности к устройствам для обогрева помещений и приготовления пищи.

Каталитическая твердотопливная печь содержит корпус с размещёнными в нём топкой и зольником, колосниковой решёткой, примыкающий к топке слой катализатора и разделяющей топку от зольника, дымогарные трубы, соединённые концами сборной и распределительной камерами, вытяжную трубу, соединённую со сборной камерой. Её корпус имеет прямоугольную форму, слой катализатора образует свод топки и состоит из проницаемой для газов опорной решётки и зернистой засыпки. Дымогарные трубы расположены с двух сторон корпуса, а их оси ориентированы горизонтально и параллельно поверхностям вертикальных стенок корпуса. С фронтальной стороны печи установлены коллекторные поворотные камеры, соединённые с концами дымогарных труб, в полости корпуса установлен духовой шкаф, примыкающий к верхней стенке корпуса.

Работа печи

Работает такая печь следующим образом. Через открытую дверцу в топку загружается твёрдое топливо, и укладывается слоем на колосниковой решетке. Топливо поджигается, а дверца закрывается. Горение топлива в тлеющем режиме осуществляется при поступлении в слой топлива через приоткрытую дверцу и щели колосниковой решетки первичного воздуха из помещения, где установлена печь. Поступление воздуха в топку и движение образующихся газообразных продуктов горения по дымовому тракту печи осуществляется за счет самотяги, создаваемой вытяжной трубой. Образующиеся при горении газы, содержащие продукты недожога, поступают в слой катализатора, где происходит их доокисление и нейтрализация экологически вредных компонентов. Часть своей теплоты газообразные продукты полного сгорания передают в духовой шкаф при контакте с его стенками, а также к жарочной поверхности верхней стенки корпуса. Затем поток газообразных продуктов полного сгорания поступает в ниши распределительной камеры и распределяется по дымогарным трубам прямого хода, пройдя по которым, поступает в коллекторные поворотные камеры. Из коллекторных поворотных камер газообразные продукты полного сгорания поступают по дымогарным трубам обратного хода в сборную камеру, откуда через вытяжную трубу удаляются в атмосферу вне помещения.

Анализ методов интенсификации теплообмена

В настоящий момент существуют различные методы интенсификации теплообмена. Они различаются степенью интенсификации и увеличением гидравлического сопротивления. Все методы интенсификации теплообмена можно разделить на активные и пассивные. Наиболее широко распространены пассивные методы, которые не требуют подвода дополнительной энергии для их работы в отличие от активных – вибрация, вращение теплообменной поверхности, перемешивание, воздействие на поток электрическим или акустическим полями и т.п. Одним из наиболее известных и широко применяемых интенсификаторов

теплообмена является скрученная лента [4, 5, 6, 7]. В данном изобретении в качестве интенсификатора теплообмена предлагается вставка металлической скрученной ленты.

Задачи работы

Задачей работы является выявление оптимальных длины трубы, коэффициентов теплоотдачи, мощности теплоты и металлоёмкости для случаев гладкой трубы и гладкой трубы с вставленной внутрь скрученной металлической ленты.

Построение математической модели

В теплообменном узле каталитической отопительной дымогарной печи в качестве теплоносителя выступают дымовые газы, проходящие по дымогарным трубам. Поступление воздуха в топку печи и движение дымовых газов по дымному тракту печи происходит за счёт самотяги, которая создаётся вытяжной трубой.

Гидравлические процессы при движении газов в дымогарных трубах

При стационарном режиме работы печи выполняется равенство между потерей давления газового потока, обусловленной сопротивлением трения и местными сопротивлениями на пути движения потока, и движущей силой - самотяги, создаваемой дымовой трубой. Самотягу можно представить как:

$$\Delta P_{д.г.} = (\rho_{в} - \rho_{д.г.}) \times g \times H_{д.т.}, \text{ Па}$$

Основное сопротивление потоку оказывает слой зернистого катализатора, поэтому с приближением можно записать:

$$\Delta P_L = 0,5 \times \Delta P_{д.г.}, \text{ Па}$$

$$\Delta P_L = \frac{\xi \times \rho_{ср} \times w_{ср}^2}{2} \times \frac{l}{d}, \text{ Па}$$

Число Рейнольдса можно определить как:

$$Re = \frac{w_{cp} \times d}{\nu_{cp}}$$

Средняя скорость потока дымовых газов будет определяться по уравнению неразрывности как:

$$w_{cp} = \frac{G_{дым}}{\rho_{cp} \times S_{сеч}}, \text{ м/с}$$

Есть основания полагать, что в дымогарных трубах будет реализован ламинарный режим течения. Значит коэффициент теплоотдачи можно будет определить по формуле для ламинарного режима течения в трубе [8]:

$$Nu(T_{cp}) = 0,15 \times Re^{0,33} \times Pr^{0,43} \times Gr^{0,1}$$

Теплообмен при течении дымовых газов в трубах

В связи с тем, что в процессах конвективного теплообмена важную роль играет конвективный перенос, эти процессы должны в значительной мере зависеть от характера движения, то есть от значения и направления скорости среды, от распределения скоростей в потоке, от режима движения, (ламинарное течение либо турбулентное).

Тепловые потоки, передаваемые от дымовых газов к стенке гладкой трубы, находятся по формуле:

$$Q_L = \pi \times d \times l \times K \times \Delta T, \text{ Вт}$$

Коэффициент теплопередачи можно определить как [9]:

$$K = \frac{\alpha_{дым} \times \alpha_{в-ха}}{\alpha_{дым} + \alpha_{в-ха}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Так же, тепловую мощность дымогарной трубы можно представить как:

$$Q_L = G_{\text{дым}} \times C_{p,\text{дым,ср}} \times (t'_Г - t''_Г), \text{ Вт}$$

Сделав некоторые допущения, можно отыскать оптимальную длину трубы пока длины l не сравняются, варьировать скорости подачи при фиксированной тяге, вычислять $t_{\text{ст}}$, и как итог прийти к металлоёмкости.

Далее нужно сделать некоторые обобщающие показатели, которые помогут отобразить эффективность той или иной ситуации:

- 1) $Q_L/M_{\text{трубы}}$ – удельный тепловой поток, Вт/кг;
- 2) Тепловой КПД $\eta = \frac{t'_Г - t''_Г}{t'_Г}$ - показатель эффективности печи;
- 3) Q_L/l - тепловыделение на единицу длины трубы, характеризует металлоёмкость, Вт/м.

Течение и теплообмен при ламинарном движении дымовых газов в трубах со вставленной скрученной лентой

Изучению теплообмена и гидравлического сопротивления закрученных потоков в трубах с вставленной скрученной лентой посвящены многочисленные исследования. Опытные данные, полученные разными авторами, обобщены в работе [10] и представлены в виде уравнений подобия для ξ и числа Нуссельта Nu . Уравнения из [10] для ξ и Nu в работе [11] преобразованы и приведены к виду, позволяющему непосредственно определять относительные характеристики теплообмена α/α_0 и сопротивления ξ/ξ_0 . Индекс «0» здесь и далее показывает, что параметр для гладкой трубы. Для проведения практических расчетов соотношения по [11] можно упростить, если учесть, что в промышленных теплообменных устройствах трубы имеют диаметр d , значительно превосходящий толщину δ вставляемой ленты, а длина l трубы много больше d . Принимая это к сведению, получим следующий вид уравнений [11]:

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = 17,4 \times Re^{-0,2} \times D_3^{-0,135}$$

А параметр закрутки потока:

$$D_3 = 0,5 + \frac{2}{\pi^2} \times \left(\frac{S}{d}\right)^2$$

Уравнения для расчета гидравлического сопротивления для ламинарного течения с макровихрями:

$$\frac{\xi}{\xi_0} = Re^{0,25} \times (41,18Re^{-0,474} \times D_3^{-0,263} + 215 \times Re^{-1})$$

При расчёте коэффициентов теплоотдачи уже не получится пренебречь лучистым излучением от стенок труб, потому из уравнения теплового баланса можем получить соотношение:

$$\alpha_{\text{сум}} = \alpha_{\text{конв}} \times 1,2, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

$$\alpha_{\text{дым,сум}} \times (t_{\text{дым,ср}} - t_{\text{ст}}) = \alpha_{\text{в-ха}} \times (t_{\text{ст}} - t_{\text{в-ха}})$$

Разработка алгоритма расчёта теплообмена и сопротивления потоков дымовых газов в трубах

Алгоритм будет опираться на вышеописанные представления о гидравлике и теплопередаче внутри и снаружи дымогарных труб отопительного узла как в случае гладких труб, так и в случае трубы со скрученной лентой.

Но стоит сделать некоторые допущения.

Высота вытяжной трубы $H_{\text{д.т.}}$ из конструктивных соображений будет принята за 4 м. Коэффициент теплоотдачи воздуха $\alpha_{\text{в-ха},0}$ в случае расчёта гладкой трубы будет фиксирован и равен 20 Вт/(м²×К). Диаметр d гладкой трубы и интенсифицированной будет меняться.

Результаты расчётов и их анализ

Результаты расчёта при движении дымовых газов в трубе без ленты приведём в таблице 1.

Таблица 1 – Сравнение теплофизических свойств дымовых газов при разных условиях.

$T_r, ^\circ\text{C}$	$d_{\text{внеш}}, \text{мм}$	$w, \text{м/с}$	Re	K, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\alpha_{\text{в-ха}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\alpha_{\text{дым}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$T_{\text{ст}}, ^\circ\text{C}$	L, м	$Q_L, \text{Вт}$	M, кг	$\alpha_{\text{дым}}/\alpha_{\text{в-ха}}$	$Q_L/M, \text{Вт}/\text{кг}$	$(T_r' - T_r'')/T_r'$	$Q_L/l, \text{Вт}/\text{м}$
500	22	3,7	424,56	6,570	20	9,78	342,3	1,034	417,45	0,557	0,49	748,8848	0,67	403,7218
	30	4,136	616,96	6,314		9,23	330,8	1,564	788,89	2,299	0,46	343,07	0,67	504,4039
	40	4,745	980,03	6,004		8,58	315,6	2,613	1735,23	5,122	0,43	338,7524	0,67	664,0746
	50	5,262	1388,71	5,776		8,12	304,4	3,848	3141,03	9,429	0,41	333,1136	0,67	816,2757
400	22	3,184	389,72	6,336		9,27	316,0	1,113	411,20	0,600	0,46	685,3213	0,73	369,4548
	30	3,557	565,99	6,085		8,75	304,3	1,684	776,73	2,476	0,44	313,7148	0,73	461,244
	40	4,08	898,90	5,781		8,13	290,2	2,814	1707,23	5,516	0,41	309,4797	0,73	606,6898
	50	4,52	1272,46	5,556		7,69	279,8	4,148	3090,58	10,164	0,38	304,0579	0,73	745,0763
300	22	2,683	351,87	6,080		8,74	288,9	1,171	392,79	0,631	0,44	622,2147	0,80	335,4343
	30	2,997	510,96	5,834		8,24	278,1	1,772	741,45	2,605	0,41	284,5933	0,80	418,4276
	40	3,435	810,89	5,536		7,66	265,0	2,963	1628,89	5,809	0,38	280,4315	0,80	549,745
	50	3,806	1148,04	5,317		7,24	255,4	4,367	2946,35	10,701	0,36	275,3316	0,80	674,6843
200	22	2,133	300,11	5,758		8,09	260,4	1,172	351,06	0,632	0,40	555,6274	0,87	299,5372
	30	2,38	435,31	5,518		7,62	250,4	1,775	662,40	2,610	0,38	253,819	0,87	373,1813
	40	2,727	690,62	5,229		7,08	238,5	2,969	1453,80	5,820	0,35	249,7813	0,87	489,6597
	50	3,02	977,28	5,017		6,70	229,7	4,379	2628,85	10,730	0,33	244,9891	0,87	600,3317

Результаты расчёта течения дымовых газов в трубах со вставленной скрученной лентой приведём в таблице 2.

Таблица 2 - Сравнение теплофизических свойств дымовых газов при разных условиях в случае скрученной ленты.

$T_f, ^\circ\text{C}$	$d_{\text{винт}}, \text{мм}$	S/d	w, м/с	Re	K, Вт/(м ² * К)	$\alpha_{\text{в-га}}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$\alpha_{\text{дым}}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$T_{\text{ст}}, ^\circ\text{C}$	L, м	$Q_L, \text{Вт}$	$M, \text{кг}$	$\alpha_{\text{винт}}/\alpha_{\text{га}}$	$Q_L/M, \text{Вт/кг}$	$Q_L/L, \text{Вт/м}$	
500	22	10	2,3	264	14,82	21,26	49,00	704	0,285	255,07	0,173	2,31	1476	895,4	
		20	2,41	277	13,78	20,95	40,26	665,3	0,320	270,93	0,197	1,92	1372	846,7	
		30	2,48	285	13,15	20,75	35,88	641,6	0,350	282,76	0,216	1,73	1309	807,9	
		40	2,52	289	12,70	20,61	33,09	624,7	0,370	288,73	0,228	1,61	1265	780,4	
	30	10	2,63	392	13,53	19,81	42,69	690,6	0,464	502,57	0,731	2,16	687,7	1083	
		20	2,8	418	12,52	19,50	34,96	650	0,534	539,99	0,849	1,79	636,3	1011	
		30	2,9	433	11,92	19,31	31,12	626	0,580	552,09	0,912	1,61	605,7	951,9	
		40	2,96	442	11,49	19,17	28,67	608,7	0,612	561,70	0,962	1,50	584	917,8	
	40	10	3,14	649	12,05	18,13	35,89	671,8	0,861	1147,16	1,809	1,98	634,2	1332	
		20	3,37	696	11,09	17,83	29,35	630,4	1,000	1227,01	2,101	1,65	584,1	1227	
		30	3,486	720	10,53	17,65	26,13	605,7	1,094	1274,70	2,298	1,48	554,6	1165	
		40	3,565	736	10,14	17,51	24,07	588	1,160	1300,70	2,437	1,37	533,8	1121	
	50	10	3,57	942	11,03	16,96	31,53	657,9	1,370	2135,34	3,603	1,86	592,7	1559	
		20	3,85	1016	10,12	16,67	25,76	615,7	1,600	2288,63	4,208	1,54	543,9	1430	
		30	3,99	1053	9,59	16,49	22,92	590,7	1,757	2381,80	4,621	1,39	515,5	1356	
		40	4,08	1077	9,22	16,36	21,11	573	1,870	2436,46	4,918	1,29	495,4	1303	
	400	22	10	1,94	237	14,53	20,95	47,44	665,7	0,295	249,97	0,182	2,26	1373	847,4
			20	2,05	251	13,49	20,64	38,91	628,4	0,338	265,79	0,209	1,89	1274	786,4
			30	2,11	258	12,86	20,44	34,68	605,8	0,364	272,97	0,225	1,70	1215	749,9
			40	2,145	263	12,42	20,30	31,98	589,7	0,383	277,32	0,236	1,58	1173	724,1
		30	10	2,25	358	13,24	19,51	41,21	651,8	0,499	500,89	0,784	2,11	638,7	1004
			20	2,39	380	12,24	19,21	33,76	613,3	0,564	523,41	0,886	1,76	590,5	928
			30	2,47	393	11,63	19,02	30,06	590,6	0,611	538,69	0,959	1,58	561,9	882,2
			40	2,51	399	11,23	18,88	27,73	574	0,646	550,02	1,015	1,47	541,7	851,4
40		10	2,685	592	11,79	17,86	34,65	634,3	0,909	1124,44	1,910	1,94	588,8	1237	
		20	2,873	633	10,85	17,57	28,35	595	1,056	1202,13	2,218	1,61	541,9	1138	
		30	2,973	655	10,29	17,39	25,23	571,5	1,152	1244,59	2,420	1,45	514,3	1080	
		40	3,04	670	9,90	17,25	23,25	554,7	1,224	1272,09	2,571	1,35	494,7	1039	
50		10	3,05	859	10,79	16,71	30,43	621	1,450	2097,41	3,813	1,82	550	1446	
		20	3,28	923	9,89	16,42	24,87	580,9	1,692	2244,36	4,450	1,51	504,4	1326	
		30	3,403	958	9,37	16,24	22,13	557,2	1,853	2327,91	4,873	1,36	477,7	1256	
		40	3,49	982	9,00	16,11	20,37	540	1,970	2376,88	5,181	1,26	458,8	1207	
300		22	10	1,71	224	14,16	20,61	45,20	625	0,321	250,68	0,198	2,19	1265	780,9
			20	1,808	237	13,12	20,30	37,07	589,4	0,367	265,57	0,226	1,83	1173	723,6
			30	1,858	244	12,50	20,10	33,05	567,9	0,395	272,38	0,244	1,64	1117	689,6
			40	1,888	248	12,06	19,96	30,48	552,5	0,415	276,14	0,256	1,53	1078	665,4
		30	10	1,985	338	12,89	19,20	39,25	611,7	0,531	490,91	0,835	2,04	588,2	924,5
			20	2,109	360	11,90	18,89	32,16	575	0,611	521,44	0,960	1,70	543	853,4
			30	2,17	370	11,32	18,70	28,66	553,4	0,663	538,12	1,042	1,53	516,4	811,6
			40	2,212	377	10,90	18,56	26,42	537,7	0,700	547,30	1,100	1,42	497,5	781,9
	40	10	2,369	559	11,46	17,57	32,99	595	0,987	1123,56	2,073	1,88	541,9	1138	
		20	2,532	598	10,53	17,27	27,00	557,5	1,148	1200,85	2,412	1,56	497,9	1046	
		30	2,618	618	9,99	17,09	24,04	535,2	1,252	1241,86	2,630	1,41	472,2	991,9	
		40	2,67	630	9,61	16,96	22,15	519,4	1,331	1269,54	2,796	1,31	454	953,8	
	50	10	2,7	814	10,48	16,43	28,95	582	1,565	2081,42	4,116	1,76	505,7	1330	
		20	2,89	872	9,60	16,14	23,69	544	1,840	2241,42	4,839	1,47	463,2	1218	
		30	3	905	9,08	15,97	21,07	521,6	2,015	2322,59	5,299	1,32	438,3	1153	
		40	3,07	926	8,72	15,84	19,41	505,5	2,148	2376,89	5,649	1,23	420,8	1107	
	200	22	10	1,27	179	13,86	20,29	43,78	587,9	0,290	209,14	0,179	2,16	1169	721,2
			20	1,34	189	12,84	19,98	35,92	554	0,330	220,38	0,204	1,80	1082	667,8
			30	1,37	193	12,23	19,78	32,05	534	0,354	225,30	0,218	1,62	1031	636,4
			40	1,39	196	11,80	19,64	29,57	519,5	0,372	228,42	0,230	1,51	995	614
		30	10	1,475	270	12,62	18,89	37,99	575	0,480	409,58	0,754	2,01	542,9	853,3
			20	1,56	285	11,64	18,59	31,16	540,6	0,551	433,87	0,866	1,68	501	787,4
			30	1,605	294	11,07	18,40	27,77	520	0,596	446,11	0,937	1,51	476,2	748,5
			40	1,63	298	10,66	18,26	25,61	505,4	0,629	453,57	0,989	1,40	458,8	721,1
40		10	1,764	447	11,21	17,29	31,91	559	0,896	940,80	1,882	1,85	499,8	1050	
		20	1,88	476	10,30	16,99	26,13	523,6	1,038	1000,93	2,181	1,54	459	964,3	
		30	1,939	491	9,76	16,81	23,28	502,8	1,130	1033,07	2,374	1,38	435,2	914,2	
		40	1,976	500	9,39	16,68	21,46	487,8	1,199	1053,78	2,519	1,29	418,4	878,9	
50		10	2,01	650	10,25	16,17	28,00	546,9	1,428	1751,29	3,755	1,73	466,3	1226	
		20	2,15	696	9,38	15,88	22,91	511	1,668	1872,19	4,387	1,44	426,8	1122	
		30	2,223	719	8,87	15,71	20,40	489,8	1,823	1935,81	4,794	1,30	403,8	1062	
		40	2,27	735	8,52	15,58	18,80	474,8	1,942	1979,57	5,107	1,21	387,6	1019	

Заключение

В настоящей работе был рассмотрен теплообменный узел каталитической переносной печи. Проанализированы процессы течения и теплообмена дымовых газов в трубах с целью определения расчётных зависимостей для проектирования дымогарных труб печи. Показано, что для интенсификации теплообмена и связанного с этим работы печи возможно использование скрученных лент, вставленных в дымогарные трубы. Разработана математическая модель течения и теплообмена в дымогарных трубах теплообменного узла. На основе разработанной модели построен алгоритм расчёта, который программно реализован в системе Excel. По построенному алгоритму выполнены расчёты для совокупности варьируемых параметров и характеристик работы печи. Выполненные расчёты и их анализ позволили разработать рекомендации по конструктивному оформлению теплообменного узла печи.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Патент RU № 2707778, МПК F 24 H 3/00, опубл. 29.11.2019.
2. Бойко Е.А. Основы теплотехники (учебное пособие) / Е.А. Бойко. Красноярский государственный технический университет. – Красноярск: 2004. -36 с.
3. Андреевский А. К. Отопление: [Учеб. пособие для вузов по спец. 1208 "Теплогазоснабжение и вентиляция"] / А. К. Андреевский; Под ред. М. И. Курпана. - 2-е изд., перераб. и доп. - Минск: Вышэйш. шк., 1982. - 364 с.
4. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – 3-е изд. – М.: Машиностроение. 1990. – 205 с.
5. Митрофанова О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010. –288 с.
6. Колядин Е.А. Исследование и научное обоснование интенсификации теплообмена в судовых газотрубных котлах // Автореферат диссертации на соискание ученой степени к.т.н. – Астрахань, – 2007. – 24 с.
7. Попов И.А., Яковлев А.Б., Щелчков А.В., Рыжков Д.В. Интенсификация теплообмена – рациональный способ повышения эффективности газотрубных котлоагрегатов // Энергетика Татарстана. – 2010. – №4. – С.8-15.
8. Михеев М.А. Основы теплопередачи. - М. - Л.: ГЭИ, 1956. - 390 с.
9. Печенегов Ю.Я. Снижение температуры теплопередающей стенки путём интенсификации теплообмена при нагревании вязких жидкостей [Текст], // Химическое и нефтегазовое машиностроение, -2017, №11.
10. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение, 1980. – 240 с.

11. Дрейцер Г.А. Эффективность использования закрутки потока для интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах. – Теплоэнергетика, 1997, № 11.