

Моделирование коксовой печи системы Беккера.

I. Введение.

Моделирование коксовой печи системы Беккера, проведенное в лаборатории кафедры аппаратуры Томского индустриального института, имело своей целью:

1) Изучить на модели гидродинамику коксовой печи как с качественной, так и с количественной стороны.

2) Дать техническую характеристику сопряженной системы отдельных каналов и регенераторов коксовой печи „Беккера“, выявив ее конструктивные особенности. Материалами, положенными в основу проектирования и выполнения модели, послужили данные теплового и гидравлического обследования, проведенного в августе—сентябре 1935 г. на печах коксового цеха Кузнецкого металлургического завода под руководством автора.

Работа по моделированию в лаборатории ТИИ проводится впервые. Поэтому неизбежны некоторые упущения, неточности; мы были бы чрезвычайно благодарны заинтересованным в этом деле лицам за указания по вопросам моделирования коксовых печей.

II. Теория модели отопительной системы коксовых печей Беккера.

Физические явления, как объекты изучения при моделировании сопряженной системы коксовых печей, суть:

1) Движение газов на восходящем потоке коксовой печи, происходящее под влиянием меняющейся плотности газов и возникающей по направлению движения подъемной силы. Изменение плотности газов и возникновение подъемной силы обусловлены различными температурами в разных точках по высоте восходящего потока.

2) Движение газов на нисходящем потоке сопряженной системы печи, происходящее под влиянием разряжения, создаваемого дымовой трубой.

3) Теплообмен восходящего и нисходящего вынужденного потоков. Здесь сразу же следует указать на возникающие трудности моделирования теплообмена в свободном потоке, именно: свободный восходящий поток в регенераторах имеет преимущественно конвективный характер теплообмена, но в отопительных каналах преимущественное значение имеет теплообмен лучеиспусканием в процессе горения топлива, т. е. преимущественное значение имеет прямая отдача.

Для воспроизводства теплообмена радиацией необходимо моделировать процесс горения.

Гидродинамическое содержание явления, происходящего в отопительной системе печи, может быть описано следующими уравнениями: явление движения газов описывается двумя уравнениями—уравнением движения и уравнением сплошности.

Уравнение движения

$$\rho \frac{Dw_x}{dt} = g_x \rho - \frac{dp}{dx} + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right] + \frac{1}{3} \mu \left[\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial x \partial z} \right] \quad (1)$$

Уравнение сплошности потока

$$\frac{D\rho}{d\tau} + \rho \frac{\partial w_x}{\partial x} = 0 \dots \dots \dots (2)$$

В этих уравнениях $\frac{Dw}{d\tau}$ и $\frac{D\rho}{d\tau}$ — субстанциональные производные от скорости по времени и от плотности по времени (по терминологии проф. А. А. Гухмана).

В указанных уравнениях введены следующие обозначения:

- ρ — плотность газов (кг.сек/м).
- τ — время (сек).
- w_x — составляющая скорости (м/сек).
- μ — вязкость (кг.сек/м²).

Уравнение движения показывает, что при движении жидкости устанавливается взаимодействие сил 4-х категорий: силы тяжести g , силы внешнего давления p , силы внутреннего трения, характеризуемой коэффициентом вязкости μ и сил инерционных (скоростных).

В условиях „чистого“ вынужденного движения, происходящего под влиянием сил внешних для рассматриваемой системы, можно пренебречь влиянием силы тяжести. Тогда уравнение „чистого“ вынужденного движения принимает вид

$$\rho \frac{Dw_x}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial x \partial z} \right) \right] \quad (3)$$

Это уравнение показывает взаимодействие 3 категорий сил: сил внешнего давления, сил внутреннего трения (вязкости) и сил инерционных (скоростных).

Однако применение (3) уравнения для случая работы коксовой печи невозможно. Пренебречь влиянием силы тяжести, вернее обратной ей подъемной силой, нельзя. В самом деле, перепад давлений на нисходящем потоке при общей высоте отопительной системы, считая от перекидного канала до вольера 8 м и при очень большой разности температур в этих точках: 1300° и 300°С соответственно, обусловлен не только чисто механическими сопротивлениями (сопротивление каналов, регенераторов), но и преодолением подъемной силы, направленной противоположно направлению движения потока. Движение восходящего потока обусловлено исключительно влиянием подъемной силы.

Обследование работы коксовых печей, проведенное автором на Кузнецком металлургическом заводе, показало, что перепад давлений на нисходящем потоке, равный 16—18 мм водост., распределяется почти поровну на преодоление сопротивлений и преодоление обратного действия подъемной силы. На вольерах восходящего потока, несмотря на то, что газ и воздух подаются с большими давлениями, существует разрежение, т. к. весь напор газов расходуется на преодоление сопротивлений в клапанах и дальнейшего движения восходящего потока происходит под влиянием только подъемной силы.

Следовательно, моделируемое явление должно описываться уравнением (1), но не (3).

Субстанциональная производная от любой величины $\frac{Du}{d\tau}$ характеризует изменение этой величины во времени для тела, находящегося в движении.

В нашем случае субстанциональная производная $\frac{Dw_x}{dt}$ характеризует изменение компонента скорости во времени для жидкости, имеющей движение в пространстве, поэтому значение ее может быть представлено в виде

$$\frac{Dw_x}{d\tau} = \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x}$$

Рассматривая стационарный во времени поток, что имеет место в условиях работы отопительной системы коксовой печи в течение времени между кантовками, имеем

$$\frac{Dw_x}{d\tau} = w_z \frac{\partial w_x}{\partial x}$$

так как $\frac{\partial w_x}{\partial \tau} = 0$.

Тогда уравнение вынужденного движения стационарного во времени потока будет иметь вид

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} = g_x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left[\left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial x \partial z} \right) \right] \quad (4)$$

В уравнении (4) выразим ускорение силы тяжести через подъемную силу, возникающую вследствие разности удельных весов остывших и более горячих струй потока продуктов горения:

подъемная сила $g\rho_0 - g\rho$,

ее ускорение

$$a = g \left(\frac{\rho_0 - \rho}{\rho} \right) = \frac{\Delta \gamma}{\rho}$$

Тогда уравнение (4) переписывается в виде

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} = - \frac{1}{\rho} \left(\Delta \gamma + \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\mu}{\rho} \left[\left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial x \partial z} \right) \right] \quad (5)$$

Таким образом, гидродинамическое содержание явлений, происходящих в отопительной системе, описывается уравнением движения в виде формулы (5).

В уравнении сплошности потока субстанциональная производная

$$\frac{D\rho}{d\tau} = \frac{d\rho}{d\tau} + w_x \frac{\partial \rho}{\partial x}$$

При стационарном режиме $\frac{d\rho}{d\tau} = 0$ уравнение сплошности принимает вид

$$w_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial w_x}{\partial x} = 0.$$

Хотя в отопительной системе больших перепадов давлений нет, однако, нельзя пренебречь изменением плотности вследствие изменения температуры потоков.

Уравнение сплошности выражает принцип сохранения массы для потока.

Тепловое содержание явлений, происходящих в отопительной системе коксовой печи, состоит в том, что

1) доменный газ и воздух нагреваются от насадки регенераторов на восходящем потоке. При отоплении коксовым газом нагревается только воздух;

2) в вертикалах на восходящем потоке совершается процесс горения, в течение которого посредством радиации передается тепло стенам печи (прямая отдача);

3) продукты горения остывают, отдавая свое тепло в вертикалах и регенераторах на нисходящем потоке.

Эти явления могут быть описаны дифференциальными уравнениями температурного поля, теплоотдачи на поверхностях нагрева и процесс горения может быть приближенно описан уравнениями диффузии газов (газа и воздуха).

Уравнение температурного поля

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w \frac{\partial t}{\partial x} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

Это уравнение характеризует связь изменения температуры по времени с изменением температуры в пространстве для движущейся среды.

Коэффициент пропорциональности $a = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma}$ называемый температуропроводностью, характеризует интенсивность распространения температуры: с увеличением теплопроводности увеличивается температуропроводность; с увеличением теплоемкости и удельного веса температуропроводность уменьшается.

Для стационарного процесса, что с известным приближением может быть принято для системы отопления коксовых печей

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$$

и уравнение температурного поля приобретает смысл связи изменения температуры в пространстве со скоростью движения.

Уравнение теплопередачи на границах между газом и поверхностями нагрева (внутренние поверхности стен печи, поверхности нагрева регенераторов)

$$\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha \Delta t \quad (7)$$

Это уравнение характеризует связь между удельным потоком тепла и температурным градиентом у поверхности теплообмена. Коэффициент теплоотдачи α получает смысл суммарного коэффициента теплоотдачи как посредством радиации, так и посредством конвекции.

Процесс горения протекает в две стадии: во-первых, взаимная диффузия горючего и воздуха и, во-вторых,—воспламенение, сопровождающееся экзотермическими реакциями.

Первая стадия—диффузия может быть с известным приближением описана уравнением

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} + w \frac{\partial c}{\partial x} = D \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} \quad (8)$$

Рассматривая процесс диффузии установившимся во времени, имеем

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} = 0$$

$$w \frac{\partial c}{\partial x} = D \frac{\partial^2 c}{\partial x^2}$$

Это уравнение дает зависимость изменения концентрации C в пространстве движущихся газов.

Коэффициент D есть коэффициент диффузии, аналогичный коэффициенту температуропроводности.

Для воспроизводства на модели явлений, подобных происходящим в действительной тепловой установке (образце), необходимо соблюдение условий подобия, разработанных теорией подобия. Для модели, отражающей действительные явления в образце, необходимо соблюдение следующих условий:

1) Геометрическое подобие. Размеры отдельных элементов модели должны быть подобны сходственным элементам образца. Это значит, что модель геометрически отличается от образца масштабом.

Если для образца линейные размеры l_1, l_2, \dots, l_n , тогда для модели соответственно $C_l l_1, C_l l_2, \dots, C_l l_n$, причем множитель преобразования линейных размеров C_l остается постоянным для всех элементов модели

$$C_l = \text{const}$$

2) Временное подобие—гомохронность. Это значит, что отдельные стадии процессов в модели однородны во времени с соответственными стадиями в образце. Модель отличается от образца масштабом времени. Если для образца продолжительность стадий процессов $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$, тогда для модели продолжительность соответственно $C_\tau \tau_1, C_\tau \tau_2, \dots, C_\tau \tau_n$, причем множитель преобразования времени C_τ остается постоянным для всех стадий процессов в модели

$$C_\tau = \text{const}$$

Очевидно, что в случае, если $C_\tau = 1$, тогда будем иметь случай синхронности, тождества во времени. При моделировании синхронность вследствие дополнительных условий исключена.

Также очевидно, что при моделировании процессов, установившихся во времени (стационарность процессов), требование гомотехронности совершенно отпадает.

3) Подобие полей физических констант.

Явления, происходящие в отопительной системе коксовой печи, характеризуются физическими константами, причем абсолютное значение этих констант в развивающихся процессах не остается постоянным, изменяется. Для воспроизводства подобных явлений в модели необходимо, чтобы изменение физических констант вещества, примененного в модели, было подобным в сходственных частях модели.

Если для образца константы имеют значения U_1, U_2, \dots, U_n , тогда в сходственных пунктах модели $C_u U_1, C_u U_2, \dots, C_u U_n$, причем множитель преобразования поля физических констант C_u остается постоянным.

Подобие полей физических констант включает в себя также требование подобного изменения векториальных величин, например, скорости потоков в сходственных пунктах.

Приведенные три условия подобия объединяются в одно общее понятие—условия однозначности, характеризующие индивидуальность, конкрет-

ность явлений. Следовательно, первое требование теории подобия сводится к соблюдению условий: в модели должно быть подобное преобразование условий однозначности.

Второе требование теории подобия заключается в том, что выбор множителей подобных преобразований ограничен условием: для явлений, происходящих в образе и модели, основные дифференциальные уравнения должны быть тождественны, а критерии подобия в сходственных пунктах одни и те же, т. е.

$$K = idem$$

Укажем общий метод составления критериев подобия, применяя правило „резинки“. По этому правилу множители преобразования величин в виде дифференциальных выражений составляются путем вычеркивания, „стирания“, дифференциальных индексов. В результате такого вычеркивания, „стирания“ дифференциальных операторов дифференциальные уравнения принимают вид приведенных комплексов. Путем почленного деления всего выражения алгебраической суммы приведенных комплексов на одно из слагаемых получаем алгебраическую сумму безразмерных приведенных комплексов, называемых критериями (инвариантами) подобия. Число критериев (инвариантов) подобия будет на единицу меньше числа степенных комплексов дифференциального уравнения.

Для моделируемых явлений критерии подобия будут следующие (см. таблицу № 1).

Таблица I.

Критериев инвариантов подобия для модели отопительной системы коксовой печи.

Название класса явления	Математическая модель этого класса—дифференциальное уравнение	Применяя правило „резинки“ получим приведенные комплексы	Разделив один приведенный комплекс на другой, получим безразмерный приведенный комплекс—критерий (инвариант) подобия.	Размерность уравнения
Стационарное вынужденное движение вязкой жидкостью (газов)	$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} = -\frac{\Delta\gamma}{\rho} + \frac{dp}{dx} \frac{1}{\rho} +$ $+ \frac{\mu}{\rho} \left[\left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \dots \right) + \right.$ $\left. + \frac{1}{3} \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x \partial x} + \dots \right) \right]$	$P_1 = \frac{w^2}{l}$ $P_2 = \frac{\Delta\gamma}{\rho}$ $P_3 = \frac{\Delta p}{\rho l}$ $P_4 = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{w}{l^2}$	$1) \frac{w^2}{l} : \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{w}{l^2} = \frac{w\rho l}{\mu} = Re$ $2) \frac{w^2}{l} : \frac{\Delta\gamma}{\rho} = \frac{w^2\rho}{\Delta\gamma l} = Fr$ $3) \frac{\Delta p}{\rho l} : \frac{w^2}{l} = \frac{\Delta p}{w^2\rho} = Eu$ $4) \frac{\Delta\gamma}{\rho} : \frac{\Delta p}{\rho l} = \frac{\Delta\gamma}{\Delta p} l = Ne$	$\frac{м}{сек^2}$
Стационарное температурное поле в газах	$w_x \frac{\partial t}{\partial x} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \right.$ $\left. + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)$	$P_1 = \frac{wt}{l}$ $P_2 = \alpha \frac{t}{l^2}$	$\frac{wt}{l} : a \frac{t}{l^2} = \frac{wl}{a} = Pe$	$\frac{°C}{сек}$
Теплоотдача на поверхность теплообмена	$\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha \Delta t$	$P_1 = \lambda \frac{t}{l}$ $P_2 = \alpha t$	$\alpha t : \lambda \frac{t}{l} = \frac{\alpha l}{\lambda} = Nu$	$\frac{Кал}{м^2 час}$

Примечание: Название критериев
критерий Рейнольдса = Re
„ Фруда = Fr
„ Эйлера = Eu

критерий Ньютона = Ne
„ Пекле = Pe
„ Нуссельта = Nu

III. Расчет гидравлической модели отопительной системы коксовой печи.

Для расчета гидравлической модели коксовой печи приняты в качестве исходных материалов средние показатели работы коксовых печей системы Беккера на Кузнецком металлургическом заводе при отоплении их доменным газом.

Средние показатели, принятые для расчета модели:

1. Производительность печи по шихте 17 *тн/13 час.*
2. Расход тепла на коксование 650 *кал/кг.*
3. Теплотворная способность доменного газа 860 *кал/м³.*
4. Секундный объем доменного газа на половину отопительного про-стенка с машинной стороны 0,167 *м³/сек.*
5. Секундный объем воздуха для горения 0,139 *м³/сек.*

Модель выполнена в масштабе 1/10. Критерии гидродинамического подобия для водяной и воздушной модели определены из средних данных температур в наиболее характерных точках образца отопительной системы коксовой печи и для рабочих жидкостей в модели при постоянной температуре в 20° С.

В прилагаемой таблице II сведены геометрические размеры образца и модели, а также расчетные величины и критерии подобия для воздушной и водяной моделей при условии постоянного расхода воды и воздуха в моделях.

Таблица II.

Наименование величин и размерность	М е с т а	Вольвер воз-душный		Вольвер газо-вый	
		Восх.	Нисх.	Восх.	Нисх.
Площадь сечения <i>м²</i>	Образец	0,1222		0,1222	
	Воздушная модель	0,001222		0,001222	
	Водяная модель	0,001222		0,001222	
Секундный объем <i>V м³/сек</i>	В образце	0,139	0,2814	0,167	0,1407
Температура °С	Образец	30	270	30	290
	Воздушная модель	15	15	15	15
	Водяная модель	15	15	15	15
Секундный объем при <i>Re=idem</i> <i>t=const</i>	Воздушная мадель	0,0144		0,018	
	Водяная модель	0,00093		0,0012	
Действительная скорость <i>w м/сек.</i>	Образец	1,24		1,48	
	Воздушная модель	12,0		15,2	
	Водяная модель	0,78		0,98	
Приведенный диаметр	Образец	0,282		0,282	
	Воздушная модель	0,282		0,282	
	Водяная модель	0,0282		0,0282	
Кинемат. вязкость $10^{-6} \delta \text{ м}^2 / \text{сек.}$	Образец	15,9	41,1	15,0	42,6
	Водяная модель	1,0	1,0	1,0	1,0
	Воздушная модель	15,5	15,5	15,5	15,5
Рейнольдс $Re = \frac{wd}{\delta}$	В образце	22000		27560	
	В моделях при { возд.	11400		22400	
	пост. расходе { вод.	16200		16200	

Среднее для возд. насадки		Среднее для газовой насадки		Вход в косой ход воздушн. регенерат.		Вход в косой ход газового регенерат.	
Восх.	Нисх.	Восх.	Нисх.	Восх.	Нисх.	Восх.	Нисх.
0,535		0,700		0,0686	0,0078	0,0686	0,0078
0,00535		0,007		0,000686	0,000078	0,000686	0,000078
0,139	0,1407	0,167	0,1407	0,00995	0,01	0,0119	0,02
0,139	0,1407	0,167	0,1407	0,00995	0,01	0,0119	0,01
600	710	582	700	1100	1250	1065	1250
15	15	15	15	15	15	15	15
15	15	15	15	15	15	15	15
0,007	—	0,0088	—	0,00535	—	0,0068	—
0,00045	—	0,00056	—	0,00035	—	0,00043	—
0,805	—	0,72	—	0,71	—	0,83	—
1,3	—	1,25	—	0,56	—	0,71	—
0,085	—	0,081	—	0,036	—	0,045	—
0,222		0,274		0,259	0,0864	0,259	0,0864
0,022	—	0,0264	—	0,0259	0,00864	0,0259	0,00864
95,0	113,0	87,0	111,0	197,0	215,5	182,5	415,5
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
15,1	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5
1880	—	2140	—	935	—	1180	—
4000	—	3620	—	3620	—	3620	—
2900	—	2640	—	2640	—	2640	—

Отопительный канал среднее		Регистр		Сборный горизон- тальный канал		Перекидной канал	
Восх.	Нисх.	Восх.	Нисх.	Восх.	Нисх.	Восх.	Нисх.
0,1173	0,1173	0,03	0,03	0,43. 6,387 = 2,72		0,22.	0,33 = 0,0726
0,001173	0,001173	0,0003	0,0003	0,043. 0,6387 = 0,027		0,022.	0,033 = 0,0007
0,02	0,02	0,2	0,02	0,2814	0,2814	0,0938	0,0938
15,0	1300	1386	1350	1386	1350	1386	1350
15	15	15	15	15	15	15	15
15	15	15	15	15	15	15	15
0,01	0,0123	0,022	0,0118	0,0113	0,0113	0,011	0,01
0,00066	0,0079	0,00078	0,00074	0,00073	0,00073	0,0007	0,00068
1,285	0,965	4,44	4,18	0,617	0,60	7,85	7,7
0,61	0,75	2,9	2,82	0,42	0,4	5,25	5,0
0,04	0,048	0,185	0,18	0,027	0,025	0,33	0,32
0,340	0,340	0,15	0,15	0,804		0,264	
0,034	0,0340	0,015	0,015	0,084		0,0264	
336,0	227,0	238,9	230,0	238,9	230,0	238,9	230,0
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5
1335	1650	2800	2720	2100	2080	8923	8500
2780	2780	4800	4800	3000	3000	3500	3500
1750	1750	3500	3500	2180	2180	2550	2550

Пояснения к сводной таблице II расчетных величин для водяной и воздушной модели.

Обозначения, принятые в таблице:

$F м^2$ — площадь сечения.

$V_0 м^3/сек$ — объем протекающих через сечение газов, приведенный к NTP .

$t^{\circ} C$ — температура протекающих газов.

$v_t = v_0 (1 + \alpha t) м^3/сек$ — объем протекающих газов при действительной температуре их.

w м/сек — действительная скорость газов

$$w = \frac{V_t}{F} = \frac{V_0(1 + \alpha t)}{F}$$

Re — критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{wd}{\delta}$$

где: d — приведенный диаметр, рассчитанный из условия

$$d = 4 r_{\text{гидр}} = 4 \frac{F}{\Pi}$$

где: Π — периметр сечения.

δ м²/сек — коэффициент кинематической вязкости, значения взяты из книги М. В. Кирпичева и М. А. Михеева „Моделирование тепловых устройств“.

Расход воды для модели определялся из следующих соотношений: для образца и модели критерий Рейнольдса должен быть одним и тем же

$$Re = idem.$$

Следовательно:

$$Re = \frac{w'd'}{\delta'} = \frac{w''d''}{\delta''} = idem.$$

Отсюда средняя расходная скорость воды или воздуха в модели

$$w'' = Re \frac{\delta''}{d''} \frac{m}{сек}$$

Средний расход воды или воздуха в модели

$$v = w'' f'' = Re \frac{\delta''}{d''} f'' \text{ м}^3/\text{сек}$$

Подсчитанный таким образом расход должен был бы выразиться для водяной модели от 0,00035 до 0,0012 м³/сек воды, и для воздушной модели от 0,00535 до 0,018 м³/сек воздуха. Непостоянство расхода воды и воздуха в различных сечениях моделей объясняется 3 причинами:

1) Полное подобие явлений в образце и моделях может быть только тогда, когда кроме тождества критериев, наприм. $Re = idem$, необходимо соблюдение постоянства полей физических констант.

В данном случае было бы необходимо соблюсти

$$\frac{\delta'}{\delta''} = const$$

во всех сходственных сечениях образца и моделей.

Постоянство полей физических констант вызвало бы практически необходимость иметь рабочие жидкости (воду, воздух) в разных сечениях при различных температурах. При соблюдении этого условия расход жидкости был бы постоянным. Но для моделей применялась рабочая жидкость постоянной температуры, а следовательно и постоянной кинематической вязкости, следовательно, равенство критериев не могло быть соблюдено.

Величина отклонений критериев Рейнольдса от равенства их приведена в таблице II. Таким образом, воспроизведено не полное, а приближенное подобие.

2) Точный расчет критериев для образца затруднителен, вследствие того, что точное установление температур в образце путем замеров и расчетов не могло быть выполнено. Так, например, замеры температур в регенераторах печи производились всего лишь в 2-х точках: в подовом канале и подсводовом пространстве регенераторов на расстоянии 1—1,5 м от наружной стены регенераторов. Замеры температуры факела пламени не могли быть также произведены, а могли быть лишь рассчитанными. Если иметь ввиду приближенность и даже условность расчета температуры факела пламени, то станет ясным, что точный расчет критериев Рейнольдса для отопительной системы печей не мог быть произведен; это могло также отразиться на значительном расхождении объемных расходов моделирующей жидкости в различных сечениях модели.

3) В результате горения доменного газа объем продуктов горения не равен арифметической сумме объемов доменного газа и воздуха, а равен стехиометрической сумме реагирующих газов. Поэтому, не воспроизводя моделирование процесса горения, получить тождество критериев подобия также нельзя.

Однако, отсутствие тождества критериев и несоблюдение постоянства полей кинематической вязкости не является препятствием к достижению известной степени приближения моделируемых явлений к действительным, вследствие стабильности и автомодельности потоков вязких жидкостей, о чем более подробно см. главу 3 книги М. В. Кирпичева и М. А. Михеева „Приближенное моделирование“.

Учтя все ранее указанное, расход воды в водяной модели был принят

$$v \text{ воды} = 0,0007 \text{ м}^3/\text{сек} \text{ или } 2,52 \text{ м}^3/\text{час},$$

при температуре 10°C и с коэффициентом кинематической вязкости

$$\delta \text{ воды} = 1,10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}.$$

Расход воздуха был принят в воздушной модели

$$v \text{ возд} = 0,015 \text{ м}^3/\text{сек} \text{ или } 54 \text{ м}^3/\text{час}$$

при температуре 15°C с коэффициентом кинематической вязкости

$$\delta \text{ возд} = 15,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}.$$

Модель выполнена в 1/10 натуральной величины. Остов модели выполнен из дерева, а внутри обшит белой жстью. Наружные покровные поверхности выполнены из толстого зеркального стекла. Поэтому через стекло видно все внутреннее устройство отопительной системы модели. Насадка регенератора сделана из деревянных „кирпичиков“, также размерами в 1/10 н. в. На наружных стеклянных поверхностях поставлены 16 нипелей с отводами для замеров перепадов давлений. Уплотнение нипелей в стекле осуществлено при помощи резиновых прокладок. Для ввода воздуха (или воды) в модель устроены пластинчатые стабилизаторы. При выполнении модели в основу были положены соответствующие указания о построении моделей, изложенные в книге М. В. Кирпичева и М. А. Михеева „Моделирование тепловых устройств“.

Схема конструкции модели изображена на прилагаемом чертеже (фиг. 1). Общая установка модели при испытании приведена на фиг. 2.

Воздух в модель подавался центробежным вентилятором через уравнитель давления (воздушный баллон).

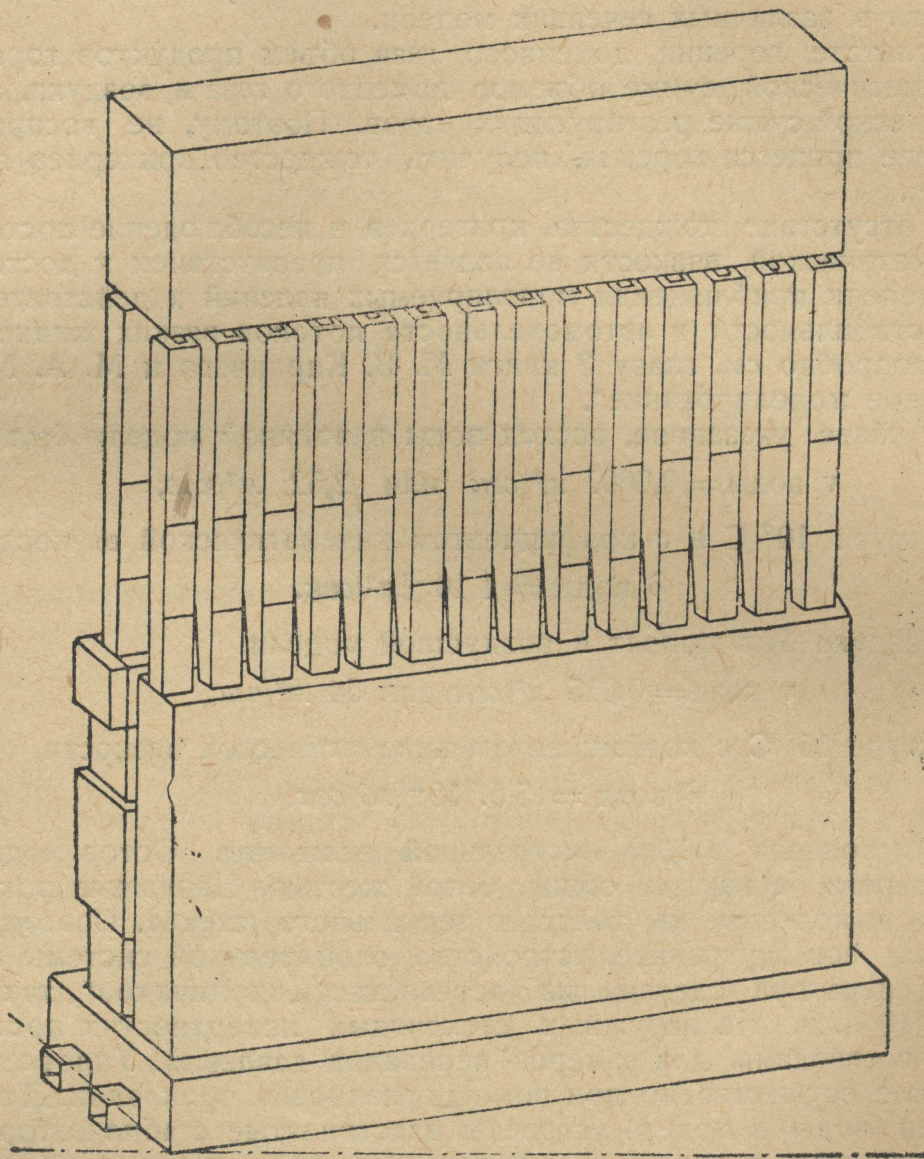
Замеры перепадов давлений производились микроманометром КС—08 № 1309.

Для наглядных качественных наблюдений воздух, прогоняемый через модель, насыщался парами HCl и NH_4OH . В результате образовавшийся

NH_4Cl в виде тумана хорошо был виден через наружные стеклянные поверхности, что дало возможность судить о характере распределения газовых потоков.

IV. Результаты испытания модели и выводы.

При испытании воздушной модели была поставлена основная цель—определить перепады давлений на отдельных участках отопительной системы модели коксовой печи и характер распределения газовых потоков в различных пунктах по длине регенераторов в вертикалях.



Фиг. 1.

В таблице III приведены полученные при испытании воздушной модели перепады давлений при продувании через модель воздуха. По полученным перепадам давлений вычислены для соответственных участков критерии динамического подобия, критерии Эйлера.

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \omega^2}$$

При наличии полного подобия должно быть соблюдено условие

$$Eu = idem$$

тогда можно вычислить гидравлические сопротивления сходственных участков образца (действительной печи)

$$\Delta P_{\text{образца}} = Eu \rho_{\text{обр.}} \omega^2_{\text{обр.}} \text{ мм. вод. ст.}$$

Вычисленные сопротивления для образца, приведенные в таблице III, показывают при сравнении с литературными данными их близкую сходимость с действительными сопротивлениями в отопительной системе коксовой печи. При анализе вычисленных сопротивлений следует относиться с осторожностью к абсолютному значению их, ввиду того, что выполнено приближенное, но неполное подобие; однако сравнение сопротивлений на отдельных участках отопительной системы указывает, что наибольшими сопротивлениями являются: сопротивления косых ходов и перекидных каналов.

Таблица III

перепадов давлений-сопротивлений ΔP мм вод. ст. отдельных участков отопительной системы модели.

Название участка модели	Замерено ΔP мм вод. ст.	Критерий Эйлера $Eu = \frac{\Delta P}{\omega \rho^2}$	Вычислено для образц. ΔP мм вод. ст.
1 Сопротивление подового канала	0,25	2,4	0,3
2 Сопротивление регенераторов	0,15	0,25	0,015
3 Сопротивление косых ходов по восходящему потоку	2,4	4,00	3,2
4 Сопротивление косых ходов по нисходящему потоку	1,0	1,6	1,28
5 Сопротивление вертикала	0,05	1,0	0,0027
6 Сопротивление перекидного канала	0,55	0,085	0,12
Суммарное сопротивление отопительной системы	4,80	—	4,8577

Замеры перепадов давлений в различных точках, расположенных на разных расстояниях от входного конца модели, но в одних и тех же горизонтальных плоскостях, дают возможность составить представление о распределении газовых потоков по горизонтали в отопительной системе печи.

Замеры перепадов давлений по горизонтали производились против 3 и 11 вертикалов. Результаты приведены в таблице IV.

Таблица IV

перепадов давлений между двумя точками в одной горизонтальной плоскости (против 3 и 11 вертикалов) в воздушной модели

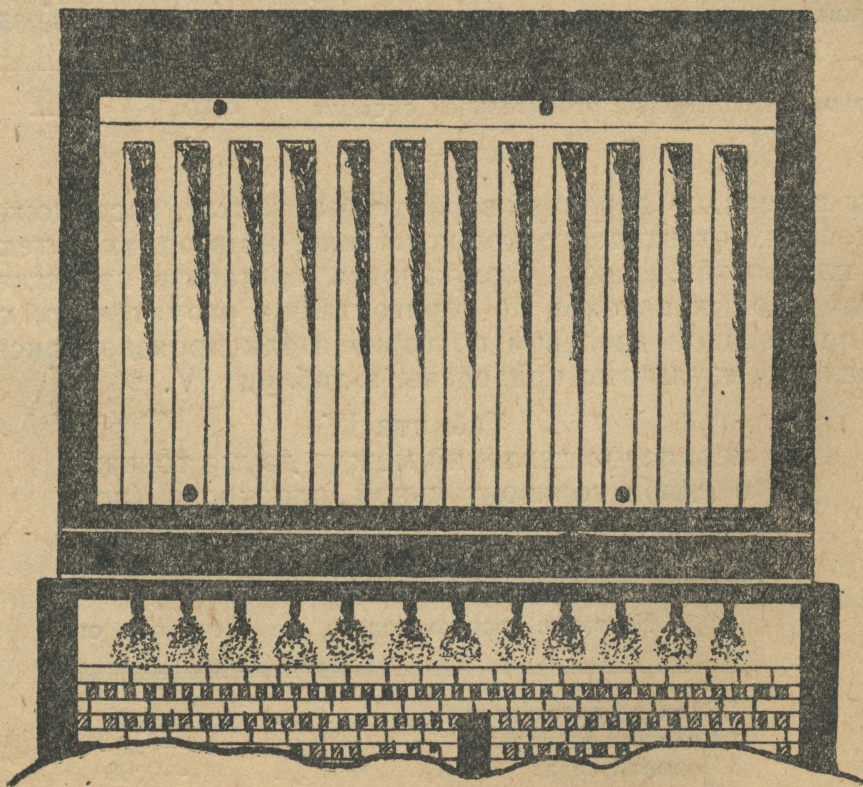
Название участка модели	мм вод. ст.
1 Верх регенераторов	+0,45
2 Подошва вертикалов	+0,1
3 Подовой канал	+0,03
4 Перекидной канал	+0,02

Анализируя приведенные результаты, можно сделать выводы: во-первых, распределение потоков по горизонтали неравномерное. Более мощные потоки проходят в сечениях более удаленных от входного конца (от вольера) к середине печи; во-вторых, неравномерность потоков в регенераторах по выходе воздуха в косые хода выравнивается, но полностью не уничтожается. И лишь на нисходящем потоке можно практически считать отсутствие перепадов давлений в горизонтальных плоскостях; а следовательно—полное выравнивание потоков. Эти выводы могут служить некоторым фактическим материалом к установлению режима регулирования регистровых отверстий и при проектировании подовых каналов. Как известно, сечение подовых каналов в работающих печах одинаковое по всей длине регенератора. Полученные результаты указывают на необходимость проектировать подовые каналы суженными к середине печи.

Наглядным подтверждением к сказанному о неравномерности воздушных потоков может служить осаждение хлористого аммония на стекле против косых ходов из регенераторов в косые хода. Опыт проводился следующим образом: в стабилизатор на входном конце модели были сделаны три ввода: через главный продувался воздух, через один боковой пары концентрированной соляной кислоты, через другой боковой ввод пары аммиака. В подовом канале модели происходило образование хлористого аммония. Последний в виде белого густого тумана струей воздуха прогонялся через модель. По густоте тумана хлористого аммония можно было судить об интенсивности и равномерности потоков в горизонтальных плоскостях модели. Наибольшая густота тумана наблюдалась к середине печи и прерывистость возле перегородки регенератора.

На рис. № 3 воспроизведено отложение хлористого аммония на стекле против косых ходов нисходящего потока. По характеру отложения можно судить о выравнивании нисходящих потоков.

Существенное влияние на работу регенераторов восходящего тока ока-



Фиг. 2.

зывает конструкция подового распределительного канала. Равномерность поступления газа и воздуха по длине регенераторов зависит от распределения подовых отверстий в канале.

Для выявления гидродинамических условий работы подового канала воспользуемся уравнением эпюры давлений для канала постоянного сечения с равномерным распределением газа по длине:

$$-P = -P_0 - \gamma \frac{w_0^2}{2g} \left[\left(\frac{x}{l} \right)^2 + \frac{\lambda}{3} \cdot \frac{l}{d} \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right] \quad (9)$$

При помощи этого уравнения для различных значений x , т.е. для разных точек в подовом канале можно построить кривую изменения давлений по длине канала.

В соответствии с рассчитанной по ур-нию (9) кривой давлений можно определить размеры живого сечения отверстий в подовой решетке для осуществления равномерной раздачи газа и воздуха в регенераторы по длине подового канала.

Определение площади сечений для различных значений x с известным приближением можно произвести при помощи уравнения

$$f = \frac{v}{l\mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{P_0 + \gamma \left[\frac{w_0^2}{2g} \left(\frac{x}{l} \right)^2 + \frac{\lambda}{3} \frac{l}{d} \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right]}} \quad (10)$$

Значения отдельных величин в уравнениях (9) и (10) следующие:

P_0 — мм вод. ст. давление в начале подового канала;

γ — кг/м³ удельный вес газа (или воздуха),

w_0 — м/сек — скорость входа газа (или воздуха) из вольвера в подовый канал;

l — м — длина подового канала;

d — м — гидравлический диаметр подового канала;

λ — коэффициент трения;

x — м — расстояние от начала подового канала до любого отверстия в подовом канале;

v — м³/сек — секундный объем газа (или воздуха), поступающего в подовый канал;

μ — коэффициент расхода;

f — м²/м площадь сечения подовых отверстий на один погонный метр подового канала, определяемая для различных расстояний от начала подового канала.

Результаты расчетов эпюры давлений и сечения отверстий приведены в таблице V, причем в качестве исходных величин для расчетов принято:

$P_0 = 1$ мм вод. ст., что соответствует обычному режиму печей на доменном газе;

$\gamma = 1,12$ кг/м³ для доменного газа при $t = 40^\circ \text{C}$;

$$w_0 = \frac{\text{секундный объем доменного газа}}{\text{сечение подового канала}} = \frac{0,167}{0,355 \cdot 0,216} \frac{(273 + 40)}{273} = 2,5 \text{ м/сек.}$$

При этом — секундный объем доменного газа принят из расчета на половину простенка с машинной стороны.

$l = 6454$ мм — длина подового канала;

$$d = 4 \frac{0,355 \cdot 0,216}{2(0,355 + 0,216)} = 0,268 \text{ м};$$

γ по Тринксу = 0,038;

$$v = 0,167 \left(\frac{273 + 40}{273} \right) = 0,191 \text{ м}^3/\text{сек};$$

$u = 0,62$ (для отверстий с острой кромкой);
 $x_1 = 0,45$ м;
 $x_2 = 2,417$ м;
 $x_3 = 5,23$ м;
 $x_4 = 6,454$ м. } Различные значения x в связи с типом и размерами сечений отверстий в подовой решетке.
 (См. фиг. № 4).

Таблица V

расчитанных величин разрежения и площадей сечения подовой решетки при условии равномерной раздачи доменного газа по длине подового канала

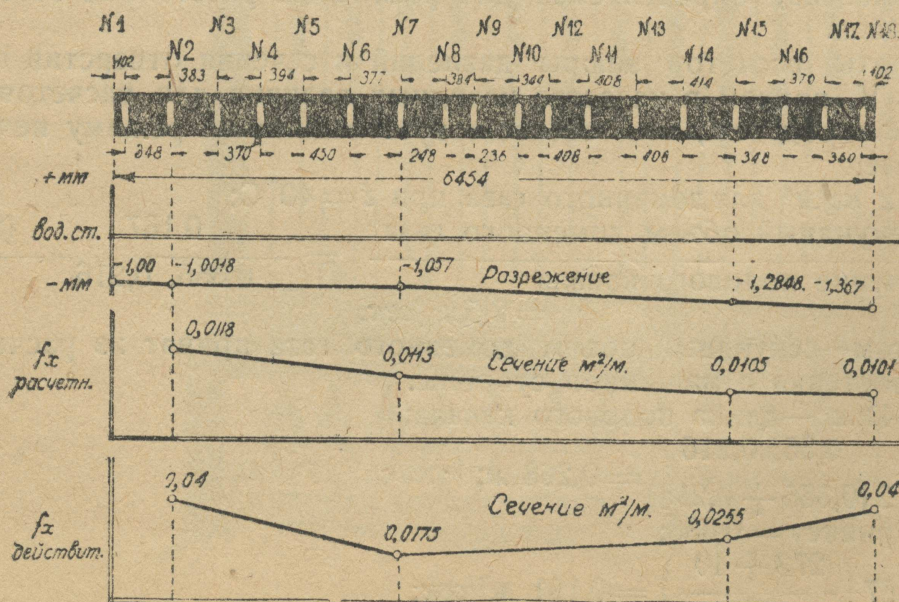
Существующие отверстия в подовой решетке				Расчитано	
№	Расстояние от начала под. канала x м	$\frac{x}{l}$	f м ² /м	Разрежение в подовом канале против отверстия P мм вод. ст.	f м ² /м
—	0,0	—	—	—1,0	—
1—2	0,450	0,07	0,04	—1,0018	0,0118
3—7	2,417	0,375	0,0175	—1,057	0,0113
8—15	5,230	0,81	0,0255	—1,2848	0,0105
16—18	6,454	1,0	0,04	—1,3670	0,0101

ПРИМЕЧАНИЕ: В подовых каналах печей существует три типа подовых отверстий в количестве 18 отверстий, из них:
 5 отверстий, каждое сечением $0,076 \cdot 0,14 = 0,0106$ м².
 5 " " " " $0,050 \cdot 0,14 = 0,007$ м².
 8 " " " " $0,064 \cdot 0,14 = 0,00895$ м².
 Распределение сечений изображено на фиг. № 4.

Сравнивая f , расчитанное с f из практических данных, можно сделать выводы:

а) По теории распределительных каналов к концу подового канала сечения отверстий в подовой решетке на 1 м длины канала должны уменьшаться, вследствие изменения статического давления в канале.

Наибольшие разрежения и сечений подовой решетки.



Фиг. 4.

б) В действительности сечения подовой решетки на 1 м к концу канала увеличиваются.

в) В действительности равномерное распределение газов по длине подового канала не достигается, более мощные потоки газа идут к концу подового канала (к середине печи), что обусловлено увеличением сечений решетки на 1 м к концу канала; подтверждением этого являются качественные характеристики, полученные при испытании воздушной модели.

V. Заключение.

1) На основе теории механического подобия выполнено и исследовано приближенное моделирование аэродинамики отопительной системы коксовой печи.

2) Установлено, что восходящий газовый поток неравномерно распределяется по длине регенераторов и вертикалах. Движение более мощных газовых потоков устанавливается в средних ячейках регенераторов и средних вертикалах.

3) Нисходящий поток, благодаря сплошному горизонтальному сборному каналу, выравнивается.

4) Подовый канал, существенно влияющий на равномерность газовых потоков, необходимо конструировать неравнового сечения.

Работа проводилась в лаборатории кафедры Apparатуры Томского Индустриального Института по теме, утвержденной ГУУЗ НКТП. В работе принимали участие при проектировании и изготовлении модели студенты V курса Химического фак-та т.т. Антонов, Синяков, Козьмина. Изготовление модели выполнено механиком Н. Д. Великжаниным. При испытании участвовал лаборант Н. М. Невзоров. Модель является в настоящее время учебным наглядным пособием при изучении конструкции печей. Предварительные результаты испытаний доложены автором коллективу ИТР коксового цеха Кузнецкого Metallургического завода в феврале 1937 г.

Список руководящей литературы по теории и практике моделирования.

1. А. А. Гухман. „Физические основы теплопередачи“.
2. М. В. Кирпичев, И. А. Михеев. „Моделирование тепловых устройств“.
3. П. М. Волков. „Исследование на водяной модели характера движения газов нагревательной камеры коксовых печей“.
4. П. М. Волков. „Изучение работы вращающихся печей на моделях“.
5. М. А. Кузьмин. „О методике исследования движения газов в печах“.
6. Вопросы движения газов в печах. Работы Стальпроекта, под редакцией Г. П. Иванцова.