

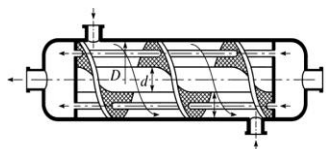
“ЗИП ИНЖЕНЕРИНГ” ЕООД

Проектиране и изграждане на енергийни обекти и съоръжения

гр. Нова Загора, ул. Хан Аспарух 36, тел: 0877 514 008, 0877 510 091

e-mail: zmp@mail.bg; penchev_p@abv.bg

Тема “ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА СУШИЛНЯ ЗА КВАРЦОВ ПЯСЪК”



“ЗИП ИНЖЕНЕРИНГ” ЕООД

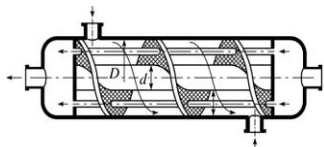
Проектиране и изграждане на енергийни обекти и съоръжения

гр. Нова Загора, ул. Хан Аспарух 36, тел: 0877 514 008, 0877 510 091

e-mail: zmp@mail.bg; penchev_p@abv.bg

Означения

A_F – напрежение на изпарената влага на единица площ, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$	q – специфична топлина, J/kg
A_v – напрежение на изпарената влага за единица обем, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{h})$	R – газова константа, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
a – характерен размер, m	R – разход на гориво, kg/h ($\text{kg}/\text{год}$)
B – разход на натурално гориво, kg/h ($\text{kg}/\text{год}$)	R – топлина на парообразуване, kJ/kg
B_T – ширина на лентата, m	T – температура, K
b – характерен размер, m	t – температура, $^{\circ}\text{C}$
C' – обемен специфичен топлинен капацитет, $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$	u – скорост, m/s
C – коефициент на пропорционалност	u – влагосъдържание на материала спрямо общата маса
c – масов специфичен топлинен капацитет, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	V – обем, m^3
D – диаметър, m	$\dot{V}$ – обемен дебит, m^3/s
d – диаметър, m	v – специфичен обем, m^3/kg
d – влагосъдържание на въздуха, g/kg (kg/kg)	W – количество отделена влага, kg/h
G – производителност, kg/t	w^e – абсолютна влажност на материала, $\%$
g – земно ускорение, m/s^2	w – скорост, m/s
H – енталпия, J/kg	x – характерен размер, m
H – височина, m	y – характерен размер, m
h – височина, m	Ar – критерий на Архимед
I – изходна цена, лв	Fe – критерий на Федоров
K_w – число на псевдокипене	Fo – критерий на Фурье
U – коефициент на топлопреминаване, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	Ko – критерий на Косович
L – разход на въздуха, kg/s	Ly – критерий на Лященко
l – специфичен разход на въздуха	Nu – критерий на Нуселт
l – дължина, m	Pr – критерий на Прандъл
m – маса, kg	Re – критерий на Рейнолдс
n – кратност на циркулация	α_m – ъгъл на естествен откос на насипния материал, $^{\circ}$
n – брой	α – коефициент на топлопредаване, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
P – мощност, W	β – коефициент на запас
p – налягане, Pa (mm Hg)	γ_0 – ъгъл на външно триене на насипния материал в покой, $^{\circ}$
Q_c^p – работна калоричност на горивото, kJ/kg	γ_m – ъгъл на външно триене на насипния материал в движение, $^{\circ}$
$\dot{Q}$ – топлинна мощност, J/s (W)	Δ – поправка, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{вл}$
	δ – характерен размер, m



“ЗИП ИНЖЕНЕРИНГ” ЕООД

Проектиране и изграждане на енергийни обекти и съоръжения

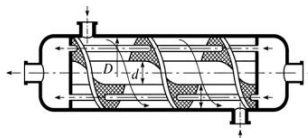
гр. Нова Загора, ул. Хан Аспарух 36, тел: 0877 514 008, 0877 510 091

e-mail: zmp@mail.bg; penchev_p@abv.bg

ε – порьозност	ρ – плътност, kg/m^3
η – коефициент на полезно действие	τ – средна продължителност на пребиваване на частиците в слоя, min
θ – температура на материала, $^{\circ}\text{C}$	φ – относително светло сечение на решетката, %
λ – коефициент на топлопроводност, W/(m.K)	ψ – половината от централния ъгъл на разтваряне на апарата
λ – коефициент на линейно съпротивление	
μ – динамичен вискозитет, Pa.s	
ν – кинематичен вискозитет, m^2/s	
ξ – коефициент на местно съпротивление	

Индекси

b – барометрично	$кал$ – калорифер
v – въздух	$м$ – материал, масов
$вн$ – външен	$н$ – насишна, начален
$вт$ – вътрешен	$о$ – условна
$вл$ – влага	$ок.ср$ – околна среда
$вит$ – витаене	n – пещ
$г$ – газ (заб. Навсякъде в текста с “г” е отбелязван горещия въздух)	np – приведен
$год$ – годишен	p – решетка
$дг$ – димни газове	c – слой
$дн$ – дневен	$ср$ – среден
e – еквивалентен	$т$ – транспортър
$ел$ – електроенергия	$цил$ – цилиндър
$изп$ – изпарение	$ч$ – частица
	1 – вход
	2 – изход



Г Л А В А П Ъ Р В А

СУШИЛНИ РАБОТЕЩИ НА ПРИНЦИПА НА КИПЯЩ СЛОЙ

Процесът на масообмен в сушилните с кипящ слой е много по-интензивен от процеса в шахтовете и барабанните сушилни. Объемният коефициент на топлоотдаване е в интервала $5800...12000 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$, а налягането на изпарената влага от единица площ A_F – от 60 до $3000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$. При сушене в кипящ слой, продължителността на процеса се съкращава значително, тъй като равномерността на контакта между материала и сушилния агент позволява да се използват високотемпературни режими. Това е от съществено значение за подобряване на качеството при сушене на термолабилни продукти. Сушилните са прости по конструкция и лесно се обслужват.

Недостатъци на сушилните с кипящ слой са: увеличен разход на енергия за създаване на високи скорости на сушилния агент и трудност в някои случаи да се осигури равномерно кипене и да се избегне агрегирането или спичането на частиците, което може да доведе до затихване на кипенето.

Възможността да се суши даден материал в сушилни с кипящ слой, както и ефективността и сигурността на тяхната експлоатация зависят до голяма степен от апаратурното оформяне на процеса. В многобройните отрасли на промишлеността се използват най-различни по конструкция сушилни от този тип. Налага се те да бъдат класифицирани и характеризирани по групи в зависимост от някои съществени признаци.

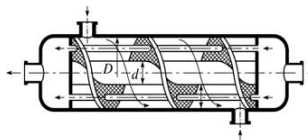
Класифицирането на сушилните с кипящ слой се извършва според:

- режима на работа (с периодично и непрекъснато действие);
- формата на напречното сечение на апарата (с кръгла или правоъгълна камера);
- вида на движението на материала (със или без насочено движение);
- брой на секциите (едно и много секционни) и т. н.

Сушилния агент може да бъде както въздух нагряван чрез калорифер, димни газове, така и смес от въздух и димни газове.

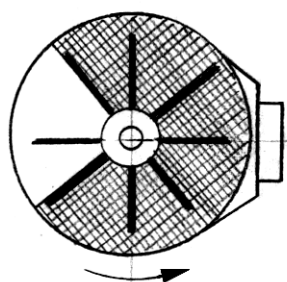
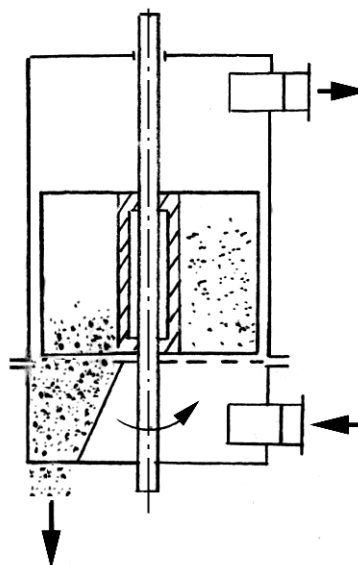
На фиг. 1.1 е показана сушилня без насочено движение на материала и постоянно по височина сечение.

Сушилния агент - смес от въздух, подаван с вентилатора 1, и димни газове се подават под разпределителната решетка 3 на сушилната камера 4. Влажният материал постъпва непрекъснато в сушилната камера от дозатора 5, а изсушеният се изважда в приемника 6. Увеличеният материал от сушилния агент се отделя в сепаратора 7, който обикновено представлява циклон.

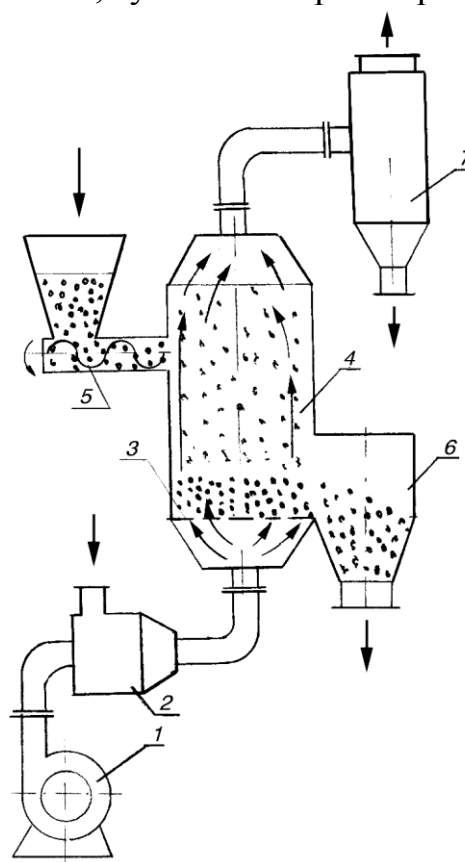


Интензивното смесване на сушилния агент има приблизително еднаква температура с изсушавания материал. Голямата разлика в температурите е мярка за неравномерността на кипящия слой и наличието на други режими, като например мехурест режим.

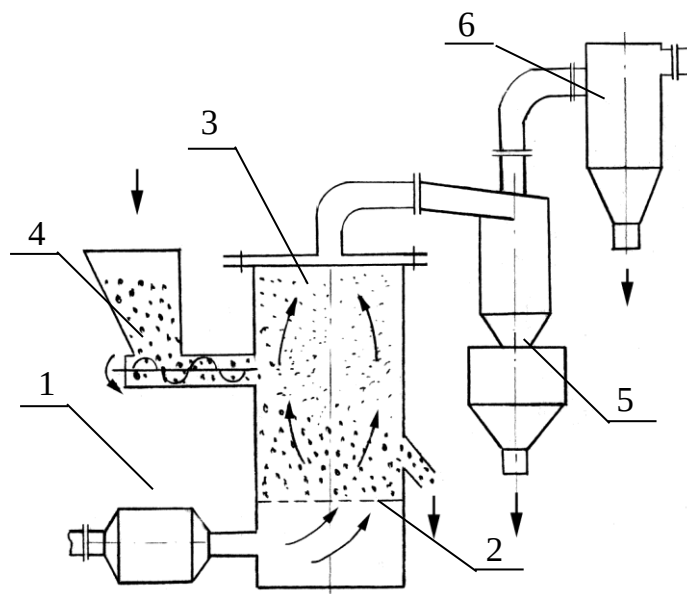
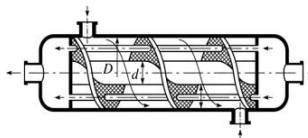
Подобен апарат е показан на фиг.1.2. Такива сушилници се използват предимно за сушене на монодисперсни материали, съдържащи свободна влага, при които неравномерността на сушенето не е от съществено значение. Подходящи са и за сушене на пасты, суспензии и разтвори.



Фиг.1.3а



Фиг. 1.1 Едносекционна сушилна без насочено движение на материала
1 – вентилатор, 2 – смесителна камера, 3 – разпределителна решетка,
4 – сушилна камера, 5 – шнеково устройство, 6 – сепаратор, 7 – циклон

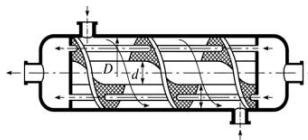


Фиг. 1.2 Едносекционна сушилна без насочено движение на материала
1 – калорифер, 2 – разпределителна решетка, 3 – сушилна камера,
4 – дозатор, 5 и 6 – циклони

Обикновено се предпочитат камери с кръгло напречно сечение, тъй като при квадратното или правоъгълното сечение с отношение с отношение на дължината към ширината, по-малко от 2, вероятността да се образуват застойни зони е по-голяма. За да се намали отношението на дребни фракции и се създаде възможност за обработване на полидисперсни слоеве, камерите на сушилните се изработват с увеличаващо се по височина напречно сечение на сепарационното пространство. Ъгълът на наклона между стените на апарати с кипящ слой се приема $14...16^\circ$ и не повече от 20° . При сушене на слепващи се материали, когато кипящия слой е силно нееднороден, в апарата могат да се монтират механични бъркачки (фиг.1.3а,б) за раздробяване на образуващите се агрегати от частици, разрушаване на каналите, през които минава сушилният агент и увеличаване на междуфазовата повърхност.

За да се намали неравномерността на изсушаване на отделните частици, се прибегва към създаване на насочено движение на слоя от входа към изхода. Това се постига чрез различни конструктивни решения – монтиране на газоразпределителна решетка под наклон ($1...4^\circ$), намаляване на широчината ѝ по посока на изхода, чрез използване на шнекови движещи се прегради (фиг.1.4).

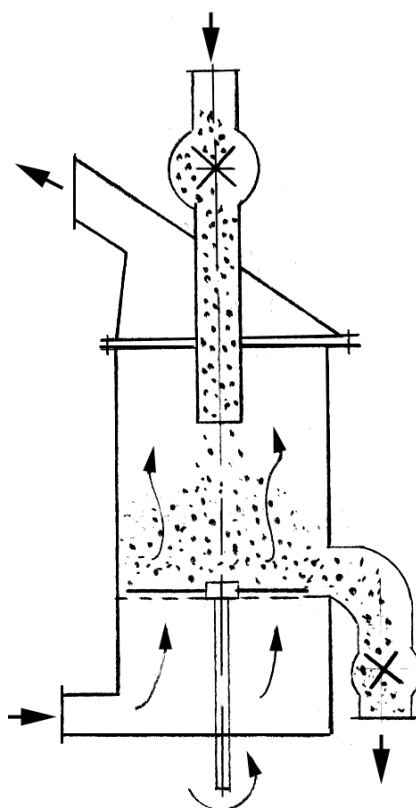
Насочено движение може да се създаде и чрез спирална преграда, потопена в нея (фиг.1.5). Спиралната преграда може да бъде с двойни стени и да изпълнява функциите на допълнително нагревна повърхност.



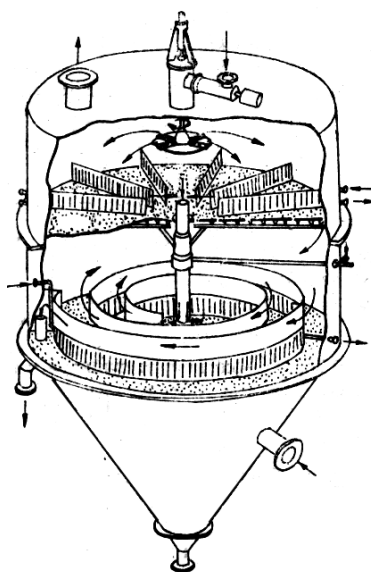
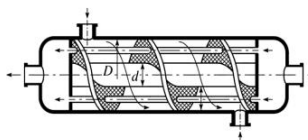
С много по-голяма равномерност на кипене и намаляване до минимум или напълно отстраняване на застойните зони са сушилните с подвижните газоразпределителни решетки. Енергийните загуби при тези апарати са много по-малки, тъй като относителното светло сечение на отворите на подвижните решетки може да бъде по-голямо.

Главните конструктивни решения на апарати с подвижни разпределителни решетки са показани на фиг.1.5.

Интересно решение за приложението на подвижните решетки представлява сушилната показана на фиг.1.6. Въздуха се засмуква от вентилатора 4 и се нагрява до необходимата температура чрез калорифер (или друг топлообменник) 3. Горещият въздух се подава към газоразпределителната решетка 5. Насипният материал се подава от бункер и падайки върху перфорираната лента 1 се привежда в кипящо състояние



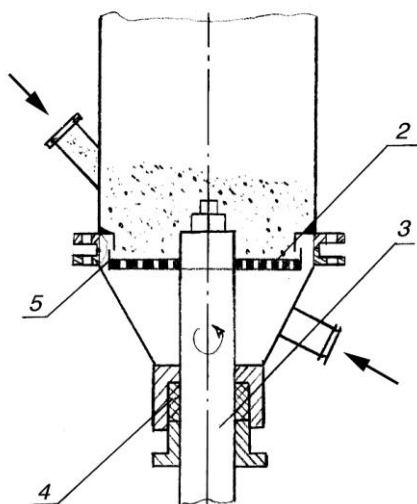
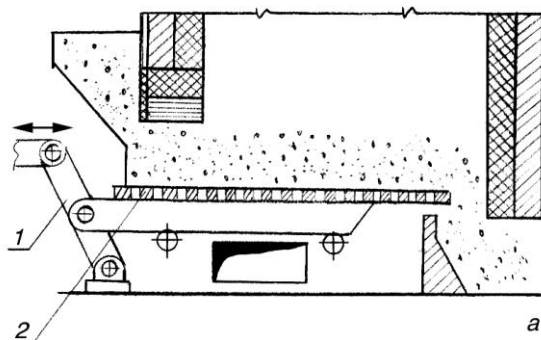
Фиг. 1.36



Фиг. 1.4

Изстиналият материал полепва върху лентата 6 и посредством четката 7 пада в друг бункер. Чрез вентилатора 9 се засмуква свеж въздух за охлаждане на изсушеният материал в камерата 8. Такова решение на сушилна уредба е приложимо когато се сушат термолабилни материали.

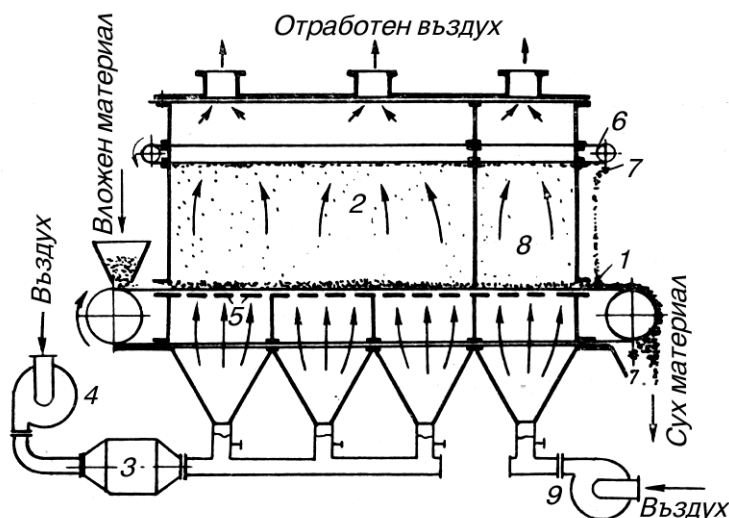
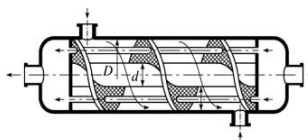
За сушене на трудно съхнещи материали до ниски крайни влажности се използват многокамерните сушилни. Те са с по-сложна конструкция, но осигуряват по-равномерно сушене и позволяват да се сушат материали с висок процент свързана вода и да се реализират степенни режими.



Фиг. 1.5 Конструктивни решения на апарати с подвижни разпределителни решетки

а – решетка с възвратно постъпателно движение, б – въртяща се решетка

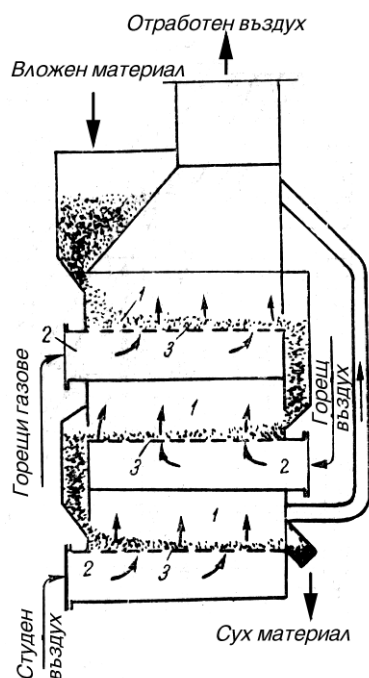
1 – механизъм за движение на решетката, 2 – разпределител на решетка, 3 – вертикален вал, 4 – салниково уплътнение, 5 – лабиринтно уплътнение



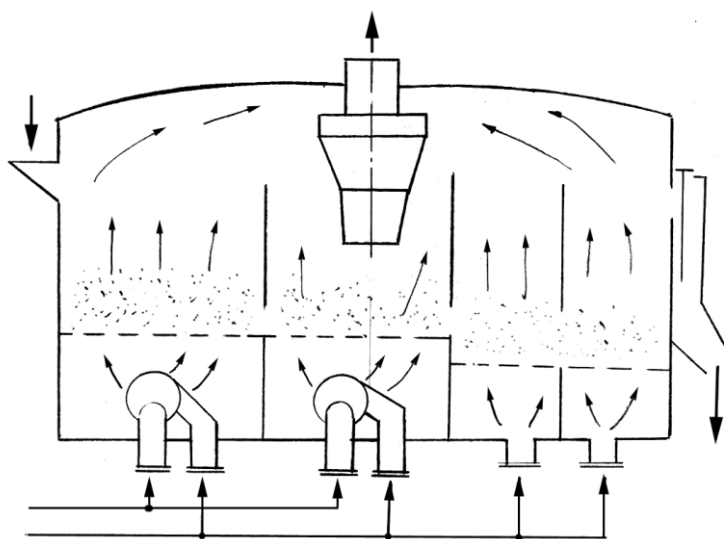
Фиг.1.6.Лентова сушилна кипящ слой.

1 - перфорирана лента, 2 – сушилна камера, 3 – калорифер,
4 и 9 – вентилатори, 5 –разпределителна решетка, 6 – лента,
7 – четка, 8 – камера за охлаждане.

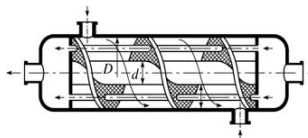
Във всяка зона могат да се поддържат различни параметри на сушилният агент. Продължителността на престоя на материала в дадена секция се определя от дължината на секцията и от височината на слоя в нея. Секционирането на апарата може да се извърши, както вертикално (фиг.1.7), така и хоризонтално (фиг. 1.8). И за двата типа агрегати движението на материала и на сушилният агрегат може да бъде последователно (във всяка секция се подава свеж сушен агент) или степенно противотоково.



Фиг.1.7.Многокамерна сушилна кипящ слой



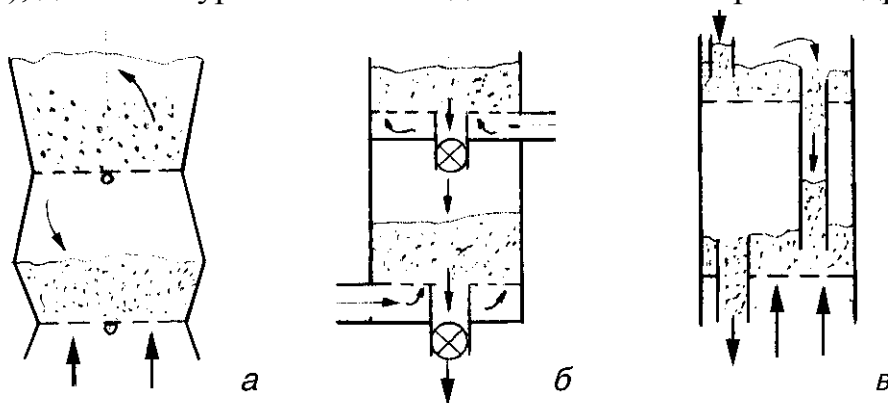
Фиг.1.8 Многосекционен сушилнен апарат



При втория случай се постига по-висока степен на насищане на газа и се намалява отнасянето на прахообразни фракции, но апаратите са с по-сложна конструкция и с увеличени хидравлични съпротивления. Преминаването на материала от секция в секция при хоризонталните многосекционни сушилни се извършва по самотек и се регулира с шибърни прегради. При вертикалните сушилни то може да се осъществи по една от схемите на фиг.1.9. Обратното разместване на фазите при тези сушилни е ограничено само в границите на една секция, впоследствие на което движещите сили на топло- и масообмена са по-големи от движещите сили при едносекционните сушилни. Процесите протичат по-интензивно, но се поддават по-трудно на автоматизиране.

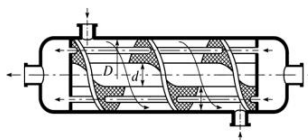
Основният конструктивен елемент на сушилните с кипящ слой е газоразпределителната решетка. Типът и размерите ѝ оказват съществено влияние върху работата на сушилните.

Освен носещите функции разпределителната решетка има задачата да осигури равномерно разпределяне на сушилният агент по сечението на агрегата. Това изискване е продиктувано от стремежа да се осигури максимална интензивност на процесите в слоя и равномерност и устойчивост на контакта между твърдата и газовата среда. Следователно върху решетката не трябва да се образуват застойни зони от насипният материал, канали за директно преминаване на газа или прекомерно големи мехури. Освен това в зависимост от технологичните изисквания или свойствата на насипния материал решетката трябва да бъде топло и корозоустойчива, да не спомага за образуване на агрегати от твърди частици и да не се задръства (да не изменя съпротивлението си през време на процеса), да се осигурява насочено движение на материала и др.



Фиг.1.9 Начини за преминаване на материал в отделните камери

В конструктивно отношение разпределителната решетка трябва да бъде проста за изработка и монтаж, както и удобна за ревизия и ремонт. Не на последно място стои изискването разпределителната решетка да работи с минимален разход на енергия.



Всички тези разнообразни изисквания са довели до многобройни конструктивни решения, които в повечето случаи са обект на авторски свидетелства и патенти.

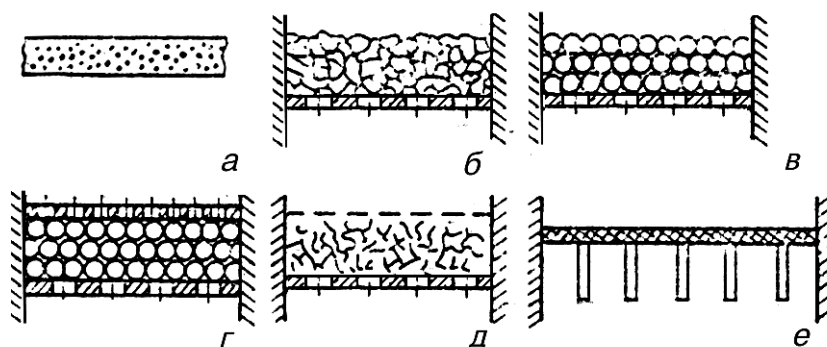
Класификацията на разпределителните решетки по конструктивен принцип е най-представителна и се използва най-често. Две са главните разновидности в това отношение:

а) според състоянието на решетката;

б) според начина на оформяне на отворите за преминаване на флуидизирания агент.

Както бе споменато по-горе според първия признак решетките биват подвижни и неподвижни. Споменати бяха също и предимствата на подвижните решетки.

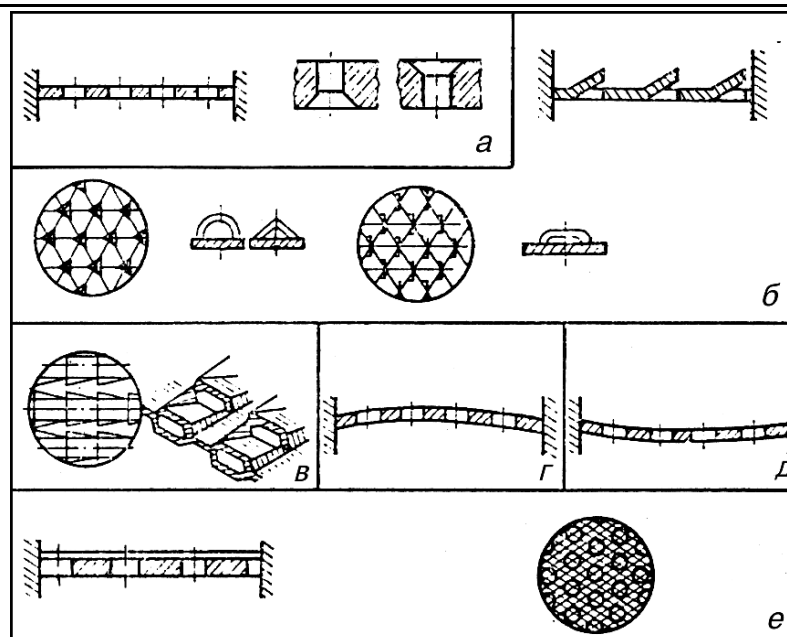
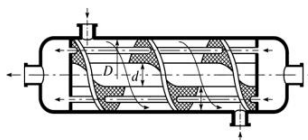
Класификацията по начина на оформяне на отворите за преминаване на флуидизирания агент е многообразна. Според този признак решетките биват: порьозни, перфорирани, мрежести, тръбни, скарни, дюзови, процепни и специални.



Фиг. 1.10

Най-равномерно скоростно поле на газа на изхода от решетката се получава при порьозните плочи и текстилната материя (фиг.1.10). Те обаче имат големи енергийни загуби и работят при ниски температури.

Най-прости в конструктивно отношение и най-разпространени разпределителни решетки са перфорираните (фиг.1.11). Отворите могат да бъдат с произволна форма, най-често с вертикална ос.

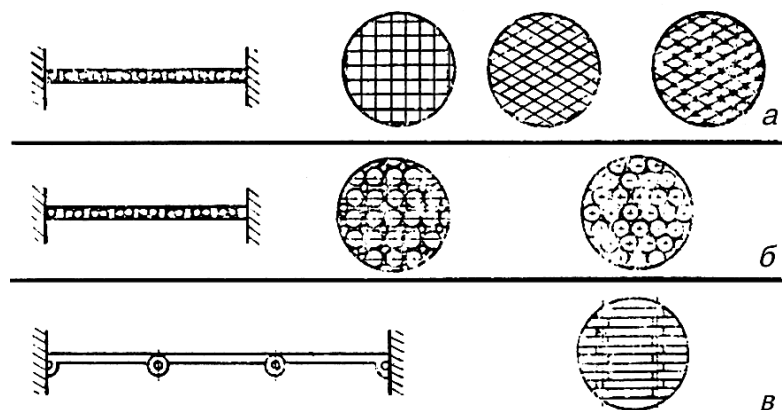


Фиг.1.11

Съществуват и конструкции с насочени под наклон към равнината и по посока на движение на материала отвори. Пробиването им става най-често чрез щанцоване от листов материал с подходяща големина. Недостатък е ниската им якост, затова за да се издържат натоварването на слоя при спиране на газовия поток, те се укрепват отдолу с шини.

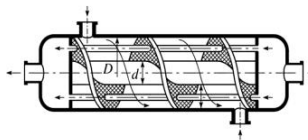
Отворите на перфорираните решетки могат да се разполагат равномерно или с променлива стъпка.

Мрежестите решетки (фиг.1.12) са също удобни за изработване, но изискват добро укрепване отдолу. Те обикновено имат относително голямо светло сечение, малки енергийни загуби и не са подходящи за случаите, когато склонността на слоя към образуване на застойни зони е голяма – при материали с голям ъгъл на естествен откос, склонни към агрегиране и др.



Фиг.1.12

Останалите конструкции от изброените по горе конструкции на газоразпределителни решетки са подробно описани и показани в [15].



Г Л А В А В Т О Р А

СВОЙСТВА НА ФЛУИДИЗИРАНИТЕ СИСТЕМИ

2.1. Основни понятия за двуфазните флуидизирани системи

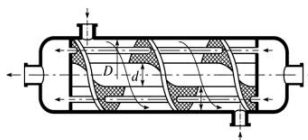
В сушилната техника се подлагат на взаимодействие чрез непосредствения контакт твърди частици и газ. Получената по този начин сложна дисперсна система може да притежава различни качества, в зависимост от свойствата на твърдите частици и газа. Геометрията на заетото от системата пространство и относителната скорост между взаимодействащите фази зависят изключително от кинетиката на процесите, които протичат между фазите, поведението между твърдите частици и това на цялата система. Посоката на скоростта на флуида може да бъде различна. Особен интерес представляват случаите когато скоростта е насочена срещу действащите гравитационни или центробежни сили. В този случай се различават три съществено различаващи се по своя характер взаимодействия между дисперсния материал и газа. Създадените по този начин системи носят следните наименования:

- а) филтриран плътен слой, който може да бъде неподвижен или движещ се;
- б) флуидизиран слой;
- в) пневмотранспорт на твърдите частици.

В сушилната техника, при сушене на насипен материал е интересен втория случай.

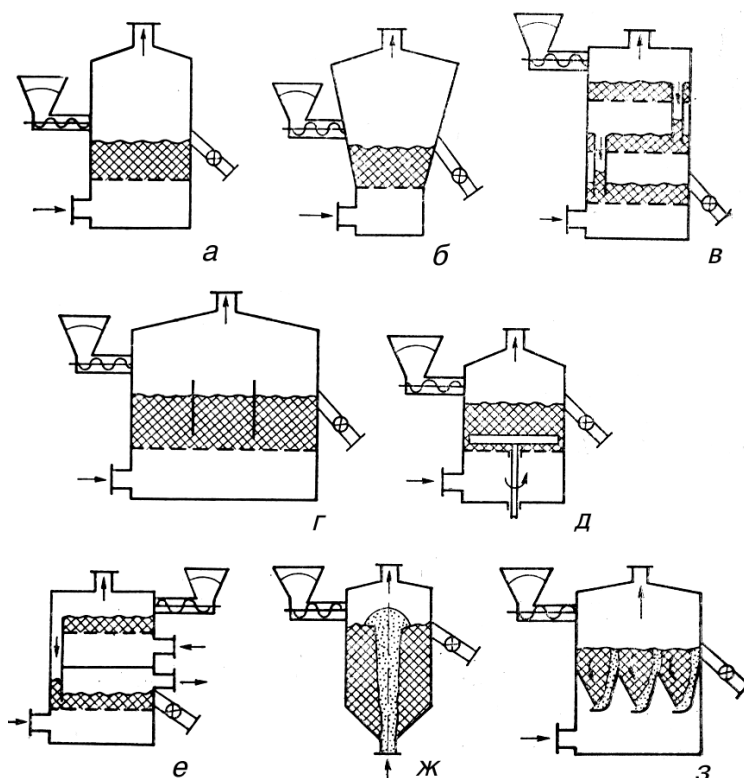
Флуидизираният слой се наблюдава при по-високи скорости на флуида през пространството между твърдите частици, при което динамичното въздействие на потока върху насипния материал се изравнява с теглото или с други масови сили, действащи върху целия слой или на част от него. В този случай частиците започват да се движат хаотично във всички посоки на заеманото от тях пространство, включително и срещу посоката на скоростта на газа. В това състояние дисперсната система има вид на кипяща течност. Това дава основание да се използват наименованията “кипящ” или “псевдокипящ” слой. Сушенето в кипящ слой е най-предпочитаният метод за сушене на кварцов пясък, тъй като самият процес позволява използването на високо температурни режими, което е съществено при сушенето на термолабилни материали.

Класическият начин за реализиране на кипящ слой, чрез създаване на газов поток през слой от твърди частици, лежащи върху разпределителната решетка, поставена напречно на вертикален апарат. На фиг. 2.1 са показани апарати работещи на принципа на флуидизирания слой.



2.2. Свойства на твърдите дисперсни материали

Геометричните и физични свойства на твърдите частици имат голямо и непосредствено влияние върху свойствата на флуидизираните системи, разхода на енергия за привеждане на процеса и предопределят конструкцията на разпределителната решетка и на целия сушилнен агрегат.



Фиг. 2.1 Оформление на апаратите за флуидизиран слой

а – с постоянно напречно сечение, б – с увеличаващо се нагоре напречно сечение, в – с вертикално секциониране, г – с хоризонтално секциониране, д – с бъркачка, е – с два флуидизиращи агента, ж – с фонтаниращ слой, з – с вихров слой.

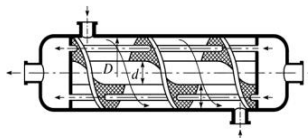
Геометричните свойства включват размера и формата на частиците, състоянието на тяхната повърхност и плътността на разпределението им в насипно състояние.

Най-важни физични свойства на плътността, ъгълът на естествен откос и ъгъла на външно триене в насипно състояние.

2.3. Фактор на формата на частиците - Φ

Редица характерни величини на флуидизираните системи зависят в значителна степен от формата на частиците. Такива са аеродинамичните загуби в слоя, първата и втората критична скорост и др.

Колкото повече формата на частиците се различава от сферичната, толкова повече специфичната повърхност е по-голяма, което в една или



друга степен влияе върху взаимодействието между частицата и флуида и интензивността на процесите в слоя.

2.4 Механика на псевдокипящ слой

2.4.1 Порьозност на слоя

Порьозността на слоя е една от най-важните интегрални характеристики на дисперсната система. Тя представлява относителната стойност на свободния обем между частиците. В зависимост от състоянието на слоя порьозността му е различна при липса на течение на флуид между частиците тя е статична и зависи от разпределението на частиците. Ако през слоя се филтрира флуид със скорост близка до първата критична скорост, порьозността нараства заедно със скоростта, което довежда до набухване на слоя.

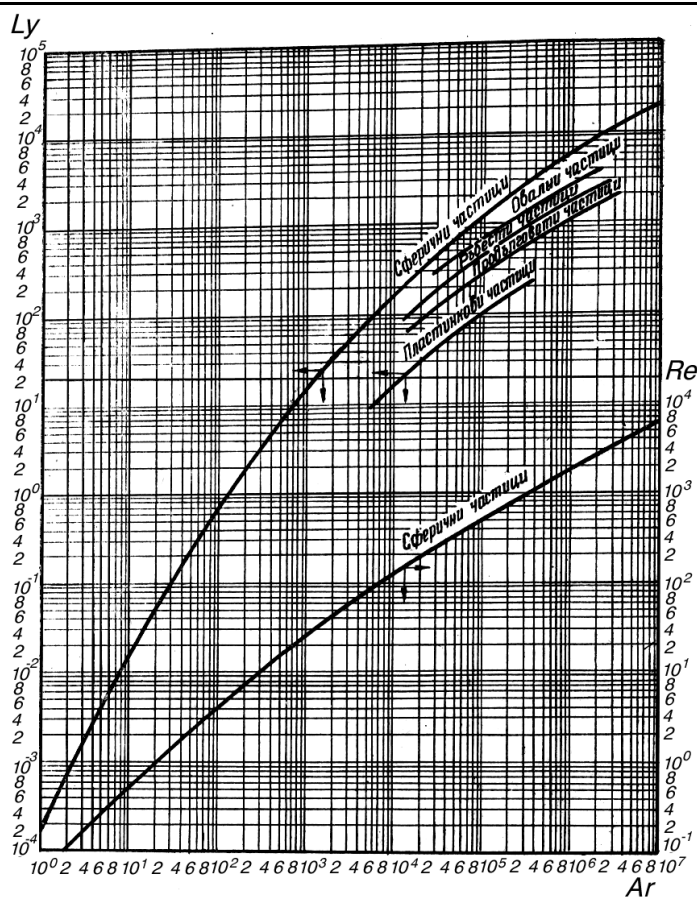
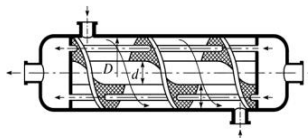
Порьозността, съответстваща на първата критична скорост, е минималната порьозност на флуидизираната система. При по-нататъшно нарастване на скоростта порьозността също нараства, като при втора критична скорост тя става равна на единица.

Порьозността при наличието на газов поток през слоя може да се определи и опитно.

Порьозността на неподвижен безпорядъчно насипан слой се приема $\varepsilon \approx 0,4$.

На фиг.3.2 са показани зависимостите на критерия на Лященко (Ly) от Архимед (Ar) при различни стойности на порьозността ε .

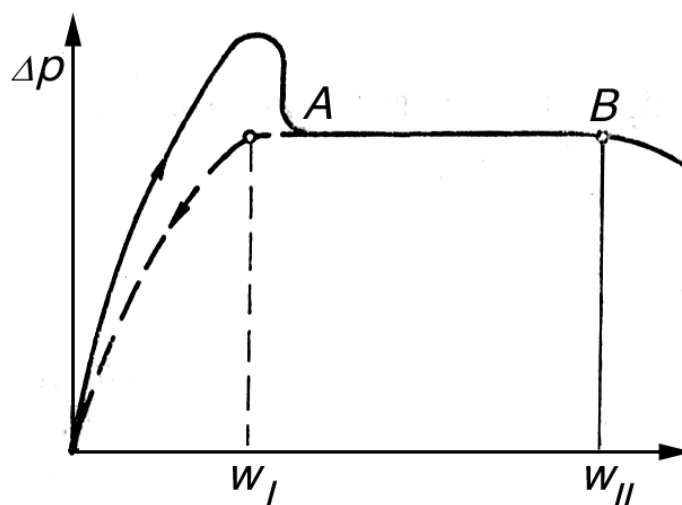
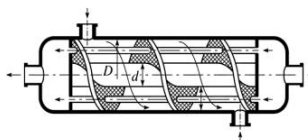
Прогнозирането на порьозността на слоя от насипен материал с широка полидисперсност е значително по-трудно. Това се дължи на разполагането на по-дребните фракции между едрите, при което свободното пространство между частиците в слоя се намалява значително.



Фиг. 2.2 Зависимости на критерия Re_{crit} и Lu от Ar за частици с различна форма

2.4.2 Загуба на налягане в слоя

Загубите на налягане във флуидизираните системи има непосредствено отношение към разхода на енергия. Типичната зависимост на загубата на налягане от скоростта на флуида отнесена към цялото напречно сечение на слоя е показана на фиг.2.3. Характерно за нея е възходящата начална част, хоризонталният участък, който съответства на флуидизираното състояние и наличието на максимум между тях. Максимумът се обяснява със силите на триене между частиците или между тях и стените на апарата, когато напречното му сечение е относително малко.



Фиг.2.3 Типична зависимост на загубата на налягане от скоростта на флуидизация агент

Влиянието на триене между частиците върху наличието на максимума се доказва и от кривата, получена от същата зависимост при намаляваща скорост на флуида. Тя няма максимум и лежи под кривата, получена при увеличаваща се скорост.

Наличието на максимум е неблагоприятно за практическите приложения, тъй като изисква нов избор на машината за създаване на газов поток (вентилатор). Загубата на налягане във флуидизиран слой от полидисперсен материал се определя значително по-трудно. За хоризонталния участък от зависимостта на фиг.2.3, загубата на налягане се определя по зависимостта:

$$\Delta p = g \cdot (\rho_s - \rho_f) \cdot (1 - \varepsilon) h = g \cdot \rho_s \cdot h, \text{ Pa} \quad (2.1)$$

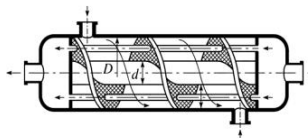
за слой с постоянно напречно сечение по височината.

2.4.3 Минимална скорост на псевдокипене

Минималната скорост на псевдокипене има изключително значение за флуидизираните системи.

Точното определяне на минималната скорост на псевдокипене w_I не е възможно поради плавния преход между неподвижно и флуидизирано състояние на слоя.

Още по-сложна е задачата при слой от полидисперсен материал. В този случай стойността на w_I зависи не само от размера и плътността на частиците, но и гранулометричния състав на слоя. Опитните изследвания показват, че частиците с малки размери преминават във флуидизирано



състояние при по-малки скорости, отколкото по-едрите. Кривата изразяваща зависимостта $\Delta p = f(w)$ (фиг.2.3) е значително по-плавна. За скоростта w_I се приема стойността на абцисата, съответстваща на най-лявата точка от хоризонталния участък на кривата.

Обработването на полидисперсен материал в псевдокипящ слой трябва да се съобразява и с наблюдаваното в такива случаи разслояване на частиците: дребните частици се натрупват (изплуват) в горната част на слоя, а едрите – в долната. Възможно е най-едрите частици да останат неподвижни върху разпределителната решетка. За предотвратяване на такива нежелателни последици, разпределителната решетка трябва да бъде с подходяща конструкция, осигуряваща придвижването и отвеждането на най-едрите частици на материала.

Определянето на w_I и избора на конструкция на разпределителната решетка ще бъде разгледано по-нататък.

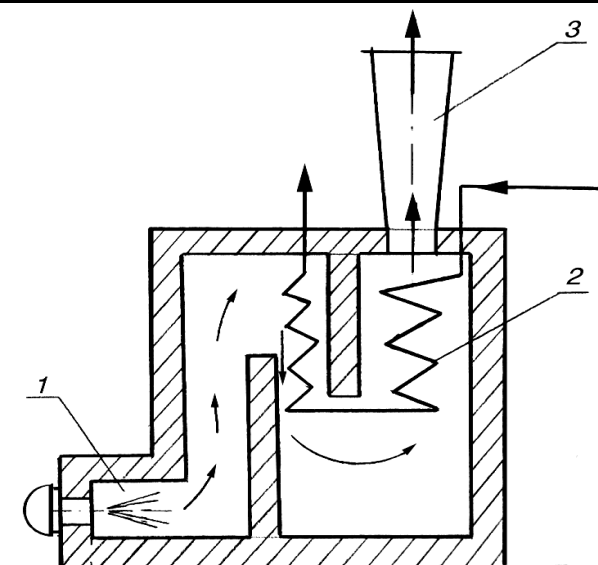
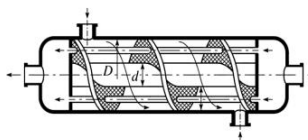
2.5.Избор на работен вариант на сушилна уредба

С оглед намаляване на енергийните разходи и от икономическа гледна точка по-оправдано е като топлоносител да се използват димни газове. Те се получават по прост начин в голямо количество и имат висока температура (700 ... 1200 °C). Благодарение на това с тях може да се осигури пренасянето на големи количества топлина, да се нагрее до високи температури (180 ... 1000 °C). Предимство също е простотата на нагриващата им конструкция.

Недостатък е, че имат нисък коефициент на топлопредаване (15 ... 30 W/(m².K)) и малък специфичен топлинен капацитет, което се компенсира от тяхната висока температура. Съществен недостатък също е трудното регулиране на температурата.

Въпреки тези недостатъци, нагриването с димни газове е най-ефективният и достъпен начин.

На фиг.2.4 е показана принципна схема на пещ за нагриване с димни газове.

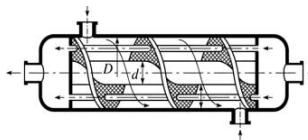


Фиг.2.4. Пещ за нагряване с димни газове

1 – огнище, 2 – топлообменен апарат, 3 – комин

От съществено значение при избора на работен вариант за конструкция на сушилна уредба е правилният избор на газоразпределителната решетка. От изброените по-горе конструкции на такива решетки най-лесни за изработка и икономически най-изгодни се оказват перфорираните. Те също имат сравнително малки енергийни загуби.

От всичко казано дотук става ясно, че изработването на една сушилна уредба като съвкупност от показаната на фиг.2.5, с уредба за нагряване с димни газове и подходящо избрана газоразпределителна решетка, би удовлетворирила всички изисквания относно естеството на насипния материал и изискванията към него. Проектирането на такава сушилна уредба също е икономически оправдано.



ПРЕСМЯТАНЕ И КОНСТРУИРАНЕ НА ИЗБРАНИЯ ВАРИАНТ

ИЗХОДНИ ДАННИ ЗА ПРОЕКТА:

Производителност на сушилнята по сух материал: $G_2=6000\text{kg/h}$;

Начална и крайна влажност на материала: $w_1^0=10\%$; $w_2^0=0,5\%$

Начална и крайна температура на сушилния агент: $t_1=900^\circ\text{C}$; $t_2=120^\circ\text{C}$;

Начална температура на материала: $\theta_1=20^\circ\text{C}$; $\theta_2=100^\circ\text{C}$

Еквивалентен диаметър на частиците материал: $d_e=3\text{mm}$

МАТЕРИАЛЕН БАЛАНС НА СУШИЛНАТА КАМЕРА

1.Количеството изпарена влага от материала:

$$W = G_2 \frac{w_1^0 - w_2^0}{100 - w_1^0} = 6000 \frac{10 - 0,5}{100 - 10} = 633 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (3.1)$$

2.Количеството влажен пясък:

$$G_1 = G_2 + W = 6000 + 633 = 6633 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (3.2)$$

ТОПЛИНЕН БАЛАНС НА СУШИЛНАТА КАМЕРА

Природен газ : $\text{CH}_4 = 92,2\%$, $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4\%$, $\text{H}_2 = 4,2\%$, $\text{CO}_2 = 0,4\%$,

$\text{CO} = 1,2\%$, $\text{N}_2 = 1,6\%$, $Q_{\delta}^p = 47976 \text{ kJ/kg}$

3.Теоретичното количество сух въздух за изгаряне на **1kg** гориво е:

$$L_0 = 1,38 \left[0,0179 \cdot C_0 + 0,248 H_2 + \sum \frac{m + \frac{n}{4}}{12m + n} C_m H_n \right] =$$

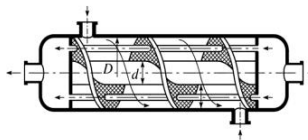
$$1,38 \left[0,0179 \cdot 1,2 + 0,248 \cdot 4,2 + \frac{1 + \frac{4}{4}}{12 \cdot 1 + 4} \cdot 92,2 + \frac{1 + \frac{6}{4}}{12 \cdot 2 + 6} \cdot 0,4 \right] = 17,45 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \quad (3.3)$$

4.Горната топлина на изгаряне на горивото е:

$$Q_{\Sigma}^p = Q_{\delta}^p + 2514 \sum \frac{0,09n}{12m + n} C_m H_n = 47976 +$$

$$\left[2514 \cdot \left(\frac{0,09 \cdot 4}{12 \cdot 1 + 4} \cdot 92,2 + \frac{0,09 \cdot 6}{12 \cdot 2 + 6} \cdot 0,4 \right) \right] =$$

$$= 47976 + 2514 (2,075 + 0,0072) = 53210 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.4)$$



5. Общият коефициент на излишък на въздуха за получаването на газове с температура $t_2=900^\circ\text{C}$ се определя по зависимостта:

$$\alpha = \frac{Q_p \eta_n + c_{\varepsilon} t_0 - \left(1 - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n\right) c_{c\varepsilon} t_2 - \left(\sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n\right) h_n - W_{\varepsilon} (h'_n - h_n)}{L_0 \left(c_{c\varepsilon} t_2 - \frac{h_n \cdot d_0}{1000} - H_0\right)} =$$

$$= \frac{532100,95 + 1,341 \cdot 293,15 - (1 - 0,21) \cdot 1,131 \cdot 1173,15 - 0,021 \cdot 4265,4}{17,45(1,131 \cdot 1173,15 + 42,65 - 44,8)} = 2,14 \quad (3.5)$$

където: $\eta_n=0,95$ -КПД на пещта; $c_{\varepsilon}=1,341\text{kJ/kg}$ -топлинен капацитет на димните газове; $t_0=20^\circ\text{C}=293,15\text{K}$ -температура на газа; $c_{c\varepsilon}=1,131\text{kJ/(kg.K)}$ -топлинен капацитет на сухите газове при $t_2=900^\circ\text{C}$; h_n -енталпия на водната пара при $t_2=900^\circ\text{C}$; $h_n=4,19(595+0,47 \cdot 900)=4265,4\text{kJ/kg}$; $W_{\varepsilon}=0$ -масата на водните пари съдържащи се в газа; $d_0=10\text{g/kg.c.в}$; $H_0=44,8\text{kJ/kg}$ -влажносъдържание и специфична енталпия на околния въздух при $t_0=20^\circ\text{C}$.

6. Плътност на газа:

$$\rho_0 = \frac{1}{22,4 \cdot 100} \cdot (44\text{CO}_2 + 28\text{CO} + 2\text{H}_2 + 16\text{CH}_4 + 28\text{N}_2 + 30\text{C}_2\text{H}_6) = 0,71 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (3.6)$$

7. Процентното масово съдържание на съставляващите газа е:

$$\text{C}_2\text{H}_6 = \frac{0,4 \cdot 30}{22,4 \cdot 0,71 \cdot 100} = 0,00754 = 0,75\%;$$

$$\text{CH}_4 = \frac{92,2 \cdot 16}{22,4 \cdot 0,71 \cdot 100} = 0,928 = 92,8\%;$$

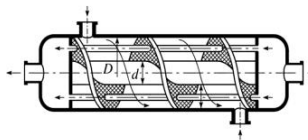
$$\text{H}_2 = \frac{4,2 \cdot 2}{22,4 \cdot 0,71 \cdot 100} = 0,00528 = 0,53\%;$$

$$\sum \frac{0,09 \cdot n}{12m+n} C_m H_n = \frac{0,09 \cdot 4}{12 \cdot 1 + 4} \cdot 0,928 + \frac{0,09 \cdot 6}{12 \cdot 2 + 6} \cdot 0,0075 = 0,021.$$

8. Масата на сухите газове се определя по зависимостта:

$$G_{c\varepsilon} = 1 + \alpha \cdot L_0 - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n = 38,3 \frac{\text{kg}}{\text{kg.гориво}} \quad (3.7)$$

9. Масата на водните пари е:



$$G_n = \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n + \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot d_0}{1000} = 0,4 \frac{kg}{kg.горииво} \quad (3.8)$$

10. Влагосъдържание на газовете на входа на сушилнята:

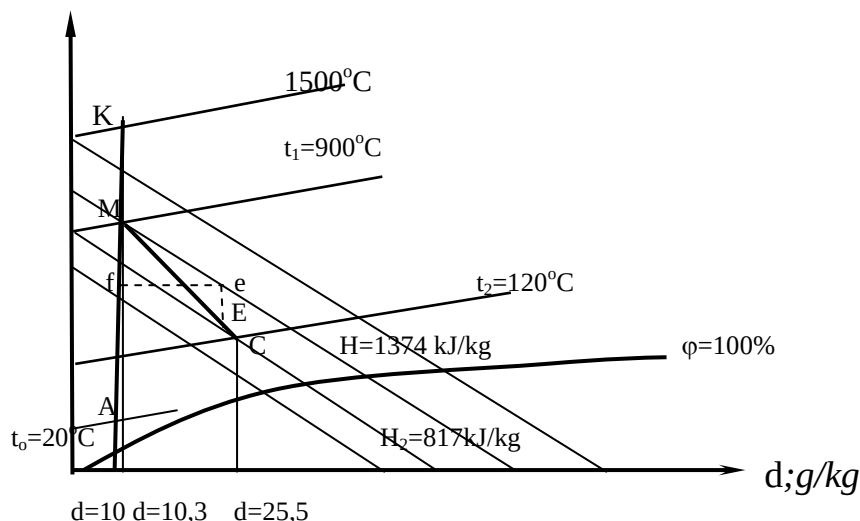
$$d_1 = 1000 \frac{G_n}{G_{c.г}} = 1000 \frac{0,5}{49,5} = 10,3 \frac{g}{kg.г.г} \quad (3.9)$$

11. Енталпия на димните газове входящи в сушилната уредба:

$$H_1 = \frac{Q_p \eta_n + c_p t_0 + \alpha L_0 H_0}{G_{c.г}} = \frac{53210,95 + 1,311 \cdot 293,15 + 2,14 \cdot 17,45 \cdot 44,8}{38,3} = 1374 \frac{kJ}{kg.г.г.г} \quad (3.10)$$

По този начин, пред входа на сушилнята сместа димни газове с въздух се характеризира с енталпия $H_1=1064 \text{ kJ/kg.г.г.г}$ и влагосъдържание $d_1=10,3 \text{ g/kg.г.г.г}$, които се определят от положението на точката М върху H-d диаграмата (фиг.3.1). Крайните стойности на H_2 и d_2 се намират по H-d диаграмата за точка С (фиг.3.1) $H_2=817 \text{ kJ/kg.г.г}$ и $d_2=25,5 \text{ g/kg.г.г}$.

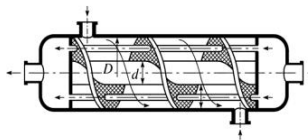
H; kJ/kg



фиг 3.1. Изобразяване на процеса сушене в H-d диаграма

При построяването на процеса в H-d диаграмата стойността на $\Delta=838 \text{ kJ/kg изп.вл.}$ се приема еднакво т.е. сравняването се извършва при еднакви начални и крайни параметри на сушилния агент.

Относителните (на 1 kg изп.вл.) разходи са: $I_1=4,1 \text{ kg/kg}$; $q=3184 \text{ kJ/kg.}$, а часовите $L=2580 \text{ kg/h}$ и $Q=481000 \text{ kkal/h}$ $B=39 \text{ kg/h}$ ($\eta=0,95$).



12. Използвайки зависимостта между критериите на Лященко (Ly) и Архимед (Ar) се определя критичната скорост на псевдокипене:

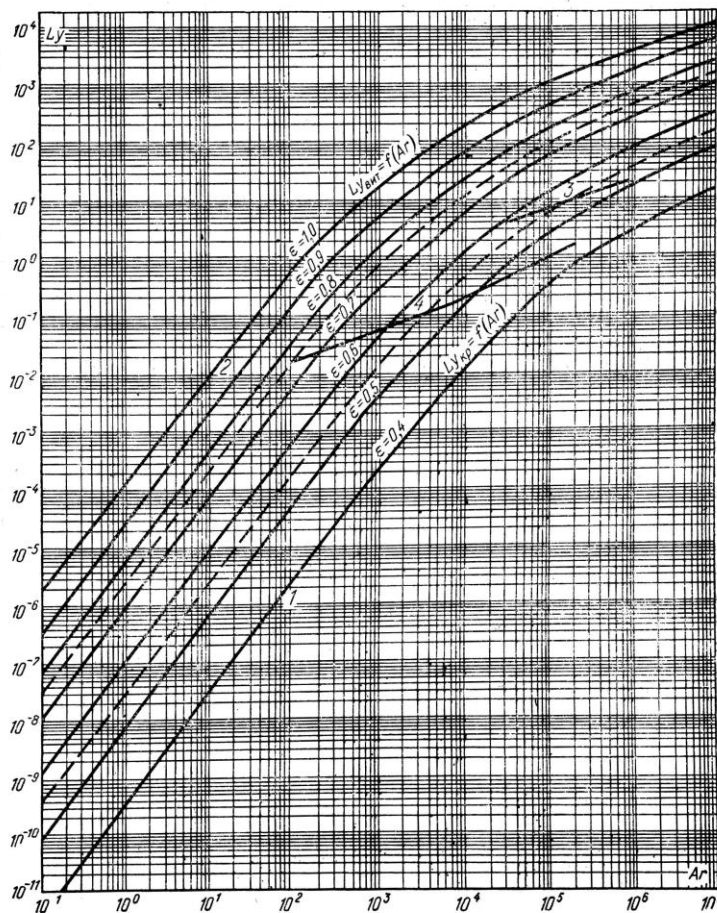
$$Ar = \frac{d_{екв}^2 \cdot \rho_m \cdot g}{\nu^2 \cdot \rho_c} = \frac{(1,2 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1640 \cdot 9,81}{(76,3 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 0,71} = 6750 \quad (3.11)$$

На стойността $Ar=6750$ следвайки номограмата фиг(3.2) $Ar=f(Ly)$, съответства стойност на $Ly_{кр}=7 \cdot 10^{-3}$. Тогава:

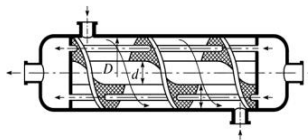
$$\omega_{кр} = \sqrt[3]{\frac{Ly_{кр} \cdot \nu \cdot \rho_m \cdot g}{\rho_c}} = \sqrt[3]{\frac{7 \cdot 10^{-3} \cdot 76 \cdot 10^{-6} \cdot 1640 \cdot 9,81}{0,71}} = 0,23 \frac{m}{s} \quad (3.12)$$

13. Работната скорост на топлоносителя, отнесена към пълното сечение на апарата се определя, изхождайки от това, че приетата поръзност на слоя $\varepsilon=0,55$, съответства на $Ly=0,5$. Тогава, числото на псевдокипене:

$$K_v = \sqrt[3]{\frac{Ly}{Ly_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{0,5}{7 \cdot 10^{-3}}} = 4,15 \quad (3.13)$$



фиг 3.2 “Зависимост на критерия на Лященко Ly от критерия на Архимед Ar при различна поръзност на слоя”



Скоростта на газа отнесена към пълното сечение на апарата:

$$\omega = K_v \cdot \omega_{кр} = 4,15 \cdot 0,23 = 0,96 \frac{m}{s} \quad (3.14)$$

Ако живото сечение на решетката се приеме равно на 10% , то скоростта на газа в отворите на решетката е:

$$\omega_0 = \omega \frac{273+t_1}{273+t_{cp}} \cdot 10 = 0,96 \cdot \frac{273+900}{273+510} \cdot 10 = 14,4 \frac{m}{s}, \quad (3.15)$$

където: $t_1=900^\circ C$; $t_{cp}=0,5 \cdot (t_1+t_2)=510^\circ C$.

14.Диаметъра на решетката D_p се определя по зависимостта:

$$F_p = \frac{L}{\rho_z \cdot \omega \cdot 3600} = \frac{2580}{0,71 \cdot 0,96 \cdot 3600} = 1,05 m^2; \quad (3.16)$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{1,05}{0,785}} = 1,17 m \quad (3.17)$$

15.За оценка височината на кипящия слой h_{cl} , се изхожда от практически съображения [8] и имайки предвид съотношението:

$$\frac{h_{cm}}{d_{отв}} = 20, \text{ където } h_{ст} - \text{ височина на хидродинамична стабилизация; } d_{отв} -$$

диаметър на отворите на решетката. Освен това известно е че $h_{cl} \approx 4h_{cm}$. Приемайки $d_{отв}=5mm$, то $h_{cm}=20,5=100mm$, $h_{cl}=4 \cdot 100=400mm$. Общата височина H на пространството над решетката се определя от височината на кипящия слой и височината на сепарационното пространство $h_{сеп}$. Ако $h_{сеп}=3 h_{cl}=1200mm$., то общата височина $H=1600mm$.

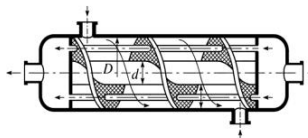
За избягване на значителния унос на частиците материал се избира камера, разширяваща се по посоката на сушилният агент.

16.Коефициента на топлопредаване от топлоносителя към материала, може да се определи по зависимостта [7]:

$$Nu = 0,015 \cdot Re^{0,805} Fe^{0,53} \left(\frac{H_0}{d_e} \right)^{-0,45} =$$

$$= 0,015 \cdot 15,1^{0,805} \cdot 20,8^{0,53} \left(\frac{200}{1,2} \right)^{-0,45} = 0,0606 \quad (3.18)$$

където:



$$Re = \frac{\omega \cdot d_e}{\nu} = \frac{0,96 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3}}{76,3 \cdot 10^{-6}} = 15,1;$$

$$Fe = d_e^3 \sqrt{\frac{4 \cdot g(\rho_m - \rho_z)}{3 \nu^2 \cdot \rho_z}} = 0,012 \sqrt{\frac{4 \cdot 9,81 \cdot (1640 - 0,71)}{3 \cdot (76,3 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 0,71}} = 20,8$$

Височината на неподвижния слой H_0 се приема **$H_0=200mm$** .

Коефициента на топлопредаване α се определя по добре познатата зависимост:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_z}{d_e} = \frac{0,0606 \cdot 0,066}{1,2 \cdot 10^{-3}} = 3,33 \left(\frac{W}{m^2 K} \right); \quad (3.19)$$

където $\lambda_z=0,066 \text{ W/m.K}$ - коефициент на топлопроводност на сушилния агент при $t_{cp}=510^\circ C$.

Отчитайки възможността за образуване на канали в слоя и съответно влошаване на условията на топлообмена, получената стойност се намалява с 20%:

$$\alpha_{расч}=3,33 \cdot 0,8=2,67 W/(m^2 K) \quad (3.20)$$

17. Среднологаритмичната температурна разлика:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - \theta_2}{t_2 - \theta_2}} = \frac{900 - 120}{\ln \frac{900 - 100}{120 - 100}} = 211,4^\circ C \quad (3.21)$$

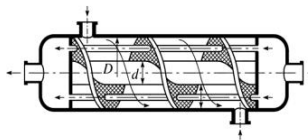
18. Топлинният поток необходим за нормалния режим на работа $\dot{Q}$ се явява сума от следните съставляващи:

а) топлинен поток необходим за нагряване на материала:

$$\dot{Q} = G_1 \cdot c_m (\theta_2 - \theta_1) = 1,84 \cdot 1,14 \cdot 10^3 \cdot 80 = 170 kW, \quad (3.22)$$

където: $c_m=1,14 kJ/(kg.K)$ - топлинен капацитет на материала; $G_1=6633 kg/h=1,84 kg/s$ - разхода на влажен материал.

б) топлинен поток за изпаряване на влагата:



$$\dot{Q} = 4,19 \cdot (597 + 0,44 \cdot t_2 - \theta_1) \cdot W = 4,19 \cdot (597 + 0,44 \cdot 120 - 100) \cdot 0,176 = 405,4 \text{ kW}, \quad (3.23)$$

където $W=633 \text{ kg/h}=0,176 \text{ kg/s}$ е количеството изпарена от материала влага.

в) топлинният поток необходим за изпаряване на свързаната влага се приема:

$$\dot{Q}_{cv} = 0,1 \cdot \dot{Q}_{изп} = 0,1 \cdot 405,4 = 40,54 \text{ kW} \quad (3.24)$$

Тогава общият топлинен поток:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_н + \dot{Q}_{изп} + \dot{Q}_{cv} = 170 + 405,4 + 40,54 \approx 616 \text{ kW} \quad (3.25)$$

19. Сумарната повърхност на частиците материал в апарата, необходима за обезпечаване на предаването на топлинния поток $\dot{Q}$ се определя по:

$$\sum f = \frac{\dot{Q}}{\alpha_{разч} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{616 \cdot 10^3}{2,67 \cdot 211,4} = 1090 \text{ m}^2 \quad (3.26)$$

20. Запълване на сушилнята с материал:

$$G_{зан} = \frac{1}{6} \cdot d_e \cdot \rho_m \cdot \Phi \sum f = \frac{1}{6} \cdot 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1640 \cdot 0,9 \cdot 1090 = 322 \text{ kg}, \quad (3.27)$$

където; $\Phi=0,9$ -фактор на формата.

Натоварването на решетката на 1 m^2 представлява:

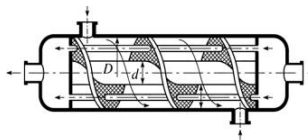
$$g = \frac{G_{зан}}{F_p} = \frac{322}{1,04} \approx 310 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \quad (3.28)$$

Височината на слоя в насипно състояние се определя по зависимостта:

$$H_0 = \frac{g}{\rho_n} = \frac{310}{1600} = 0,194 \text{ m} = 194 \text{ mm}, \quad (3.29)$$

където: ρ_n – насипна плътност на материала. Тази величина съвпада с точност $\pm 5\%$ с по-рано приетата.

21. Продължителността на сушенето се определя по зависимостта:



$$\tau = \frac{G_{зан}}{0,5 \cdot (G_1 + G_2)} = \frac{322}{0,5 \cdot (6633 + 6000)} = 0,051h \quad (3.30)$$

22. Хидродинамичното съпротивление на сушилнята с кипящ слой се определя по:

$$\Delta p = \Delta p_{сл} + \Delta p_{ц} + \Delta p_{реш} + \frac{\varpi^2 \rho}{2 \cdot g}, Pa. \quad (3.31)$$

Съпротивлението на кипящия слой:

$$\Delta p_{сл} = \frac{10 \cdot G_{зан}}{F_{реш}} = \frac{10 \cdot 322}{1,04} = 3100, Pa. \quad (3.32)$$

Съпротивлението на решетката се приема $\Delta p_{реш} = 3800 Pa$ [7]; а на циклона $\Delta p_{ц} = 750$. $\rho_2 = 750 \cdot 0,87 = 652 Pa$. Останалите съпротивления и динамични загуби могат да се оценят на около 200 Pa.

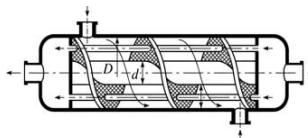
Сумарният напор създаван от вентилатора Δp превишава пресметнатите загуби с около 25%, затова:

$$\Delta p = (3100 + 3800 + 200) 1,25 \approx 9700 Pa.$$

23. Обемният дебит на вентилатора се определя по зависимостта:

$$\dot{V} = K_v \cdot \omega_{кр} \cdot F_{реш} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} = 0,96 \cdot 1,05 \cdot \frac{0,301}{0,870} = 0,35 \frac{m^3}{s} = 1260 \frac{m^3}{h}. \quad (3.33)$$

От каталог се избира вентилатор тип ЕВВН-7.5/1 с параметри: $V = 1350 m^3/h$, $\Delta p = 9500 Pa$, $n = 2940 min^{-1}$, $P = 30 kW$, $КПД = 0,76$.



ГЛАВА ЧЕТВЪРТА

СЪОРЪЖАВАНЕ НА СУШИЛНИ УРЕДБИ

В тази глава ще бъдат разгледани основните оборудващи средства използвани в сушилните уредби. Накратко ще бъдат споменати без да се пресмятат и основните средства за автоматизация и контрол на сушилния процес.

4.1 Теплоизползващи средства

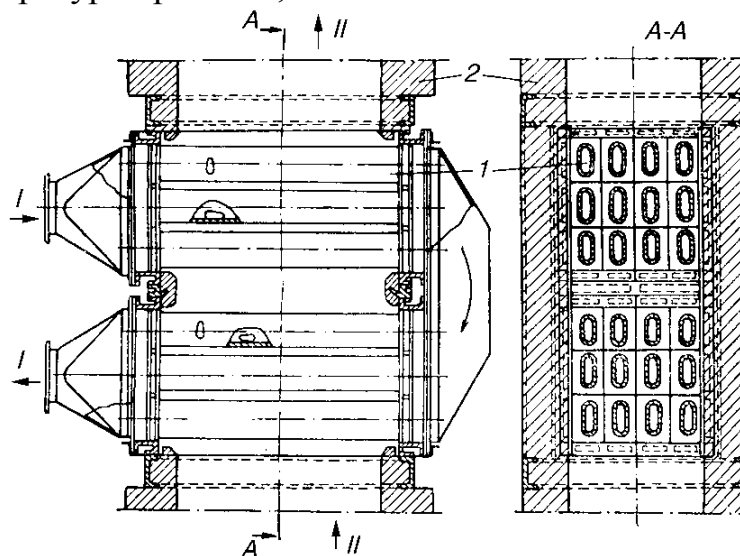
Подгряването на въздуха преди подаването му в сушилната камера може да стане чрез използването на рекуператори и регенератори.

Рекуператорите сами по себе си са противоточни теплообменници, в които пренасянето на топлината от греещите димни газове към въздуха се осъществява чрез разделяща ги стена и се характеризира със стационарен режим. В практиката [9] са известни както метални, така и керамични рекуператори. На фиг. 4.1 е показан двуходов рекуператор за подгряване на въздух до 400°C. Този вид рекуператори сравнени с други имат най-голяма разделителна повърхност (20...30 m²/m³) и високи стойности на коефициента на топлопредаване, отнесени към площта на разделителната стена.

Нагревната повърхност на рекуператора се определя по формулата:

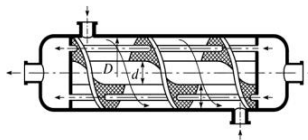
$$F = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{cp}} \cdot m^2 \quad (4.1)$$

където: $\dot{Q}$ е топлинния поток предаден от димните газове към въздуха за единица време, W; U – коефициент на топлопреминаване, W/(m²·K); ΔT_{cp} – средната температурна разлика, K.



Фиг.4.1

Топлинната мощност се определя по:



$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \eta \cdot \dot{V}_{\partial z,1} \cdot C_{\partial z,1} T_{\partial z,1} - \dot{V}_{\partial z,2} \cdot C_{\partial z,2} T_{\partial z,2} = \\ &= \frac{\dot{V}_{\partial z,1} + \dot{V}_{\partial z,2}}{2} \cdot (T_{\partial z,1} C_{\partial z,1} - T_{\partial z,2} C_{\partial z,2}), W\end{aligned}\quad (4.2)$$

където η - коефициент отчитащ загубите на топлина в рекуператора (0,85...0,9). Приема се $\eta=0,87$. Приема се също диаметъра на комина за отвеждане на димните газове $D_k=0,4$ m. Тогава:

$$F_k = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} = 0,1256 m^2$$

Обемният дебит на димните газове е:

$$\dot{V}_{\partial z,1} = \dot{V}_{\partial z,2} = w_{\partial z} \cdot F_k, m^3 / s \quad (4.3)$$

Приема се, че въздухът и димните газове се движат със скорост 3 m/s [16]. Тогава:

$$\dot{V}_{\partial z,1} = \dot{V}_{\partial z,2} = 3 \cdot 0,1256 = 0,3768 m^3 / s$$

Обемният топлинен капацитет на димните газове на входа и изхода е определен по формулата:

$$C_{\partial z,1} = C_{\partial z,2} = c_{\partial z} \cdot \rho_{\partial z} \cdot \frac{J}{m^3 \cdot K} \quad (4.4)$$

където $c_{\partial z}$ е масов топлинен специфичен капацитет, $J/kg \cdot K$; $\rho_{\partial z}$ - плътност на димните газове за $T_{\partial z,1}=873$ K.

$$\rho_{\partial z} = 1,293 \cdot \frac{273}{T_{\partial z,1}} \cdot \frac{P_a}{760} = 1,293 \cdot \frac{273}{873} \cdot \frac{740}{760} = 0,39 \frac{kg}{m^3}$$

Замества се в (5.4):

$$C_{\partial z,1} = C_{\partial z,2} = c_{\partial z} \cdot 0,39 = 1,01 \cdot 10^3 \cdot 0,39 = 0,39 \cdot 10^3 \frac{J}{m^3 \cdot K}$$

$$\text{където } c_{\partial z} = 1,01 \cdot 10^3 \frac{J}{kg \cdot K} \quad [13]$$

Приема се също за еквивалентен диаметър на плоско овалните тръби $D_e=60 \cdot 10^{-3}$ m.

Тогава масовият дебит на въздуха за тръбата

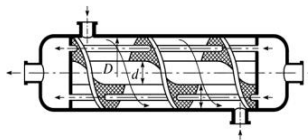
$$\dot{V}_{\partial z,1} = \dot{V}_{\partial z,2} = w_{\partial z} \cdot F_{tr}, m^3 / s \quad (4.5)$$

$$F_{tr} = \frac{\pi \cdot D_{tr}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (60 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 2,83 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$\dot{V}_{\partial z,1} = \dot{V}_{\partial z,2} = 3 \cdot 2,83 \cdot 10^{-3} = 8,5 \cdot 10^{-3} m^3 / s$$

Общият брой на тръбите е 12. Тогава

$$\dot{V}_{\partial z,1} = \dot{V}_{\partial z,2} = 12 \cdot \dot{V} = 0,1 m^3 / s$$



Специфичният обемен топлинен капацитет при температура 283K и $\rho_z = 0,8 \text{ kg/m}^3$ е:

$$C_{\partial z,1} = C_{\partial z,2} = c_{\partial z} \cdot \rho_{\partial z} = 1,01 \cdot 10^3 \cdot 0,8 = 0,81 \cdot 10^3 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$$

$$\text{където } c_{\partial z} = 1,01 \cdot 10^3 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Стойността за $\dot{Q}$ се взема от т. 4.1.16 т.е. $\dot{Q} = 39138,2 \text{ W}$.

За начална стойност на постъпващия на входа на рекуператора въздух се приема $t_{z,1} = 25^\circ \text{C}$. По задание $t_1 = 150^\circ \text{C} = t_2$

$$T_{z,1} = 25 + 273 = 298 \text{ K}$$

$$T_{z,2} = 150 + 273 = 423 \text{ K}$$

$$T_{\partial z,1} = 600 + 273 = 873 \text{ K}$$

Замества се в уравнение (5.2) и се определя $T_{\partial z,2}$ на изхода от комина.

$$39138,2 = 0,87 \cdot 0,38 \cdot 0,39 \cdot 10^3 \cdot 873 - 0,38 \cdot 0,39 \cdot 10^3 \cdot T_{\partial z,2}$$

$$39138,2 = 112559,4 - 148,2 \cdot T_{\partial z,2}$$

$$T_{\partial z,2} = 495 \text{ K} \text{ или } t_{\partial z,2} = 222^\circ \text{C}$$

Средната температурна разлика ΔT_{cp} в случая на правоток се пресмята по:

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_n - \Delta T_k}{\ln \left(\frac{\Delta T_n}{\Delta T_k} \right)}, \text{ K} \quad (4.6)$$

$$\text{където } \Delta T_n = T_{\partial z,1} - T_{z,1}, \Delta T_k = T_{\partial z,2} - T_{z,2}$$

$$\Delta T_n = 873 - 298 = 575 \text{ K}$$

$$\Delta T_k = 495 - 423 = 72 \text{ K}$$

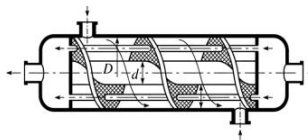
След заместване в (5.6) за T_{cp} се получава:

$$\Delta T_{cp} = \frac{575 - 72}{\ln \left(\frac{575}{72} \right)} = 242,1 \text{ K}.$$

Коефициентът на топлопреминаване през стената на теплообмения се определя по:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\partial z}} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_z}}, \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (4.7)$$

където $\alpha_{\partial z}$ и α_z са коефициенти на топлопредаване от страна на греещите димни газове и от страна на нагривания въздух, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; δ_{cm} – дебелина на стената разделяща топлоносителя, m;



λ_{cm} – коефициент на топлопроводност, W/(m.K).

За стомана $\lambda_{cm} = 46,5 \text{ W/(m.K)}$ – [13]

За намирането на α_{dz} и α_z се прилагат уравнението:

$$Nu = 0,018 \cdot \epsilon_e \cdot Re^{0,8} \quad (4.8)$$

където $\epsilon_e \approx 1,15$ за стойност на $L/D_e \approx 17$ - табл.; L – дължината на едната нагривана тръба. Препоръчва се за $L=1\text{m}$ [9].

Стойностите на Re_z за въздуха се пресмятат по:

$$Re_z = \frac{w_z \cdot D_{e, \text{см}}}{\nu_z} \quad (4.9)$$

където: $w_z = 3 \text{ m/s}$; $D_{e, \text{см}} = 60 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; ν_z – кинематичен вискозитет на въздуха, m^2/s ; Плътноста ρ_z при температура 150°C е $\rho_z = 0,8 \text{ kg/m}^3$.

Тогава изменението на динамичния вискозитет μ от стойността на температурата е:

$$\mu_z = \mu_0 \cdot \frac{273 + C}{T + C} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{1,5} \text{ Pa.s} \quad (4.10)$$

$\mu_0 = 17,3 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$ – вискозитет при 0°C – [13]; $C=124$ – за въздух [13].

Замества се в (5.10) се получава:

$$\mu_z = 17,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{273 + 124}{423 + 124} \cdot \left(\frac{423}{273} \right)^{1,5} = 2,42 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

Кинематичният вискозитет се пресмята по:

$$\nu_z = \frac{\mu_z}{\rho_z} \text{ m}^2 / \text{s} \quad (4.11)$$

$$\text{или } \nu_z = \frac{2,42 \cdot 10^{-5}}{0,8} = 3,02 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

получената стойност се замества в (5.9)

$$Re_z = \frac{3,60 \cdot 10^{-3}}{3,02 \cdot 10^{-5}} = 5960,3$$

Тогава стойността на Nu за въздуха е:

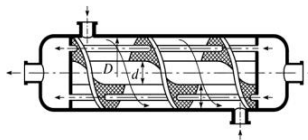
$$Nu_z = 0,018 \cdot 1,15 \cdot 5960,3^{0,8} = 21,6$$

От друга страна:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_e}{\lambda} \quad (4.12)$$

Уравнението (5.12) отнесено за въздуха ще изглежда:

$$Nu_z = \frac{\alpha_z \cdot D_{e, \text{см}}}{\lambda_z}$$



$\lambda_2 = 3,6 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m.K) [6]}$ при температура на въздуха 150°C

тогава:

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2 \cdot Nu_2}{D_{e\%o\Box}} = \frac{0,036 \cdot 21,6}{0,060} = 12,96 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}.$$

По същия начин се изчислява и за димни газове:

$$\mu_{\partial_2} = \mu_o \cdot \frac{273 + C}{T + C} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{1,5} \text{ Pa.s}$$

$$\mu_{\partial_2} = 17,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{273 + 124}{873 + 124} \cdot \left(\frac{873}{273} \right)^{1,5} = 3,94 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

Стойността на ρ_{∂_2} при температура 600°C е $0,405 \text{ kg/m}^3$ [6]

$$v_{\partial_2} = \frac{\mu_{\partial_2}}{\rho_{\partial_2}} = \frac{3,94 \cdot 10^{-5}}{0,405} = 9,73 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$Re_{\partial_2} = \frac{w_{\partial_2} \cdot D_{e,\partial m\Box}}{v_{\partial_2}} = \frac{3,70 \cdot 10^{-3}}{0,73 \cdot 10^{-5}} = 2158,3$$

където $D_{e\partial n} = 0,070 \text{ m}$ външният еквивалентен диаметър на една тръба.

Замества се в (5.8) за Nu_{∂_2} се получава:

$$Nu_{\partial_2} = 0,018 \cdot 1,15 \cdot 2158,3^{0,8} = 9,62$$

От друга страна според (4.12)

$$Nu_{\partial_2} = \frac{\alpha_{\partial_2} \cdot D_{e,\partial n}}{\lambda_{\partial_2}}$$

където $\lambda_{\partial_2} = 7,42 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m.K) [6]}$ при температура на димните газове 600°C .

$$\alpha_{\partial_2} = \frac{\lambda_{\partial_2} \cdot Nu_{\partial_2}}{D_{e,\partial n}} = \frac{0,0742 \cdot 9,62}{0,070} = 10,2 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

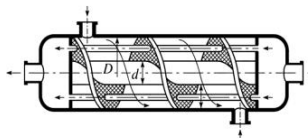
Когато площта на всички тръби ($n=12$ – брой на тръбите) са еднакви

то: $\sum_{i=1}^{12} \alpha_{\partial_2,i} = \alpha_{\partial_2}$, и $\sum_{i=1}^{12} \alpha_{2,i} = \alpha_2$ т.е. независимо от броя на тръбите,

коэффициентите на топлопредаване са запазват същите.

Замества се в (4.7) и за коефициента на топлопреминаване се получава:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{10,2} + \frac{5 \cdot 10^{-3}}{46,5} + \frac{1}{12,96}} = 5,704 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$



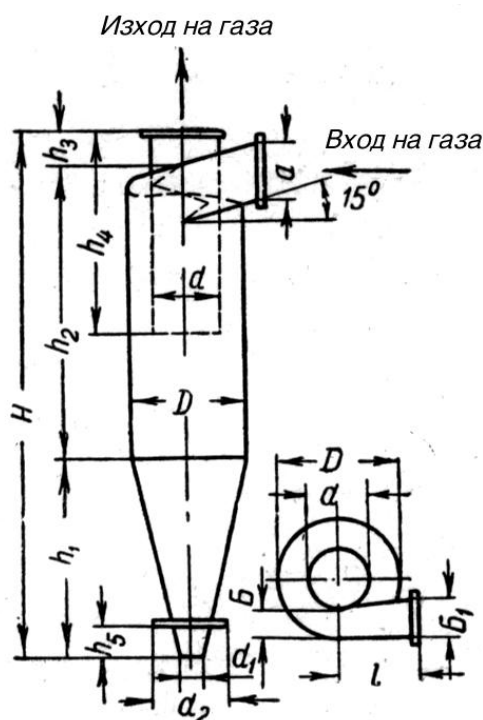
За да се определи нагревната повърхност на топлообменния апарат се замества в (4.1)

$$F = \frac{39138,2}{5,704.242,1} = 28,34 \text{ m}^2$$

4.2 Избор на прахоулавящи апарати

При сушенето на дребнозърнести материали в сушилни с кипящ слой се отнася значително количество материал. Най-разпространени апарати от този тип са центробежните прахоулавящи устройства – циклони. На фиг. 4.2 е показана схема на такъв вид апарат.

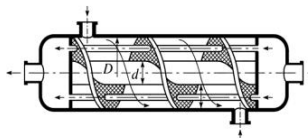
Газът постъпва със скорост 15...25 m/s тангенциално в корпуса на циклона, вследствие на което се получава въртливо движение в пръстеновидното пространство – между корпуса и централната изходна тръба. Под действието на центробежната сила частиците достигат стените на корпуса на циклона, хлъзгат се и се събират в бункера, а газът след като направи 1,5...3 оборота, идва до бункера, изменя посоката си нагоре и през централната тръба напуска циклона.



Фиг.4.2

За улавяне на частиците материал с размери до 0,080mm избира се циклон система НИИОГАЗ ЦН-15.

Като се приеме $\Delta p / \rho_e = 740$ [13] диаметърът на циклона е определен по формулата:



$$D_u = \sqrt{\frac{\dot{V}}{0,785 \cdot w_u}}, m \quad (4.20)$$

като се определи предварително условната скорост на газа (въздуха) в цилиндричната част на циклона на циклона w_u от уравнението:

$$\frac{\Delta p}{\rho_z} = \xi \cdot \frac{w_u^2}{2} \quad (4.21)$$

където $\xi=105$ от табл.3.1 [13]

От уравнение (5.21) може да се определи скоростта на циклона:

$$740 = 105 \cdot \frac{w_u^2}{2}$$
$$w_u = \sqrt{\frac{2 \cdot 740}{105}} = 3,76 m/s$$

Замества се в (5.20) и се определя D_u .

$$D_u = \sqrt{\frac{2500}{0,785 \cdot 3600 \cdot 3,76}} = 0,48 m \approx 0,5 m$$

$$\Delta p_u = \xi \cdot \rho_z \cdot \frac{w_u^2}{2}, Pa \quad (4.22)$$

$$\Delta p_u = 105 \cdot 1,09 \cdot \frac{3,76^2}{2} = 809 Pa \text{ или } 89 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

Поради това, че в използваната сушилна вторият лентов транспортър задържа голяма част от материала, то на изхода на сушилната камера ще се постави само един циклон.

Размерите на ЦН-15 са показани в табл.3.1 [13] в части от D_u , а именно :

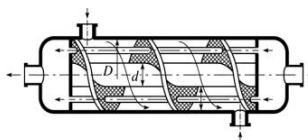
$D_1 = 0,6 \cdot D_u$, m – диаметър на изходната тръба,
 $b = 0,26 \cdot D_u$, m – широчина на входния шуцер,
 $h_1 = 0,66 \cdot D_u$, m – височина на входящия шуцер,
 $h_2 = 1,74 \cdot D_u$, m – височина на изходящата тръба,
 $h_3 = 2,26 \cdot D_u$, m – височина на цилиндричната част,
 $h_4 = 2 \cdot D_u$, m – височина на коничната част,
 $H = 4,56 \cdot D_u$, m – обща височина на циклона.

4.3 Автоматизация и контролно-измервателни апаратури.

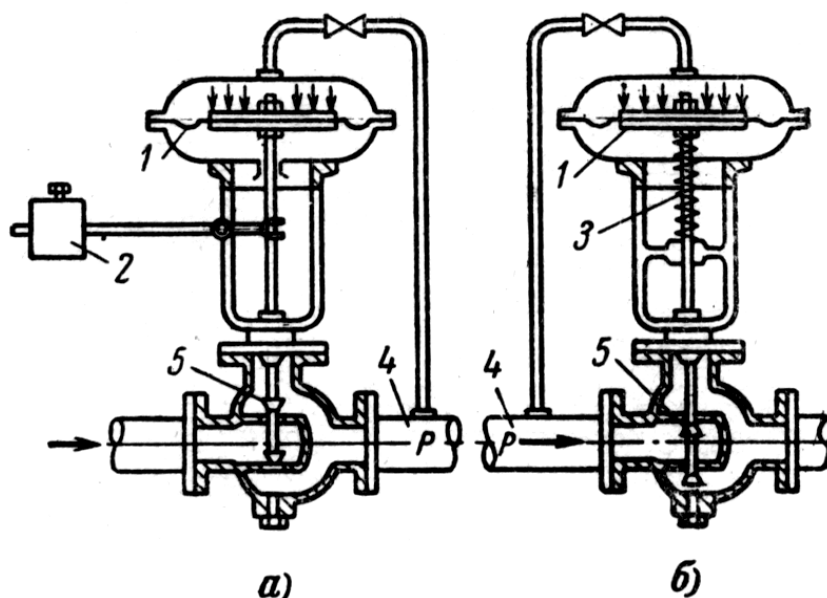
4.3.1 Регулиране на налягането в сушилната камера

На фиг.4.3 е показана принципна схема на регулатор за налягане с пряко действие от мембранен тип.

Камерата под мембрана 1 е съединена непосредствено с участъка на тръбопровода, в който е необходимо да се осъществи регулирането.



Налягането в центъра на мембраната се уравновесява чрез винта 2 (фиг.4.3а) или чрез пружината 3 (фиг.4.3б). Мембраната е твърдо свързана с оста на регулиращия клапан 5. Налягането върху мембраната в регулатора на фиг.5.6а е постоянно при всяко положение на клапана.



фиг.4.3

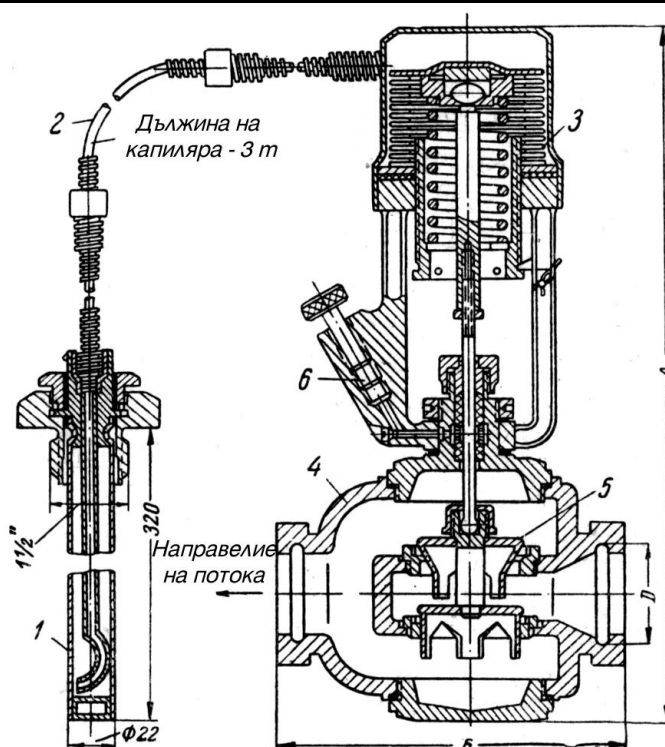
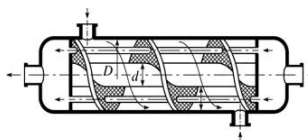
Това се дължи на винта 2. Заменянето му с пружината е еквивалентно на въвеждане в системата на твърда обратна връзка. При това всяко положение на регулиращия клапан съответства на определено свиване на пружината. Колкото е по-свита пружината, толкова е по-голяма устойчивостта на регулатора, но за сметка на това се увеличава неравномерността на регулиране.

4.3.2 Регулиране на температурата

Добра степен на регулиране на температурата в сушилната камера обезпечават регулаторите на температура с пряко действие. В този случай чувствителния елемент се поставя в сушилната камера, а регулиращия орган – на газопровода подаващ горещия въздух в камерата. Ако температурата на въздуха в сушилнята се повиши, чувствителният елемент въздейства на регулиращия орган, който намалява количеството горещ въздух подаван постъпващ в сушилнята.

Ако температурата на въздуха намалее, то обратно, под въздействие на чувствителния елемент, регулиращият орган увеличава постъпването на горещ въздух.

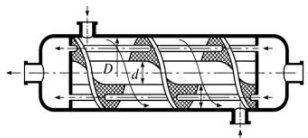
Регулатор на температура от такъв тип е показан на фиг.4.4.



Фиг.4.4

Металният манометричен термобалон 1 е съединен с помощта на капилляра 2 и камерата между хармоникообразната мембрана 3 и херметическия кожух над нея. Той се запълва с специална течност, температурата на кипене на която е по-ниско от зададеното значение на регулируемата температура. Налягането от парите на течността върху затвора 5 се уравновесяват от пружината. Манометрическият термобалон 1 се намира в сушилната камера. При увеличаване на температурата налягането на наситените пари на течността, запълваща горната част на балона се повишава и затвора 5 се притваря. При поничаване на температурата пружината повдига затвора 5 нагоре.

Регулатори от такъв тип се използват за регулиране на температури до 300°C.



ЛИТЕРАТУРА

- 1 Еленков, В., “Сушене и сушилна техника”, С., Земиздат, 1988
- 2 Еленков, Д., “Процеси и апарати в химическата промишленост”, С., Техника, 1970
- 3 Казакова-Санкева, Р., ”Топлоенергийни процеси и съоръжения”, Габрово, 2000
- 4 Казакова-Санкева, Р., ”Записки по сушене и сушилна техника”, УИ., В. Априлов, Габрово, 2001
- 5 Касабов, И., Кецлев, Н., “Наръчник за обслужване на отоплителни и климатични инсталации – II част – Сушилна техника” С., Техника, 1968
- 6 Лебедев, П. Д., “Расчет и проектирование сушильных установок”, М., Госэнергоиздат, 1963
- 7 Лебедев, П. Д., Щукин, А. А., ”Теплоизпользующие установки промышленных предприятий”, М., Энергия, 1970
- 8 Лыков, М. В., ”Сушка в химической промышленности”, М., Химия, 1970
- 9 Невенкин С., А. “Сушене и сушилна техника”, С. Техника, 1993
- 10 Сендов С., “Приложение на флуидизирани системи в промишлеността”, С. Техника, 1987
- 11 Цеков Т., “Пресмятане и конструиране на сушилни уредби”, С. Техника. 1968
- 12 Романков П, Г., Рашковская Н. Б., “Сушка в кипящем слое” М., Химия 1964