

Conf. dr. ing. Olga BANCEA

SISTEME DE VENTILARE INDUSTRIALĂ

EDITURA POLITEHNICA
TIMIȘOARA – 2009

Cuvânt înainte,

Prezenta lucrare „Sisteme de ventilare industrială” a fost elaborată pentru disciplina opțională – Instalații de ventilare industrială – de la Secția de „Instalații pentru Construcții” și se adresează atât studenților secției, cât și specialiștilor din domeniul instalațiilor de ventilare și climatizare.

Materialul cuprins în lucrare a fost elaborat în conformitate cu programa analitică și cu dotările existente în laboratorul de ventilații și climatizare, intenționând adâncirea pregătirii ingineresti a viitorilor specialiști în instalațiile de ventilare.

Lucrarea are caracterul specific al unui curs, în care se tratează problemele fundamentale și posibilitățile de soluționare a ventilării în domeniul industrial, în care desfășurarea proceselor tehnologice este însoțită de variate surse de nocivități. Se tratează problematica condițiilor de microclimă specifice condițiilor de muncă și a procesului tehnologic, cărora trebuie să le corespundă sistemele de ventilare.

Se tratează prin analiză calitativă și cantitativă fenomenele de bază ale următoarele probleme: - ventilarea naturală a halelor industriale; - sistemele de ventilare locală, specifice anumitor procese tehnologice, cum ar fi dușurile de aer, băile industriale etc.; - instalațiile de combatere a umidității în exces și instalațiile de umidificare; - instalațiile de desprăfuire a aerului în industrie cu echipamentele aferente; - sistemele de transport pneumatic. Se prezintă aspecte tehnice ale impurificării aerului și aparate standardizate pentru determinarea conținutului de pulberi în atmosfera de lucru. Se specifică și măsurile de protecție, cum ar fi sistemele de ventilare la avarie, instalațiile de desfumare. Pentru reducerea consumului de energie a acestor sisteme de ventilare, se analizează posibilitatea recuperării căldurii cu diferite tipuri de schimbătoare de căldură.

Prin felul în care este structurată, lucrarea oferă atât elementele necesare înțelegerii fenomenelor fizice, cât și bazele matematice și metodologia de soluționare, fiind însoțită de un bogat material documentar grafic și tabelar.

Se dorește ca prezenta lucrare să fie utilă atât studenților cât și specialiștilor din domeniul proiectării, execuției și exploatării instalațiilor de ventilare industrială. Autorul mulțumește celor care au sprijinit-o în elaborarea și editarea lucrării.

Autor

CUPRINS

	Cuvânt înainte	5
1	Microclimatul incintelor industriale	9
	1.1 Generalități	9
	1.2 Sisteme de ventilare aplicabile	9
	1.3 Prescripții ale normelor de protecția muncii	10
	1.4 Particularitățile factorilor de mediu în domeniul industrial	11
2	Ventilarea naturală organizată a halelor industriale	14
	2.1 Generalități	14
	2.2 Calculul v. n. o. prin metoda presiunilor convenționale	14
	2.2.1 Acțiunea diferenței de temperatură	14
	2.2.2 Acțiunea presiunii vântului	15
	2.2.3 Acțiunea combinată a vântului și diferenței de temperatură	16
	2.2.4 Determinarea secțiunii orificiilor prin metoda presiunilor convenționale	17
	2.3 Calculul v. n. o. pentru hale cu mai multe deschideri	19
	2.4 Determinarea debitului de aer pentru ventilare naturală organizată	22
	2.5 Dispozitive de ventilare naturală	25
3	Instalații de ventilare locală	29
	3.1 Generalități	29
	3.2 Instalații de ventilare locală prin refulare	29
	3.2.1 Dușuri de aer	29
	3.2.2 Perdele de aer	35
	3.3 Instalații de ventilare locală prin aspirație	42
	3.3.1 Condiții de utilizare	42
	3.3.2 Dispozitive deschise	42
	3.3.3 Dispozitive semiînchise	46
	3.3.4 Dispozitive închise	47
	3.3.5 Calculul hotelor	48
	3.3.6 Calculul aspirațiilor marginale	52
	3.3.7 Calculul nișelor	56
	3.4 Instalații de ventilare locală prin refulare și aspirație	59
	3.4.1 Tipuri constructive	59
	3.4.2 Calculul instalațiilor de ventilare locală prin refulare și aspirație	60

4	Instalații de descețare	64
	4.1 Generalități	64
	4.2 Tipuri de instalații de descețare	64
	4.2.1 Instalații de descețare prin ventilare generală	64
	4.2.2 Instalații de descețare cu corpuri de încălzire la partea superioară	68
	4.2.3 Instalații de descețare cu refularea aerului la partea superioară și inferioară	70
	4.2.4 Instalații de descețare utilizând dispozitive de ventilare locală	72
5	Instalații de umidificare	77
	5.1 Generalități	77
	5.2 Umidificarea izotermă	77
	5.3 Umidificarea adiabatică	78
	5.4 Pulverizarea de apă direct în încăpere	79
6	Debitul de aer pentru ventilare	82
	6.1 Relația generală de calcul	82
	6.2 Variația în timp a concentrației de nocivități în aerul incintei	84
7	Instalații de ventilare la avarie	86
	7.1 Descrierea instalației	86
	7.2 Debitul de aer pentru avarie	87
	7.3 Timpul de revenire la concentrația admisibilă	87
8	Instalații de desprăfuire	90
	8.1 Generalități	90
	8.2 Caracteristicile și proprietățile prafului	91
	8.3 Deplasarea prafului în câmp gravitațional	93
	8.4 Sisteme de desprăfuire	95
	8.5 Dispozitive de captare a prafului	99
	8.6 Separatoare de praf	101
	8.6.1 Clasificarea și caracteristicile separatoarelor de praf	101
	8.6.2 Tipuri constructive	103
	8.6.2.1 Camere de depunere	104
	8.6.2.2 Separatoare inerțiale și prin șoc	106
	8.6.2.3 Cicloane	109

8.6.2.4	Filtre cu țesătură	112
8.6.2.5	Filtre electrice	114
8.7	Calculul sistemelor de desprăfuire	117
9	Transportul pneumatic	122
9.1	Probleme generale	122
9.2	Sisteme de transport pneumatic	123
9.3	Calculul instalațiilor de transport pneumatic	127
9.3.1	Viteza materialului în conducte de transport pneumatic	127
9.3.2	Pierderile de presiune în conducte de transport pneumatic	134
9.3.3	Viteza optimă de transport pneumatic	137
10	Recuperarea căldurii din instalațiile de ventilare	140
10.1	Probleme generale	140
10.2	Recuperarea căldurii în schimbătoare recuperative	134
10.3	Recuperarea căldurii în schimbătoare regenerative	139
10.4	Recuperarea cu ajutorul pompelor de căldură	141
10.5	Randamentul anual de recuperare	144
10.6	Eficiența recuperatorului	145
10.7	Particularitățile recuperării căldurii din instalații de vent. tehnologice	146
11	Ventilarea garajelor	157
11.1	Generalități	157
11.2	Procedee de ventilare	159
11.3	Determinarea debitului de aer	161
12	Instalații de desfumare	166
12.1	Principii de realizare	166
12.2	Componente ale instalației de evacuare a fumului și gazelor fierbinți	166
12.3	Desfumare prin tiraj natural organizat	167
12.4	Desfumare mecanică	167
13	Determinarea pulberilor la locurile de muncă	171
13.1	Metode de determinare a gradului de prăfuire	171
13.2	Analiza gravimetrică	171
13.3	Analiza coniomtrică	174
13.4	Determinarea gradului de dispersie	176
	Bibliografie	183

1. MICROCLIMATUL INCINTELOR INDUSTRIALE

1.1. Generalități

Instalațiile de ventilare și climatizare industriale au ca scop asigurarea condițiilor de puritate a aerului și a microclimei corespunzătoare activității depuse de om și a naturii procesului tehnologic.

Realizarea acestor cerințe contribuie la menținerea capacității de muncă, la înlăturarea îmbolnăvirilor profesionale, la ridicarea productivității muncii, a calității produselor, etc.

Clădirile industriale cuprind în general spații mari cu surse variate de nocivități. Felul surselor și amplasarea lor depind de procesul tehnologic din fiecare secție. Pentru diluarea nocivităților, asigurarea condițiilor de mediu necesare protecției muncii și realizării microclimatului cerut de procesul de producție, prin instalațiile de ventilare industrială se vehiculează debite mari de aer.

Alcătuirea sistemelor de ventilații în secțiile industriale necesită cunoașterea amănunțită a procesului tehnologic, a utilajelor și amplasarea lor, natura și cantitatea nocivităților, condițiile de mediu cerute din punct de vedere tehnologic și al protecției muncii.

Bazele de calcul și considerațiile din domeniul clădirilor de locuit, administrative și social culturale își păstrează valabilitatea și în cazul instalațiilor de ventilare industrială, cu o serie de particularități:

- în adaptarea unui sistem de ventilare, în afara restricțiilor de ordin constructiv-arhitectural, apar restricții și de ordin tehnologic, funcțional, legate de posibilitatea amplasării utilajelor;
- în spațiile ventilate apar și alte degajări nocive în afară de căldură, umiditate și CO₂.

1.2. Sisteme de ventilare aplicabile

- *ventilarea naturală organizată* – în cazul atelierelor calde, fără degajări de vapori nocivi, gaze sau praf, cu degajări mari de căldură și în mai mică măsură degajări de umiditate; se aplică mai ales sub forma de ventilare mixtă sau alături de alte sisteme;
- *ventilarea mecanică de schimb general* – când există degajări de substanțe nocive și ventilarea naturală organizată ar fi insuficientă;
- *ventilarea prin refularea locală a aerului* – pentru îmbunătățirea condițiilor de muncă în anumite zone aflate lângă surse calde, puternic radiante sau pentru împiedicarea pătrunderii aerului rece prin uși exterioare;
- *ventilarea prin aspirația locală a aerului* – când există surse concentrate de degajări nocive și ventilarea generală este insuficientă chiar la debite mari de aer;

- *ventilare locală de aspirație și refulare* – de exemplu la băi industriale;
- *ventilarea de avarie* – care intră automat în funcție în cazul în care se produc mari degajări accidentale de substanțe nocive, ca urmare a unor defecțiuni ale instalațiilor tehnologice;
- *climatizarea industrială* – este impusă de procesele de fabricație, de necesitatea unor condiții precise, în cazul prelucrării de mare precizie, încercărilor, etalonării.

Sistemul de ventilare adoptat trebuie să țină seama de procesul tehnologic, de densitatea surselor și modul de propagare a nocivităților, de intensitatea degajărilor nocive.

La alegerea soluțiilor de ventilare în secțiile industriale se respectă unele reguli generale:

- schema de ventilare adoptată trebuie să asigure deplasarea aerului în sensul de propagare a nocivităților;
- captarea și evacuarea noxelor chiar la locul unde se produc (folosirea instalațiilor de absorbție locală în cazul noxelor concentrate sau prevederea de instalații de avarie în cazul pericolului de scăpări accidentale de substanțe toxice), pentru a evita răspândirea lor;
- introducerea aerului proaspăt cât mai aproape de zona de lucru a oamenilor;
- sistemul de ventilare să asigure uniformitatea parametrilor aerului în întregul spațiu al încăperii, pentru a evita aglomerarea de substanțe nocive;
- folosirea sistemului în suprapresiune sau depresiune care să limiteze împrăștierea noxelor în sau din alte încăperi sau pentru evitarea curenților de aer rece.

1.3. Prescripții ale N.R.P.M.

Normele republicane și de protecția muncii reglementează condițiile de microclimă ale incintelor industriale, caracteristicile sistemelor de ventilare și climatizare, măsurile de protecția muncii și măsurile speciale. Principalele prevederi din normele de protecția muncii care se referă la ventilarea încăperilor industriale sunt cu privire la:

- normele de igiena muncii
- tehnica securității muncii legate de microclimatul încăperilor
- prevenirea îmbolnăvirilor profesionale și a accidentelor provocate de gaze, vapori sau pulberi.

Procesele tehnologice sunt însoțite de degajări importante de gaze, vapori, pulberi cu acțiune toxică asupra organismului uman, zgomote, vibrații, radiații (ultrascurte, nucleare, de tip laser etc.). Normele Generale de Protecția Muncii indică concentrațiile admise, temperaturile de aprindere și inflamabilitate, limitele concentrațiilor din punct de vedere al exploziei pentru nocivitățile degajate. Dacă se are în vedere natura procesului tehnologic și totalitatea factorilor care influențează microclimatul industrial, măsurile de protecția muncii se pot grupa pe trei nivele:

- Norme Generale de Protecția Muncii, valabile la nivelul tuturor unităților productive;
- Norme Unice de Protecția Muncii, specifice ramurilor industriale;
- Norme Specifice de Protecția Muncii, caracteristice unor domenii în care sunt necesare completări funcție de particularitățile locului de muncă.

Condițiile de microclimă în cazul diverselor procese de producție sunt întabulate pentru perioada caldă și rece a anului.

Categoria de muncă sau tipul de încăpere de producție se determină pe baza degajării totale de căldură. Viteza de mișcare a aerului în încăperi productive $v \geq 0,3$ m/s pentru $t_i > 25$ °C. Radiația calorică la nivelul lucrătorilor să fie sub 10 kcal/m²min. Temperatura exterioară superficială a utilajelor să fie sub 55 °C, în caz contrar se prevăd dușuri de aer, perdele de aer, pulverizarea apei, etc. În cazul radiațiilor calorice mari se prevăd măsuri: izolarea spațiului de lucru, organizarea întreruperii periodice în timpul lucrului sau reducerea timpului de lucru, amenajarea de spații speciale de repaus, mijloace de protecție individuale, etc.

1.4. Particularitățile factorilor de mediu în domeniul industrial

Asigurarea condițiilor de microclimat corespunzător activității desfășurate de oameni sau a particularităților procesului tehnologic, constă în menținerea sau limitarea la anumite valori a factorilor care garantează calitatea mediului dintr-o incintă industrială.

Microclima unei incinte presupune menținerea la anumite valori a mărimii:

- factorilor de confort termic: temperatura aerului, umiditatea relativă, viteza aerului, temperatura medie de radiație, rezistența termică a îmbrăcămintei;
- factori secundari: puritatea aerului, grad de ionizare, nivel de zgomot, factori biologici, nivel de iluminat, radiații.

Temperatura aerului interior – conform N.G.P.M. are valorile limitate în funcție de umiditatea relativă și viteza aerului, diferențiat în funcție de categoria de muncă și de clasa de degajări de căldură în procesul de muncă. Prin categorie de muncă înțelegând starea de efort fizic depusă de om, determinată de activitatea profesională, măsurabilă prin cantitatea de căldură cedată de om mediului ambiant, conform tabelului 1:

Tabelul 1.1

Degajarea de căldură în funcție de intensitatea efortului fizic determinată de activitățile profesionale

Felul muncii	Degajarea de căldură (W)
- activități cu caracter static	până la 140 W/persoană
- muncă fizică ușoară	141 - 200 W/persoană
- muncă fizică medie	201 - 350 W/persoană
- muncă fizică grea	peste 350 W/persoană.

Limitele termice admise la locurile de muncă, respectiv corelația dintre temperatura minimă și viteza maximă a aerului interior în funcție de categoria de muncă se prezintă în tabelul 1.2 și tabelul 1.3.

Tabelul 1.2

Limite termice minime admise la locurile de muncă

Categoria de muncă	t_i (°C) [minim]	v_i (m/s) [maxim]
activități cu caracter static	18 – 20	0,2
muncă fizică ușoară	16	0,3
muncă fizică medie	15	0,4
muncă fizică grea	12	0,5

Tabelul 1.3

Limite termice maxime admise la locurile de muncă

Umiditatea relativă a aerului (%)	t_i (°C)			
	degajare de căldură până la 140 W	degajare de căldură 141-200	degajare de căldură 201-350	degajare de căldură peste 350 W
până la 20	45	42	39	36
21-40	42	40	37	33
41-60	39	37	34	30
61-80	36	34	32	28
peste 80	34	32	30	26

Umiditatea relativă a aerului interior – se corelează cu temperatura aerului interior și categoria de muncă în perioada caldă a anului și se limitează la valoarea de 65% în perioada rece a anului pentru evitarea fenomenului de condensare a vaporilor de apă pe suprafețele interioare ale elementelor de construcție. Cazul în care condițiile tehnologice și de asigurarea calității produselor (din industria textilă, alimentară, etc.) impun o umiditate relativă de 65 – 70 % mai ales vara, conduce la zăpușeală.

Viteza de mișcare a aerului interior – se impune în funcție de temperatura minimă a aerului interior sau se corelează cu temperatura de refulare. În secții de prelucrări fine sau în cazul în care condițiile tehnologice o impun este necesară reducerea vitezei aerului pentru a limita apariția gradientilor de temperatură pe orizontală.

Temperatura medie de radiație – determină schimbul de căldură radiant al omului cu mediul ambiant și se corelează cu temperatura interioară, existând și restricții cu privire la temperatura superficială a elementelor interioare (utilaje, elemente de construcție, etc.) la maxim 55 °C.

În incintele cu degajări mari de umiditate, iarna este necesară limitarea temperaturii superficiale a elementelor delimitatoare reci (pereți exteriori, acoperiș, etc.) cu cel puțin 1 °C deasupra punctului de rouă a aerului interior.

Nivelul radiațiilor calorice se determină prin măsurarea sau se apreciază pe baza tabelului 1.4.

Tabelul 1.4

Aprecierea nivelului radiațiilor calorice la locul de muncă pe baza senzației termice în zona cutanată expusă

Timpul de suportare a expunerii	Nivelul estimat al radiațiilor calorice (W/cm ²)
4 minute	0,07
50 secunde	0,14
20 secunde	0,21

Puritatea aerului – procesele tehnologice din industria electrotehnică, mecanică fină, farmaceutică, etc. impun restricții privitoare la concentrația de praf și a diametrului particulelor. Pe lângă operațiile de filtrare a aerului exterior se prevede pe circuitul aerului proaspăt o instalație specială de reținere și neutralizare a diferitelor noxe.

În tabelul 1.5 se prezintă câteva concentrații admise de noxe în zona de lucru.

Tabelul 1.5

Concentrații maxime admise de pulberi în zona de lucru

Nr.	Denumirea pulberilor	Concentrația maximă admisă (CMA)
1	Pulberi cu conținut de SiO ₂ 5-10%	6-8 mg/m ³
2	Pulberi cu conținut de SiO ₂ amorf	8 mg/m ³
3	Pulberi de azbest fără amestecuri	3 mg/m ³
4	Pulberi de caolin, feldspat, mică, talc	8 mg/m ³
5	Pulberi de silicați artificiali (ciment, sticlă)	15 mg/m ³
6	Pulberi de vată de sticlă	8 mg/m ³
7	Pulberi de cărbune, grafit, cocs	10 mg/m ³
8	Pulberi de aluminiu și aliaje	3 mg/m ³
9	Pulberi de bumbac, in, cânepă, iută	6 mg/m ³
10	Pulberi de tutun, ceai	8 mg/m ³
11	Pulberi de altă natură	15 mg/m ³

Ventilarea industrială este impusă prin lege, încât pe lângă asigurarea condițiilor necesare proceselor tehnologice să se asigure și să se realizeze condițiile de tehnica securității și protecției muncii. Conform Legii Mediului, aerul evacuat din instalațiile de ventilare industrială trebuie epurat înainte de a fi evacuat în atmosferă pentru limitarea poluării mediului.

2. VENTILAREA NATURALĂ ORGANIZATĂ A HALELOR INDUSTRIALE

2.1. Generalități

Ventilarea naturală organizată se realizează în vederea combaterii degajărilor de căldură și umiditate. Ea reprezintă schimbul de aer realizat între interior și exterior sub acțiunea factorilor climatici: presiunea vântului și presiunea termică.

Este sistemul de ventilare cel mai economic, necesită investiții minime și este fără consum de energie. Dezavantajele constau în faptul că:

- schimbul de aer realizat este variabil în timp, cu tendințe de scădere când necesitățile de ventilare sunt mai mari;
- nu asigură o ventilare uniformă la hale cu raportul $b/h > 20$, devenind inefficientă pentru zonele centrale;
- nu realizează decât maxim 1 schimb/oră, de aceea iarna se recurge la ventilarea mixtă.

În lipsa practicării de amenajări speciale, orice încăpere normală este ventilată natural, datorită infiltrației aerului prin rosturile ferestrelor și ușilor exterioare și în mai mică măsură datorită permeabilității la aer a elementelor de construcție.

Pentru o încăpere obișnuită de volum V , cu elemente delimitatoare exterioare, la o diferență de temperatură dintre interior și exterior $\Delta t = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$, debitul de aer infiltrat $L_{inf} = (0,01 \dots 0,05)V [\text{m}^3/\text{h } ^\circ\text{C}]$, prin creșterea diferenței de temperatură ventilarea naturală poate asigura între 0,3 ... 1,5 schimburi/oră.

2.2. Calculul ventilării naturale prin metoda presiunilor convenționale

2.2.1. Acțiunea diferenței de temperatură (presiunea termică)

Diferența de presiune rezultă în urma diferenței de densitate dintre aerul exterior și interior. Legea de repartiție a acestor presiuni se poate determina prin studiul unei incinte (fig. 2.1) în care $t_i > t_e$ și viteza vântului $v = 0$. Experimental s-a constatat că prin practicarea unor orificii mici în pereți, la jumătatea înălțimii dintre axele deschiderilor amenajate, $p_{e0} = p_{i0} = p_a$. Se definește acest plan ca zonă neutră și se folosește ca plan de referință pentru determinarea repartiției presiunii termice pe înălțimea incintei.

$$p_{e1} = p_a + h_1 \cdot \rho_e \cdot g$$

$$p_{e2} = p_a - h_2 \cdot \rho_e \cdot g$$

$$p_{i1} = p_a + h_1 \cdot \rho_i \cdot g$$

$$p_{i2} = p_a - h_2 \cdot \rho_i \cdot g$$

$$t_e < t_i ; \quad \rho_i < \rho_e$$

$$\rho_i < \rho_e$$

$$\Delta p_1 = p_{e1} - p_{i1} = h_1(\rho_e - \rho_i) g$$

$$\Delta p_2 = p_{i2} - p_{e2} = h_2(\rho_e - \rho_i) g \quad (2.1)$$

Rezultă că Δp_1 , Δp_2 au o variație lineară de forma:

$$\Delta p = h \cdot g \cdot \Delta p \quad (2.2)$$

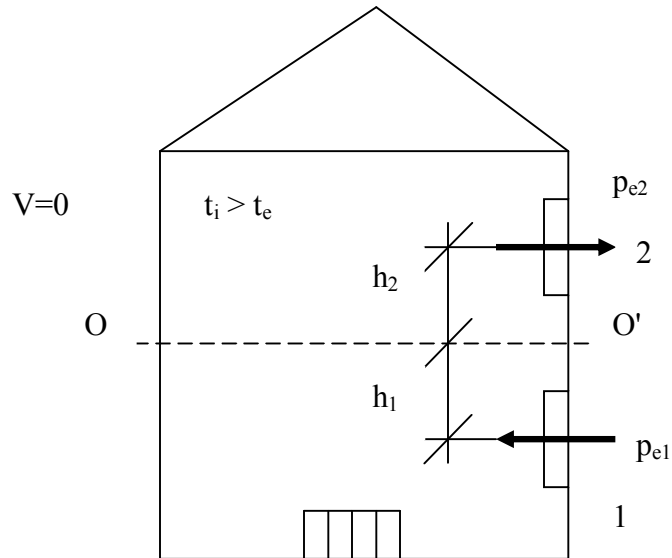


Fig. 2.1 Schemă de calcul

2.2.2. Acțiunea presiunii vântului

Presiunea vântului este proporțională cu coeficientul aerodinamic k_v , care reprezintă practic raportul dintre presiunea efectivă pe o anumită față a clădirii și presiunea din impact a vântului.

$$p_v = k_v \rho_e v^2/2 \quad (\text{N/m}^2; \text{Pa}) \quad (2.3)$$

Coeficientul aerodinamic depinde de profilul halei și de direcția de bătaie a vântului. Această mărime se determină prin încercări pe modele de hale, în tunel aerodinamic. Pe fețele expuse vântului valorile sunt pozitive, iar pe zone de siaj sunt negative. În principal sub acțiunea vântului orificiile de pe fața bătută de vânt lucrează la introducerea aerului, iar cele amplasate pe partea opusă lucrează la evacuarea aerului.

Clădirile reprezintă un obstacol în calea vântului, la colțurile lor se produc desprinderi ale stratului limită atmosferic, ceea ce duce la formarea unor zone de circulație (umbre aerodinamice), dependente de dimensiunile și profilul clădirilor. Pentru clădirile „late” ($b > 2,5 h_{cl}$) (fig. 2.2a) se formează o zonă de circulație pe acoperiș și una adăpostită.

Pentru clădirile „înguste” ($b \leq 2,5 h_{cl}$) (fig. 2.2b), zonele de circulație ale aerului sunt comasate.

În interiorul zonelor de circulație se formează vârtejuri care depind de: viteza de curgere în curentul neperturbat, de direcția mișcării aerului în raport cu clădirea. Viteza aerului în aceste zone este mai redusă, însă crește gradul de turbulență în raport cu cel din amonte de clădire.

Suprapresiunea și depresiunea în jurul clădirii se formează prin transformarea energiei cinetice a vântului în energie potențială.

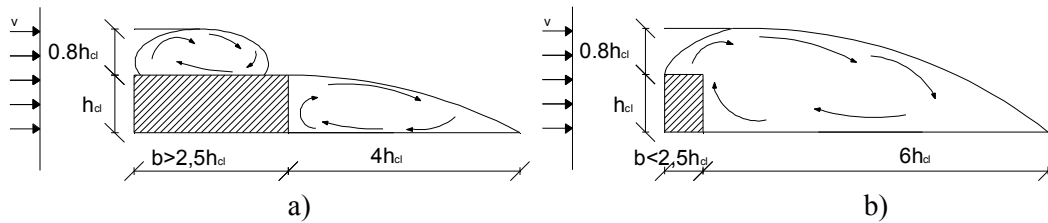


Fig. 2.2 Acțiunea vântului asupra unei clădiri

2.2.3. Acțiunea combinată a vântului și a diferenței de temperatură

Cei doi factori naturali acționează combinat influențând dimensiunile deschiderilor pentru ventilare naturală, datorită influențării diferenței de presiune la nivelul acestora.

Se consideră o incintă cu două deschideri, amplasate la înălțimile h_1 și h_2 de pardoseală (fig. 2.3).

Nivelul zonei neutre nu se cunoaște în acest caz, se alege un plan de referință, nivelul pardoselii finite sau axa orificiilor de la nivelul inferior, unde se consideră o presiune necunoscută p_x .

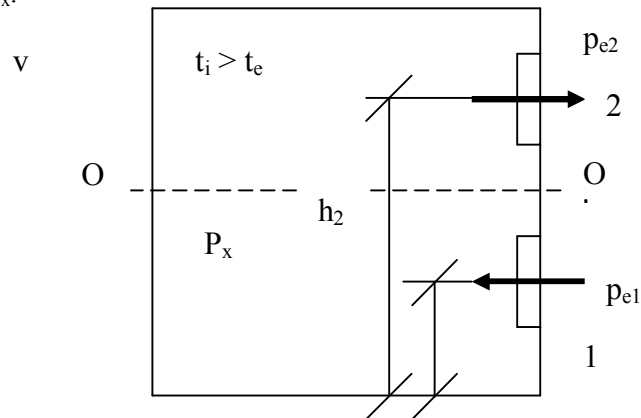


Fig. 2.3 Presiunile de calcul, sub acțiunea combinată a factorilor naturali

Temperatura pe înălțimea incintei fiind variabilă, se consideră în mod convențional că presiunea interioară este constantă iar presiunea la fața exterioară se modifică, astfel încât diferența de presiune dintre fețele orificiilor, în cazul real și convențional să rămână aceeași.

Se admite acest lucru pentru că debitul de aer care curge printr-o deschidere, nu depinde de presiunea de pe cele două fețe ci de diferența dintre cele două presiuni.

Presiunile interioare, considerate pentru simplificare ca suprapresiuni în raport cu presiunea atmosferică, vor fi:

$$\begin{aligned} p_{i1} &= p_x - h_1 \cdot \rho_i \cdot g \\ p_{e1} &= p_{v1} - h_1 \cdot \rho_e \cdot g \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_{i2} &= p_x - h_2 \cdot \rho_i \cdot g \\ p_{e2} &= p_{v2} - h_2 \cdot \rho_e \cdot g \end{aligned}$$

Deoarece debitul de aer ce pătrunde prin orificii e proporțional cu diferența de presiune, rezultă:

$$\Delta p_1 = p_{e1} - p_{i1} = p_{v1} - p_x - h_1(\rho_e - \rho_i)g = [p_{v1} - h_1(\rho_e - \rho_i)g] - p_x \quad (2.4)$$

$$\Delta p_2 = p_{i2} - p_{e2} = p_x - p_{v2} + h_2(\rho_e - \rho_i)g = p_x - [p_{v2} - h_2(\rho_e - \rho_i)g] \quad (2.5)$$

Ceea ce înseamnă că în mod convențional se consideră presiunea la fața interioară a tuturor orificiilor egală cu p_x , modificând însă presiunea la fața exterioară, astfel încât diferența de presiune reală să nu se schimbe. În aceste condiții valoarea aleasă pentru p_x trebuie să satisfacă următoarele condiții:

$$p_x < p_{v1} - h_1(\rho_e - \rho_i)g \quad (2.6)$$

$$p_x > p_{v2} - h_2(\rho_e - \rho_i)g \quad (2.7)$$

Dacă nu se pot găsi valori pentru p_x care să satisfacă aceste condiții, înseamnă că ipoteza făcută inițial privind modul de funcționare al orificiilor nu este reală și trebuie schimbată.

2.2.4. Determinarea secțiunii orificiilor prin metoda presiunilor convenționale

Sucesiunea operațiilor necesare se urmărește pe o incintă cu mai multe orificii, aflată sub acțiunea vânturilor dominante și a $t_i > t_e$.

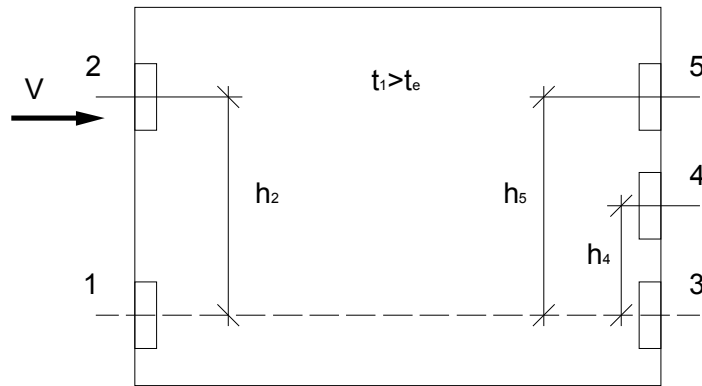


Fig. 2.4 Schema de calcul pentru o hală cu o deschidere

Se face o ipoteză logică de funcționare a orificiilor, de exemplu, orificiile 1, 2, 3 vor funcționa la introducerea aerului iar orificiile 4, 5 la evacuarea aerului.

În principiu dacă $t_i > t_e$ deschiderile de la partea inferioară vor lucra în mod normal la introducerea aerului iar cele de la partea superioară, la evacuarea aerului. Din punct de vedere al acțiunii vântului, orificiile amplasate în zona de suprapresiune (pe fața bătută de vânt) lucrează la introducerea aerului, iar cele de pe fața opusă vântului vor lucra la evacuarea aerului.

Se face bilanțul de aer al încăperii, se repartizează debitul de aer de ventilare (L) pe cele 5 orificii.

$$L = L_1 + L_2 + L_3 = L_4 + L_5 \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2.8)$$

Se determină diferența de presiune care se realizează în dreptul fiecărui orificiu, datorită acțiunii vântului și a presiunii termice, luând ca plan de referință axul orificiilor 1 – 3, considerând că suprapresiunea în raport cu presiunea atmosferică este p_x (aceeași la fața interioară a tuturor orificiilor).

Orificiu	Presiunea interioară	Presiunea exterioară	Diferența de presiune Δp
1	p_x	p_{v1}	$p_{v1} - p_x$
2	p_x	$p_{v2} - h_2(\rho_e - \rho_i)g$	$p_{v2} - h_2(\rho_e - \rho_i)g - p_x$
3	p_x	p_{v3}	$p_{v3} - p_x$
4	p_x	$p_{v4} - h_4(\rho_e - \rho_i)g$	$p_x - [p_{v4} - h_4(\rho_e - \rho_i)g]$
5	p_x	$p_{v5} - h_5(\rho_e - \rho_i)g$	$p_x - [p_{v5} - h_5(\rho_e - \rho_i)g]$

O dimensionare economică a dispozitivelor de ventilare naturală organizată, ia în considerare factorii vânt și presiune termică, necesită cunoașterea coeficienților aerodinamici ai clădirii pentru diverse unghiuri ale vântului precum și viteza de calcul a acestuia.

Știind că debitul de aer ce trece printr-un orificiu este proporțional cu viteza și secțiunea, se poate scrie:

$$L = \mu \cdot S \cdot v = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2.9)$$

în care:

μ - coeficientul de debit (de trecere), produsul dintre coeficientul de viteză și de contracție a vântului de aer, pentru deschideri dreptunghiulare este egal cu 0,64;

S - secțiunea de trecere, în m^2 ;

v - viteza, în m/s .

Bilanțul de debitelor de aer, va fi:

$$\mu_1 S_1 \sqrt{\frac{2 \Delta p_1}{\rho_e}} + \mu_2 S_2 \sqrt{\frac{2 \Delta p_2}{\rho_e}} + \mu_3 S_3 \sqrt{\frac{2 \Delta p_3}{\rho_e}} = \mu_4 S_4 \sqrt{\frac{2 \Delta p_4}{\rho_i}} + \mu_5 S_5 \sqrt{\frac{2 \Delta p_5}{\rho_i}} \quad (2.10)$$

Rezolvarea acestei ecuații înseamnă găsirea valorii p_x care să satisfacă condițiile:

$$p_x < p_{v1}$$

$$p_x < p_{v2} - h_2 (\rho_e - \rho_i) g$$

$$p_x < p_{v3}$$

$$p_x > p_{v4} - h_4 (\rho_e - \rho_i) g$$

$$p_x > p_{v5} - h_5 (\rho_e - \rho_i) g$$

Cu valoarea p_x calculată se determină secțiunea de trecere necesară:

$$S_j = \frac{L_j}{\mu_j \sqrt{\frac{2 \Delta p_j}{\rho_k}}} \quad (\text{m}^2) \quad (2.11)$$

2.3. Calculul ventilării naturale organizate pentru hale cu mai multe deschideri

În calculul hălelor cu mai multe deschideri există diverse combinații de secții cu procese tehnologice „calde” și „reci”. În funcție de amplasarea secțiilor calde și reci, în deschiderile de mijloc se realizează o circulație a aerului pe baza diferențelor de densitate ale aerului din secțiile alăturate.

Posibilitățile de organizare a schimbului de aer se obțin prin combinații de secții „calde” și „rece”.

Calculul ventilării naturale organizate necesită următoarele etape:

- calculul sarcinii termice și de umiditate pentru fiecare deschidere, a raportului de termo umiditate ε , a temperaturii din zona de lucru, respectiv a debitului de aer;
- se amplasează orificiile de ventilare și se face o ipoteză logică de funcționare a acestora.

Dacă sunt două secții apropiate una „caldă” și una „rece” se va introduce mai întâi aerul prin secția „rece” care va trece apoi în secția „caldă”.

Mai frecvent se întâlnește cazul halei cu alternanță „cald - rece – cold ” (fig. 2.5).

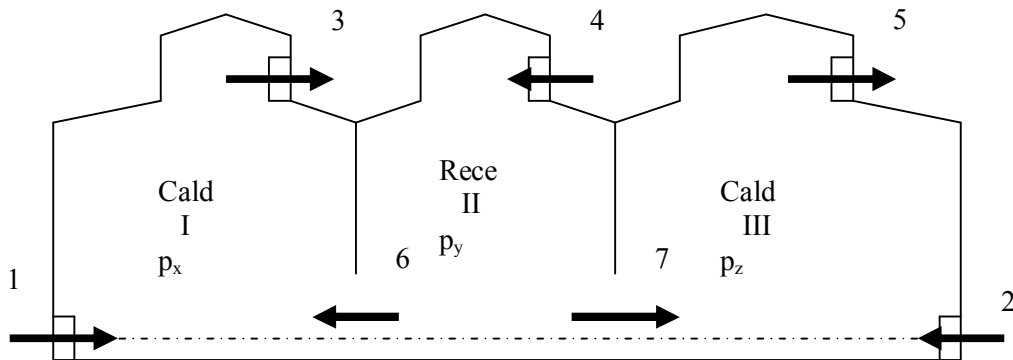


Fig. 2.5 Hală industrială cu mai multe deschideri, amplasarea orificiilor de ventilare

În acest caz, temperatura $t_I > t_{II}$ și $t_{III} > t_{II}$, aerul exterior va fi introdus prin orificiile 1, 2, 4 și va fi evacuat prin orificiile 3, 5. Există și o circulație a aerului între secții, de la secția „rece” spre secțiile „calde” I și III, prin orificiile 6 și 7.

- se scriu presiunile fictive (pe fața exterioară) a orificiilor luând ca plan de referință axa orificiilor 1 – 2, considerând în cele trei secții presiunile necunoscute p_x (secția I), p_y (secția II) și p_z (secția III):

Nr. secție	Nr. orificiu	Presiunea interioară	Presiunea exterioară	Diferența de presiune Δp
I	1	p_x	p_{v1}	$p_{v1} - p_x > 0$
	3		$p_{v3} - h_3(\rho_e - \rho_I)g$	$p_x - [p_{v3} - h_3(\rho_e - \rho_I)g] > 0$
	6		-	$p_y - p_x > 0$
II	4	p_y	$p_{v4} - h_4(\rho_e - \rho_{II})g$	$[p_{v4} - h_4(\rho_e - \rho_{II})g] - p_y > 0$
	6		-	$p_y > p_x$
	7		-	$p_y > p_z$
III	5	p_z	$p_{v5} - h_5(\rho_e - \rho_{III})g$	$p_z - [p_{v5} - h_5(\rho_e - \rho_{III})g] > 0$
	2		p_{v2}	$p_{v2} - p_z > 0$
	7		-	$p_y - p_z > 0$

- condițiile diferențelor de presiuni, determină domeniile de valabilitate pentru valorile p_x , p_y , p_z care satisfac sensul de circulație al aerului ales;
- se determină diferențele reale de presiune la nivelul orificiilor;
- se face o repartizare a debitelor pe orificii:

Debit necesar secția	Orificiu de introducere	Orificiu de evacuare	Obsv.
L_I	$L_1 + L_6$	L_3	$L_3 = L_I$
L_{II}	L_4	$L_6 + L_7$	$L_4 = L_{II}$
L_{III}	$L_2 + L_7$	L_5	$L_5 = L_{III}$

- Se determină suprafața orificiilor cu relația:

$$S_j = \frac{L_j}{\mu_j \sqrt{\frac{2 \Delta p_j}{\rho_k}}} \quad (\text{m}^2) \quad (2.12)$$

2.4. Determinarea debitului de aer pentru ventilare naturală organizată

În sistemele curente de proiectare se pune problema determinării sarcinii termice, calcul debitului de aer necesar pentru preluarea acesteia, iar pe baza alegerii unor orificii tipizate și a cunoașterii înălțimii lor de amplasare să se determine suprafața orificiilor de introducere și evacuare.

Pentru calculul debitului de aer se poate utiliza una din următoarele modalități (fig. 2.6):

- a) în cazul în care degajările de umiditate sunt neglijabile în raport cu cele de căldură $\varepsilon \rightarrow \infty$, debitul de aer se calculează cu relația:

$$L = \frac{Q_v}{i_{ev} - i_r} \approx \frac{Q_v}{c_p (t_{ev} - t_r)} \quad (\text{kg/s}) \quad (2.13)$$

în care:

Q_v – sarcina termică de vară (kW)

i_{ev}, i_r – entalpia aerului evacuat respectiv refulat în încăperea (kJ/kg)

c_p – căldura specifică a aerului (kJ/kg °C)

t_{ev}, t_r – temperatura aerului evacuat respectiv refulat (°C)

Temperatura aerului evacuat se poate determina cu ajutorul gradientului de temperatură (β_t) sau a coeficientului de preluare a căldurii perceptibile (m) în zona de lucru.

$$t_{ev} = t_{zl} + \beta_t (H - h_{zl}) \quad (2.14)$$

$$t_{ev} = t_r \frac{t_{zl} - t_r}{m} \quad (2.15)$$

în care:

t_{zl} – temperatura zonei de lucru (°C); conform Normativului I5/98;

β_t – gradientul de temperatură pe verticală (°C/m), gradientul după Molcianov este conform tabelului 2.1:

Tabelul 2.1

Valorile gradientului de temperatură β_t

Degaj. De căldură (W/m ³)	Înălțimea încăperii (m)									
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	β_t (°C)									
<23	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,4	0,35	0,3	0,3
23...47	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,4	0,35
48...70	1	0,9	0,9	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,5	0,4
71...93	1	0,9	0,9	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,5	0,4
91...116	0,8	0,7	0,7	0,65	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,35
117...174	0,65	0,6	0,6	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,4	0,35

H – înălțimea incintei (m);

h_{zl} – înălțimea zonei de lucru (m);

m – coeficientul de preluare a căldurii perceptibile în zona de lucru ($m = 0,3 \dots 0,9$) în funcție de gradul de ocupare cu mașini și utilaje al pardoselii ($s/S = 0,1 \dots 0,6$);

s – suprafața ocupată de surse; S – suprafața pardoselii;

$$m = \frac{Q_{zl}}{Q} = \frac{L c_p (t_{zl} - t_r)}{L c_p (t_{ev} - t_r)} = \frac{t_{zl} - t_r}{t_{ev} - t_r} \quad (2.16)$$

Temperatura aerului în zona de lucru trebuie să îndeplinească condițiile:

$$t_{zl} \leq t_e + 5 \text{ } ^\circ\text{C} \leq 31 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{pentru } q \leq 25 \text{ W/m}^2$$

$$t_{zl} \leq t_e + 5 \text{ } ^\circ\text{C} \leq 33 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{pentru } q > 25 \text{ W/m}^2$$

q – încărcarea termică specifică a incintei (W/m²)

Q_{zl} – debitul de căldură perceptibilă preluat de aerul de ventilare pe distanța dintre gurile de refulare până la gurile de evacuare;

- b)** în cazul secțiilor industriale cu degajări importante de căldură și umiditate, cu sistem optim de ventilare „jos – sus”, debitul se determină cu relația:

$$L = \frac{Q_{zl}}{i_{zl} - i_r} \approx \frac{G_{zl}}{x_{zl} - x_r} \quad (\text{kg/s}) \quad (2.17)$$

în care căldura și umiditatea preluate din zona de lucru se determină pe baza coeficienților adimensionali α și β :

$$Q_{zl} = \alpha Q_v \quad (2.18)$$

$$G_{zl} = \beta G_v \quad (2.19)$$

Q_v și G_v reprezintă sarcina totală termică și de umiditate;

Valorile α și β sunt în funcție de direcția procesului de transformare ε și de raportul h_{zl} / H , respectiv de gradul de turbulență al aerului din încălț.

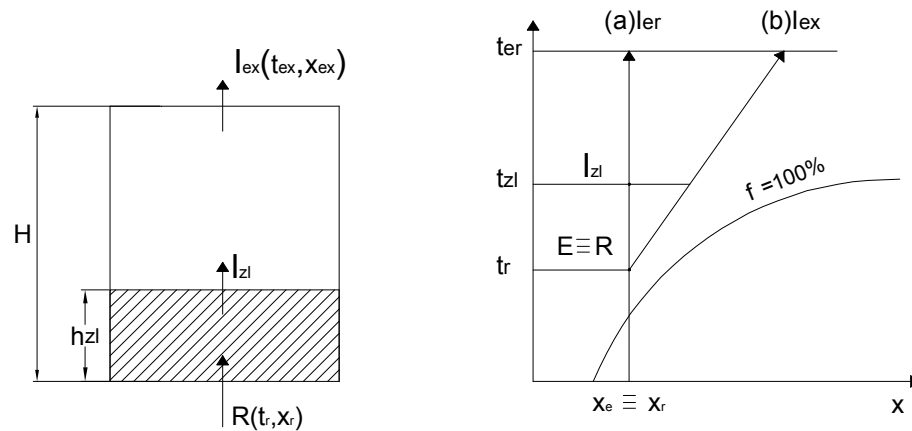


Fig. 2.6 Reprezentare schematică a procesului

Ventilarea naturală a halelor cu mai multe deschideri ridică probleme în asigurarea împropătării aerului în deschiderile centrale. În principiu dacă două deschideri sunt cu încărcări termice diferite, se introduce aerul mai întâi în zona rece și apoi acesta trece în zona caldă a halei.

Pentru realizarea unei ventilări mai uniforme sau pentru a asigura în timpul iernii încălzirea aerului introdus, în mai multe cazuri se folosește ventilarea mixtă a incintelor industriale. După caz se folosesc:

- instalații în suprapresiune, în care aerul este refulat mecanic prin instalații centralizate, aroterme, generatoare de aer cald, etc.

- instalații în depresiune, în care se realizează introducerea naturală a aerului, evacuarea acestuia se face printr-o instalație centralizată sau cu ventilatoare axiale de acoperiș sau de perete.

Exploatarea instalațiilor de ventilare mixtă se face diferențiat după anotimp, încât să se asigure o economie a consumului de energie termică și electrică.

2.5. Dispozitive de ventilare naturală

Pentru ventilarea naturală a incintelor industriale se pot utiliza ferestre mobile, deflectoare, luminatoare sau coșuri de ventilare.

- a) *Ferestrele mobile* – se prevăd atât în fațadele halei industriale cât și în luminatoare, fiind alcătuite ca tip constructiv din ochiuri mobile, simple sau duble, cu axul de rotire la partea superioară, la mijloc sau la partea inferioară. În tabelul 2.2 se indică valorile coeficienților de rezistență locală ζ și coeficienții de debit μ pentru ochiurile mobile cu unghiul de deschidere α și raportul laturilor l/b .

Tabelul 2.2

Coeficientul de rezistență locală ζ și coeficientul de debit μ pentru orificii de ventilare naturală

Tipul elementului mobil	Unghiul de deschidere α	b/l = 1		b/l = 0,5		b/l = 0,33	
		ζ	μ	ζ	μ	ζ	μ
0	1	2	3	4	5	6	7
Fereastră mobilă în jurul axului superior (pătrunderea aerului din exterior)	15	16,00	0,25	20,60	0,22	30,80	0,18
	30	5,65	0,42	6,90	0,38	9,15	0,33
	45	3,68	0,52	4,00	0,50	5,15	0,44
	60	3,07	0,57	3,18	0,56	3,54	0,53
	90	2,59	0,62	2,59	0,62	2,59	0,62
Fereastră mobilă în jurul axului superior (evacuarea aerului din interior)	15	11,10	0,30	17,3	0,24	30,80	0,18
	30	4,90	0,45	6,90	0,38	8,60	0,34
	45	3,18	0,56	4,00	0,50	4,70	0,46
	60	2,51	0,63	3,07	0,57	3,30	0,55
	90	2,22	0,67	2,51	0,63	2,51	0,63

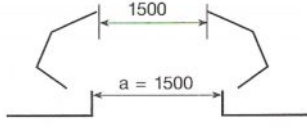
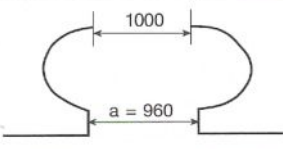
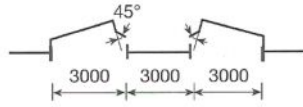
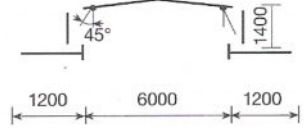
0	1	2	3	4	5	6	7
Fereastră mobilă în jurul axului central	15	45,30	0,15	-	-	59,00	0,13
	30	11,10	0,30	-	-	13,60	0,27
	45	5,15	0,44	-	-	6,55	0,39
	60	3,18	0,56	-	-	3,18	0,56
	90	2,43	0,64	-	-	2,68	0,61
Fereastră dublă cu axele la partea superioară	15	14,80	0,26	30,80	0,18	-	-
	30	4,90	0,45	9,75	0,32	-	-
	45	3,83	0,51	5,15	0,44	-	-
	60	2,96	0,58	3,54	0,53	-	-
	90	2,37	0,65	2,37	0,65	-	-
Fereastră dublă cu axele la partea superioară și inferioară	15	18,80	0,23	45,30	0,15	59,00	0,13
	30	6,25	0,40	11,10	0,30	17,30	0,24
	45	3,83	0,51	5,90	0,41	8,60	0,34
	60	3,07	0,57	4,00	0,50	5,40	0,43
	90	2,37	0,65	2,77	0,60	2,77	0,60

Ochiurile mobile prevăzute la hale industriale sunt avantajoase din punct de vedere economic dar ridică probleme acționarea lor, întrucât trebuie închise sau deschise în funcție de direcția vântului, iar mecanismele de manipulare trebuie amplasate în zona de lucru. Ochiurile mobile amplasate la înălțimi mari se prevăd cu acționare prin servomotoare.

- b) *Deflectoarele* – sunt dispozitive montate la partea superioară a coșurilor de ventilație sau pe acoperișul halelor industriale, intensificând schimbul natural de aer prin utilizarea energiei cinetice a vântului. Sub acțiunea curenților de aer atmosferici se creează suprapresiuni și depresiuni a căror rezultat final este o depresiune ce activează tirajul. Deflectoarele montate pe acoperișul halelor industriale se prevăd cu clapete de reglare a debitului de aer evacuat. În tabelul 2.3 se redau câteva forme caracteristice și coeficienții de rezistență locală pentru deflectoare.

Tabelul 2.3

Luminatoare – deflectoare tipizate

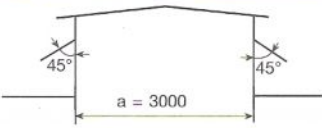
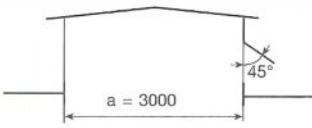
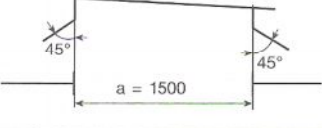
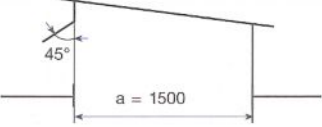
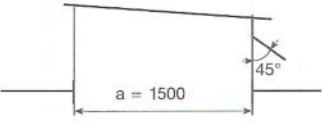
Nr. deflectorului	Indicativ	Tipul deflectorului	Coeficientul de rezistență locală, ξ
1	$\frac{D_{mi}}{1,5 \times 3}$		10,90
2	$\frac{D_{ml}}{0,96 \times 1,96}$		19,80
3	DT 03		-
4	DP 6i		-

Observație: Coeficientul de rezistență locală corespunde deschiderii (a) de ieșire din deflector

- c) *Luminatoare* – sunt dispozitive utilizate pentru iluminatul natural și evacuarea aerului viciat din hale industriale, fiind prevăzute cu ferestre mobile sau rame cu jaluzele prin care se realizează evacuarea aerului datorită presiunii termice și a presiunii vântului. Efectul vântului este favorabil evacuării aerului când deschiderile sunt amplasate pe fața adăpostită a luminatorului. Ochiurile mobile se prevăd simetric pe ambele fețe longitudinale ale luminatoarelor și prin dispozitive mecanice se manevrează închiderea sau deschiderea lor, în funcție de direcția vântului. Luminatoare-deflectoare au avantajul că nu sunt influențate de schimbarea direcției vântului. În tabelul 2.4 se redau caracteristicile unor astfel de dispozitive pentru ventilare naturală.

Tabelul 2.4

Caracteristicile și dimensiunile unor luminatoare tipizate

Nr. luminatorului	Indicator	Tipul luminatorului	Coefficientul de rezistență locală, ξ
1	$\frac{\text{LDI} - a}{3 \times 6}$		1,90
2	$\frac{\text{LDI} - b}{3 \times 6}$		4,10
3	$\frac{\text{LDI} - a}{1,5 \times 6}$		3,20
4	$\frac{\text{LDI} - b}{1,5 \times 6}$		1,60
5	$\frac{\text{LDI} - c}{1,5 \times 6}$		2,80

Observație: Coeficientul de rezistență locală corespunde deschiderii (a) de ieșire din luminator

3. INSTALAȚII DE VENTILARE LOCALĂ

3.1. Generalități

În secțiile industriale cu degajări de nocivități concentrate se poate aplica un sistem de captare locală sau se pot prevedea dispozitive de aspirație, de refulare sau aspirație și refulare. Aceste sisteme limitează împrăștierea nocivităților și asigură parametrii aerului în zona de lucru. Soluția cu mărirea debitului de ventilare pentru realizarea concentrațiilor admise de nocivități în zona de lucru generează viteze mari ale aerului și riscul împrăștierii nocivităților în întregul volum al halei.

Sistemele de ventilare locală se pot clasifica în funcție de natura și modul de propagare a degajărilor nocive, de tipul și dimensiunile utilajelor, de particularitățile proceselor tehnologice, de alcătuirea constructivă a incintei, etc. În funcție de modul în care ele asigură condițiile de muncă locale, se deosebesc:

- *instalații de ventilare locală prin refulare* – în situațiile în care asigurarea condițiilor de microclimat impun folosirea de jeturi de aer, sub formă de dușuri de aer sau perdele de aer;
- *instalații de ventilare locală prin aspirație* – atunci când nocivitățile sunt concentrate, captarea lor se face la locul de producere prin:
 - dispozitive deschise: hote, aspirații marginale;
 - dispozitive semiînchise: nișe de ventilare;
 - dispozitive închise: carcase;
- *instalații de ventilare locală prin refulare și aspirare* – sunt sisteme care captează local nocivitățile în cazul în care utilajul nu se poate carcasa din condițiile de desfășurare a activității, realizând prin jeturi de aer refulate pe o parte și captate pe latura opusă refulării, o perdea deasupra sursei care limitează împrăștierea nocivităților și asigură o mișcare dirijată a aerului într-un spațiu delimitat sau nu geometric; sistemul se folosește la: băi industriale, tuneluri de uscare, cuve de electroliză.

3.2. Instalații de ventilare locală prin refulare

3.2.1. Dușuri de aer

a) Domeniu de utilizare

Reprezintă o metodă de ventilare a locului de muncă, aplicat la procese tehnologice cu temperaturi înalte, locuri de muncă cu emisii de substanțe nocive. Dușurile de aer sunt dispozitive formate din guri de aer care realizează un jet asupra locului de muncă.

Fiind instalații de ventilare locală prin refulare, se folosesc mai mult pentru combaterea căldurii radiante asupra muncitorului care lucrează în apropierea surselor calde, asigurând schimbul de căldură om – mediu ambiant fără suprasolicitarea mecanismului termoregulator uman. Conform NGPM (Norme Generale de Protecția Muncii) se prevede la locurile permanente de lucru când densitatea fluxului termic radiant al surselor, corelat cu durata de expunere a muncitorului depășește următoarele limite, prezentate în tabelul 3.1:

Tabelul 3.1

Densitatea fluxului termic radiant q_r (W/m^2)	700	1400	2100
Durata de expunere	4 min.	50 sec.	20 sec.

Dușurile de aer se montează deasupra, lateral sau în spatele muncitorului, fig. 3.1.

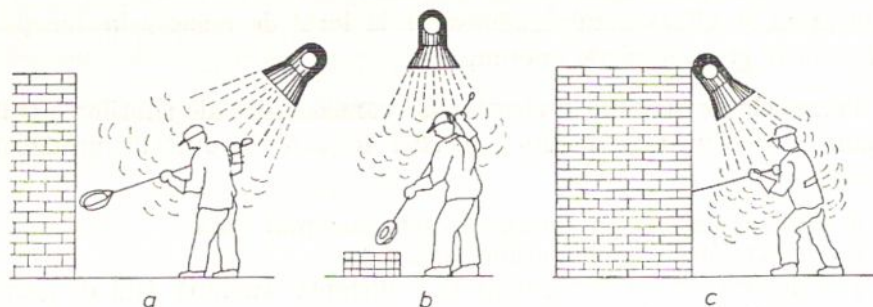


Fig. 3.1 Amplasarea dușurilor de aer la locul de muncă: a – în spate; b – deasupra; c – în față

În funcție de condițiile de la locul de muncă, pot fi:

- individuale – cu agregat local pentru fiecare loc de muncă
- colective – cu prepararea centralizată a aerului și distribuție prin canale (fig. 3.2b)
- fixe sau mobile

Funcționarea lor poate fi cu aer exterior încălzit iarna, răcit vara sau cu aer recirculat, când $t_i < 30$ °C. Dacă este necesar, se folosește aer tratat în centrala de climatizare, local sau central.

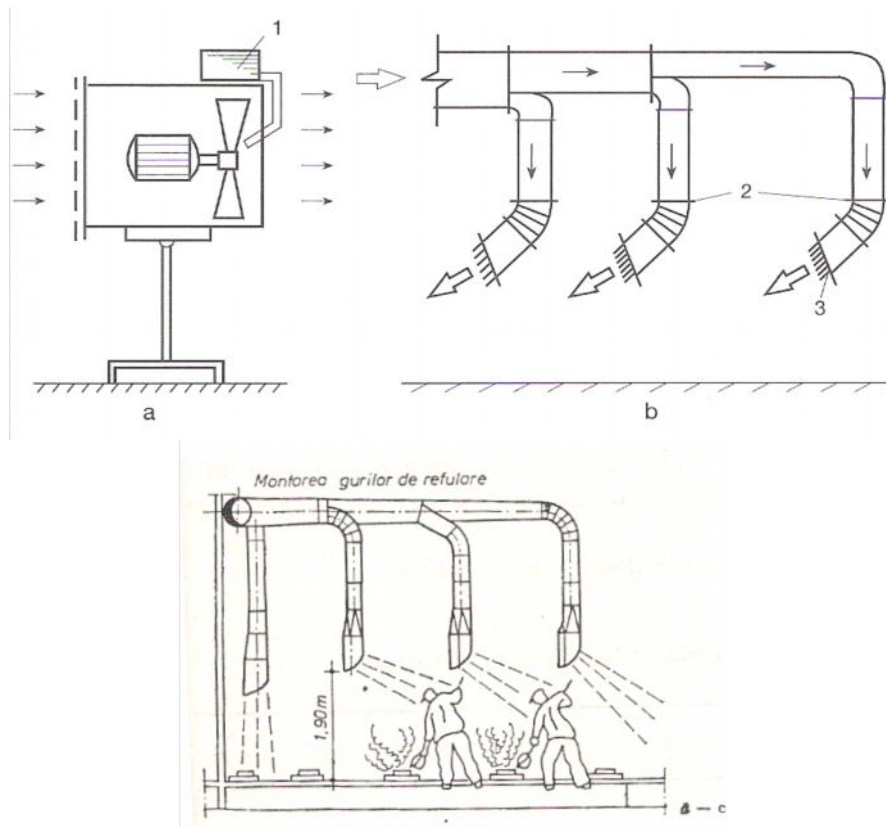


Fig. 3.2 Dușuri de aer: a) cu pulverizare de apă; b) duș de aer alimentat centralizat

Dușul individual (fig. 3.2a) are prevăzut un ventilator axial în tubulatură, pentru accentuarea efectului de răcire, se picură pe rotorul ventilatorului apă dintr-un recipient atașat.

b) Prescripții pentru parametrii de calcul al dușurilor de aer

Dușurile de aer folosite pentru combaterea căldurii radiante au limitele minime și maxime ale perechilor de valori t_i și v_i indicate în NGPM în funcție de categoria de muncă sau efortul fizic depus, valori care se apreciază pe baza degajării totale de căldură a unei persoane, în $W/pers$, conform tabelului 3.2 și 3.3.

Tabelul 3.2

Degajarea de căldură în funcție de intensitatea efortului fizic depus în activitatea profesională

<i>Categoria de muncă</i>	<i>Degajarea de căldură q_o (W/pers.)</i>
- activitate cu caracter static (șezând, în picioare)	< 140
- activități cu efort fizic mediu	141 - 200
- activități cu efort fizic mijlociu	201 - 350
- activități cu efort fizic mare	> 350

Tabelul 3.3

Limita minimă și maximă a temperaturii și vitezei pentru dușurile de aer

q_r (W/m ²)	q_o (W/pers)	Limita minimă		Limita maximă	
		t (°C)	v(m/s)	t (°C)	v(m/s)
700	< 140	25	0,5	30	1,0
	141 - 200	23	0,5	28	1,0
	201 - 350	21,5	1,0	27	1,3
	> 350	20	1,3	26	1,5
1400	< 140	22	0,5	28	1,0
	141 - 200	20	1,0	26	1,5
	201 - 350	18,5	1,5	25	2,0
	> 350	17,0	2,0	24	2,5
2100	< 140	20	1,0	25	1,5
	141 - 200	18	1,5	24	2,0
	201 - 350	16,5	2,0	23	2,5
	> 350	15	2,5	22	3,0

Prin creșterea vitezei și scăderea temperaturii dușurile au rolul de a restabili echilibrul termic al corpului omenesc, compensând plusul de căldură radiantă prin pierderi mari de căldură convectivă. Această tendință se accentuează pe măsura creșterii nivelului de iradiere. Conform tabelului se constată că temperatura aerului, atât cea minimă cât și cea maximă scade pe măsura efortului fizic depus, valorile minime se încadrează între 15 ... 25 °C. Din limitarea maximă a temperaturii la 30 °C ar rezulta necesitatea răcirii aerului refulat în perioadele din sezonul cald.

Viteza crește odată cu intensificarea efortului fizic depus și se corelează cu temperatura aerului refulat. Comportarea diferită a oamenilor la senzația de curent, cauzată în principal de viteză dar și de temperatura de refulare, impune prevederea dușului de aer cu elemente pentru modificarea direcției jetului și reglarea vitezei aerului între limitele 0,5 – 3,0 m/s, iar umiditatea relativă a aerului refulat nu va depăși 60 %.

Pentru calculul lor se folosesc relațiile de la jeturi (fig.3.3) cu condiția să se verifice dacă locul de muncă intersectează jetul în zona de bază sau inițială a lui. Lățimea jetului la locul de muncă trebuie să fie de 1,0 – 1,2 m. În general, din cauza distanțelor scurte și a vitezelor relativ mari, deformarea traiectoriei jetului neizoterm poate fi neglijată. Relațiile de calcul a elementelor caracteristice ale jeturilor circulare și plane definesc mărimile:

- v_x – viteza în axa curentului de aer, în m/s;
- v_0 – viteza medie în deschiderea de refulare, în m/s;
- L_x, L_0 – debitul de aer la distanța x față de deschiderea de refulare, respectiv în deschiderea de refulare, în m^3/s ;
- d_x, d_0 – diametrul jetului la distanța x față de deschiderea de refulare, respectiv în deschiderea de refulare, în m;
- a – coeficientul de turbulență a jetului, tabelul 3.4;
- $\theta_x, \theta_0, \theta_i$ – temperatura în axa jetului, în deschiderea de refulare, respectiv temperatura interioară, în $^{\circ}C$;
- b_0 – grosimea (înălțimea) jetului la o anumită distanță de deschiderea de refulare, în m;

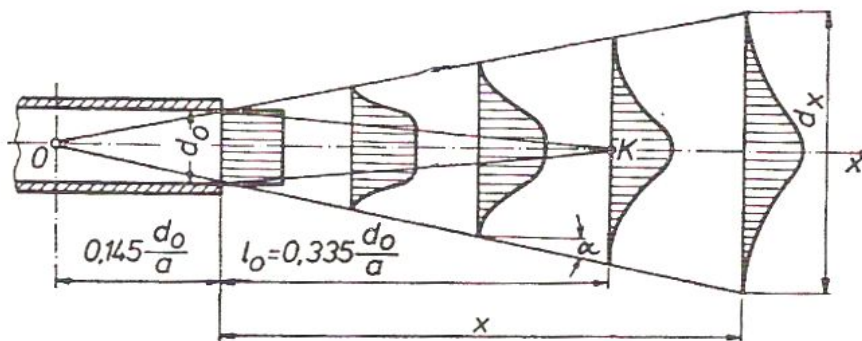


Fig. 3.3 Schișa jetului de aer

Pentru jetul circular mărimile de calcul în zona principală sunt:

$$\text{- viteza axială: } \frac{v_x}{v_0} = \frac{0,48}{\frac{a}{d_0}x + 0,145} \quad (3.1)$$

$$\text{- debitul de aer: } \frac{L_x}{L_0} = 4,36 \left(\frac{a}{d_0}x + 0,145 \right) \quad (3.2)$$

$$\text{- diametrul jetului: } \frac{d_x}{d_0} = 6,8 \left(\frac{a}{d_0}x + 0,145 \right) \quad (3.3)$$

$$\text{- scăderea de temperatură în ax: } \frac{\theta_x - \theta_i}{\theta_0 - \theta_i} = \frac{0,35}{\frac{a}{d_0}x + 0,145} \quad (3.4)$$

Pentru jeturi plane mărimile de calcul în zona principală sunt:

$$\text{- viteza axială: } \frac{v_x}{v_0} = \frac{0,848}{\sqrt{\frac{a}{b_0}x + 0,205}} \quad (3.5)$$

$$\text{- debitul de aer: } \frac{L_x}{L_0} = 1,7 \sqrt{\frac{a}{b_0}x + 0,205} \quad (3.6)$$

$$\text{- grosimea jetului: } \frac{b_x}{b_0} = 4,8 \left(\frac{a}{b_0}x + 0,205 \right) \quad (3.7)$$

$$\text{- scăderea de temperatură în ax: } \frac{\theta_x - \theta_i}{\theta_0 - \theta_i} = \frac{0,73}{\sqrt{\frac{a}{b_0}x + 0,205}} \quad (3.8)$$

Tabelul 3.4

Valorile coeficientului de turbulență a jetului

Felul orificiului de refulare	Coef. de turbulență a
<i>Jet circular:</i>	
- orificiul îngustat (strangulat) la ieșire	0,066 – 0,07
- orificiul cu difuzor	0,08
- orificiul cilindric	0,07 – 0,08
<i>Jet plan:</i>	
- gură dreptunghiulară cu raportul laturilor 1:20	0,11
- idem, raportul laturilor 1:12	0,12
- fante cu strangulare, raportul laturilor 1:10	0,09 – 0,14
- fante mascate în interiorul canalului	0,15 – 0,18

3.2.2. Perdele de aer

a) Domeniul de utilizare

Instalațiile de ventilare locală sub formă de perdele de aer asigură refularea unor jeturi plane, sub formă de pânză de aer. Se utilizează în domeniul industrial ca mijloc de protecție pentru a împiedica pătrunderea aerului rece prin:

- ușile halelor destinate accesului auto și cale ferată sau ușile de acces cu deschidere frecventă;
- goluri tehnologice prin care se introduc în mod continuu materiale în secții.

În perioada caldă a anului se pot utiliza pentru delimitarea încăperilor climatizate. Sunt sisteme cu posibilitatea de izolare a unor surse de degajări nocive sau a unor zone din hală pentru a împiedica propagarea nocivităților în întregul volum al halei.

Pentru spații tehnologice cum sunt cabină sau tunel de vopsire, perdelele de aer cu refulare și aspirație realizează izolarea acestor zone.

Perdelele de aer sunt alcătuite din unul sau mai multe dispozitive pentru refularea uniformă a aerului prin intermediul unui ventilator centrifugal sau axial, după caz o rețea de canale și priză de aer, la care se anexează baterie de încălzire și filtru de praf.

b) Tipuri de perdele de aer

După locul de amplasare al dispozitivului de refulare, perdelele de aer pot fi (fig.3.4):

- unilaterale, pentru protecția golurilor mai mici de 2 m;
- bilaterale, alcătuite din dispozitive montate pe ambele laturi (fig.3.4f), la goluri mai mari de 2 m, fiind mai eficiente și cu cea mai largă utilizare;
- cu refulare la partea superioară sau inferioară (fig.3.4b,c), pentru delimitarea spațiilor cu temperaturi diferite sau/și la deschideri spre exterior;

- cu refulare pe o latură și aspirația aerului pe latura opusă (fig.3.4a,d), pentru uși spre exterior sau pentru deschideri între zone interioare.

După temperatura aerului refulat, perdelele de aer pot fi:

- perdele de aer cald – la care temperatura aerului refulat este mai mare decât cea a aerului interior, au avantajul că în perioada de iarnă permit pătrunderea unui aer de amestec cu temperaturi apropiate de cea a aerului interior;
- perdele cu aer recirculat – la care aerul refulat este preluat din interior, în condițiile în care acesta nu conține nocivități.

După alcătuirea ventilatoarelor cu care sunt echipate pot fi (fig.3.5):

- ventilatoare axiale – cele mai uzuale, deoarece la același caracteristici funcționale ca debit și presiune, necesită mai puțin spațiu pentru montaj datorită alcătuirii lor;
- ventilatoare centrifugale – se regăsesc mai ales în montajele mai vechi, voluminoase, cu priză de aer, baterie de încălzire și filtru de praf.

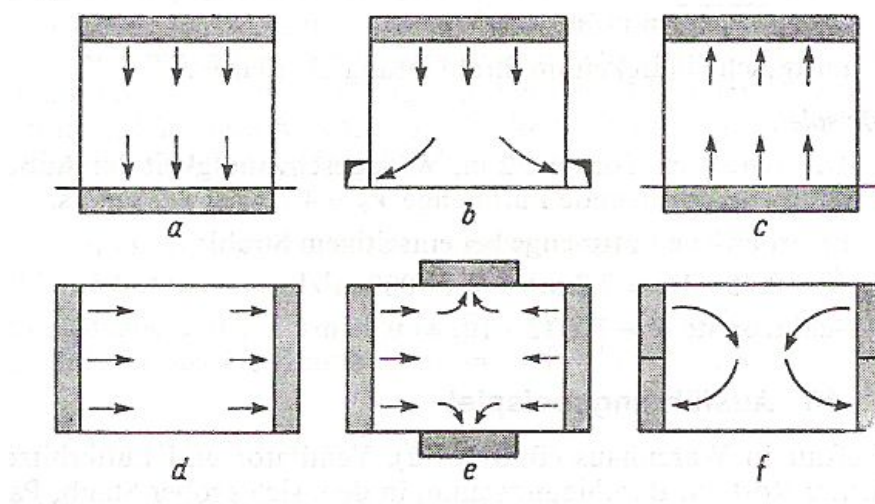
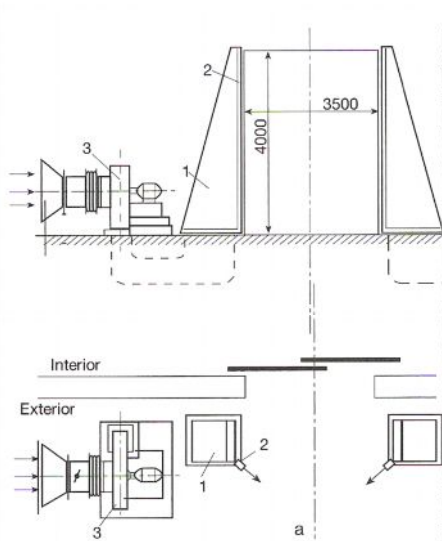
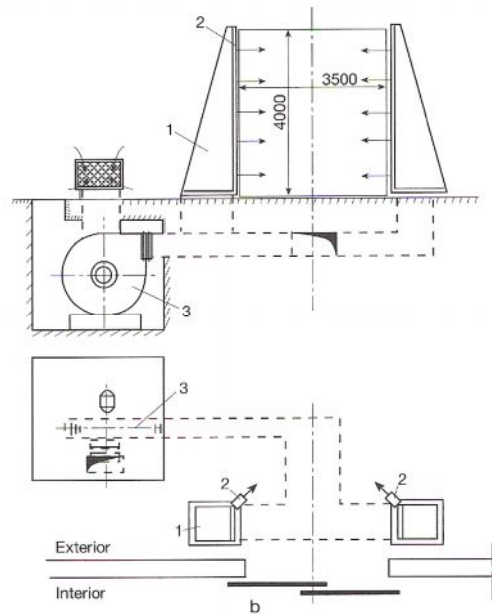


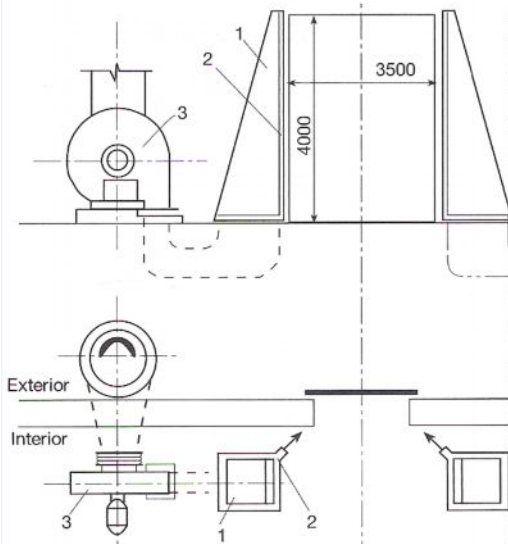
Fig. 3.4 Tipuri de perdele de aer



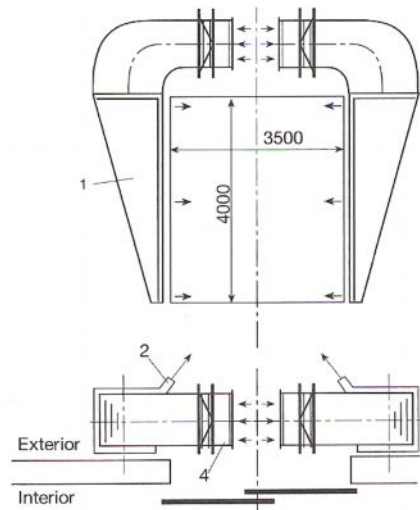
a) ventilator și distribuitor montate în exterior;



b) ventilator montat în subsol;



c) ventilator și distribuitor montate în interior;



d) cu ventilator axial;

Fig. 3.5 Soluții constructive pentru instalații cu perdele de aer

c) Calculul perdelelor de aer

Datorită complexității fenomenelor ce intervin, din metodele de calcul existente, metoda Baturin – Șepelev are o largă utilizare permițând analiza factorilor ce influențează funcționarea perdelelor de aer.

Modelul de calcul consideră o perdea inferioară, pentru o deschidere de înălțime H și lățime B , sub efectul combinat al presiunii vântului și presiunii termice. Jetul de aer refulat sub un unghi α spre exterior, sub efectul curenților de aer se va curba, rămânând în afara planului deschiderii. Refularea se face printr-o fantă de grosime $2B_0$, cu un câmp uniform de viteze în secțiunea inițială de mărime v_0 sub acțiunea vitezei vântului v_v (fig. 3 6).

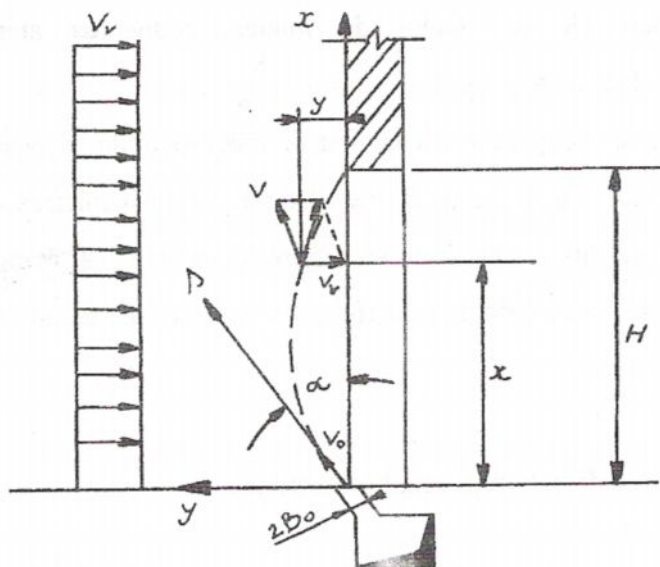


Fig 3.6 Traiectoria jetului de aer refulat de o perdea inferioară

Din proiecțiile pe axele Ox și Oy rezultă:

$$v_y = \frac{dy}{d\tau} = v \sin \alpha - v_v \quad v_x = \frac{dx}{d\tau} = v \cos \alpha \quad (3.9)$$

Din raportul lor rezultă:

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \alpha - \frac{v_v}{v \cos \alpha} \quad (3.10)$$

Se admite că viteza într-un punct oarecare (xy) de pe o traiectorie respectă legile jeturilor libere:

$$\frac{v}{v_o} = -\frac{0,58}{\sqrt{\frac{as}{aB_o} + 0,205}} \quad ; \quad s = \frac{x}{\cos \alpha} \quad (3.11)$$

Prin integrare rezultă:

$$\bar{y} = \bar{x} \operatorname{tg} \alpha - 1,15 \bar{v} (\bar{x} + 0,0205)^{3/2} \quad (3.12)$$

În care mărimile adimensionale au următoarea structură:

$$\bar{x} = \frac{ax}{2B_o \cos \alpha} \quad ; \quad \bar{y} = \frac{ay}{2B_o \cos \alpha} \quad ; \quad \bar{v} = \frac{v_v}{v_o \cos \alpha} \quad (3.13)$$

În care gradul de turbulență $a = 0,1 \dots 0,2$. Pe baza acestor relații, în condiția funcționării eficiente, atunci când axa jetului deformat intersectează planul deschiderii la o înălțime mai mare sau egală cu H și determinând maximum funcției în raport cu unghiul de refulare se obține $\alpha_{\text{optim}} = 54^\circ 10'$. Pentru perdele de aer bilaterale s-a determinat experimental valoarea optimă a unghiului $\alpha = 45^\circ$ în condițiile în care nu se ține seama de un obstacol mare (mașină, vagon) cu dimensiuni apropiate cu cele ale golului.

Considerând aceeași schemă de alcătuire și exprimând curgerea complexă prin funcția ψ_1 care reprezintă suma liniilor de curent generate de viteza vântului și funcția ψ_2 create de jetul plan refulat se obține pentru calculul debitului de aer al perdelei, relația:

$$L_p = \frac{L_o - L}{1 + \varphi \sqrt{\frac{H}{2B_o}}} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.14)$$

În care $L_o = v_v B H$ este debitul de aer ce pătrunde în încăperea când perdeaua de aer nu funcționează. Dacă perdeaua de aer funcționează și $h < H$, aerul va pătrunde numai pe înălțimea $(H-h)$, cu un debit de aer:

$$L = v_v B (H-h) = L_o (1 - h/H) \quad (3.15)$$

Mărimea h fiind înălțimea față de pardoseală la care jetul plan se curbează intersectând planul deschiderii. Caracteristica φ este o mărime a efectului la distanță al perdelei de aer și depinde de unghiul de refulare, coeficientul de turbulență a și de poziția fantei.

$$\varphi = \frac{\sqrt{3}}{2} \sqrt{\frac{a}{\cos \alpha}} \operatorname{th} \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{a} \quad (3.16)$$

Viteza de refulare prin fantă va avea expresia:

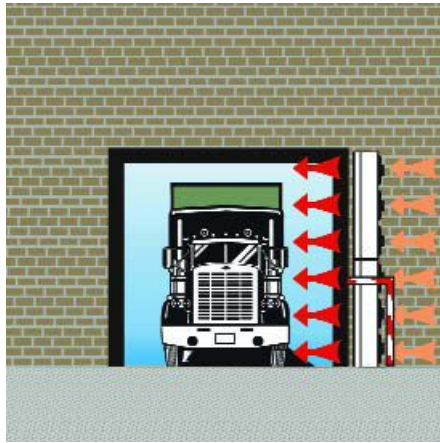
$$v_o = v_v \frac{ax}{0,75 \cdot 2B_o \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \quad \text{sau} \quad v_o = \frac{L_p}{2B_o \cdot B} \quad (\text{m/s}) \quad (3.17)$$

Pentru calculele practice valorile orientative sunt:

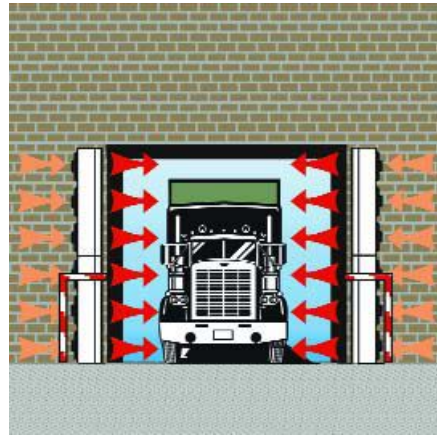
- debitul perdelei de aer $L_p = 2000 \dots 5000 \text{ m}^3/\text{hm}^2$
- perdea de aer unilaterală $L_p = 0,4 \dots 0,45 \text{ L}$
- perdea de aer bilaterală $L_p = 0,8 \dots 1,00 \text{ L}$

Temperatura de refulare pentru instalații mici de perdele de aer $t_o = 25 \dots 30 \text{ }^\circ\text{C}$ iar pentru instalații mari $t_o = 20 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$ (fig. 3.7). Viteza de refulare pentru:

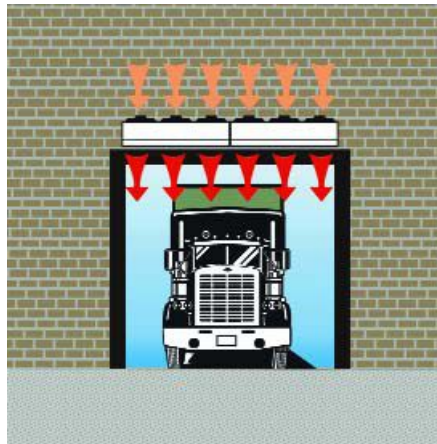
- perdea de aer superioară $v_o = 10 \dots 15 \text{ m/s}$
- perdea de aer inferioară $v_o = 2,0 \dots 4,0 \text{ m/s}$
- perdea de aer laterală $v_o = 10 \dots 15 \text{ m/s}$



A



B



C

*Fig. 3.7 Perdele de aer
A – laterală; B – bilaterală; C – superioară*

3.3. Instalații de ventilare locală prin aspirație

3.3.1. Condiții de utilizare

Instalațiile locale de aspirație prin viteza aerului generată, realizează o limitare a împrăștierii nocivităților, asigurând în același timp și deschiderile minim necesare desfășurării proceselor tehnologice. Dispozitivele utilizate trebuie să asigure o captare cât mai completă a degajărilor nocive, să nu împiedice procesul de producție și să permită o poziție a normală a lucrătorului, încât să nu fie între sursa generatoare de nocivități și deschiderea de aspirație. Aceste instalații sunt alcătuite din dispozitivul de captare, canal de aer și ventilator. Dispozitivele de captare a nocivităților din imediata apropiere a degajărilor nocive pot fi: deschise, semiînchise sau închise.

3.3.2. Dispozitive deschise

a) Hotele

Reprezintă dispozitive locale de aspirație a nocivităților, amplasate deasupra, lateral sau sub surse. În fig. 3.7 sunt prezentate principalele tipuri de hote.

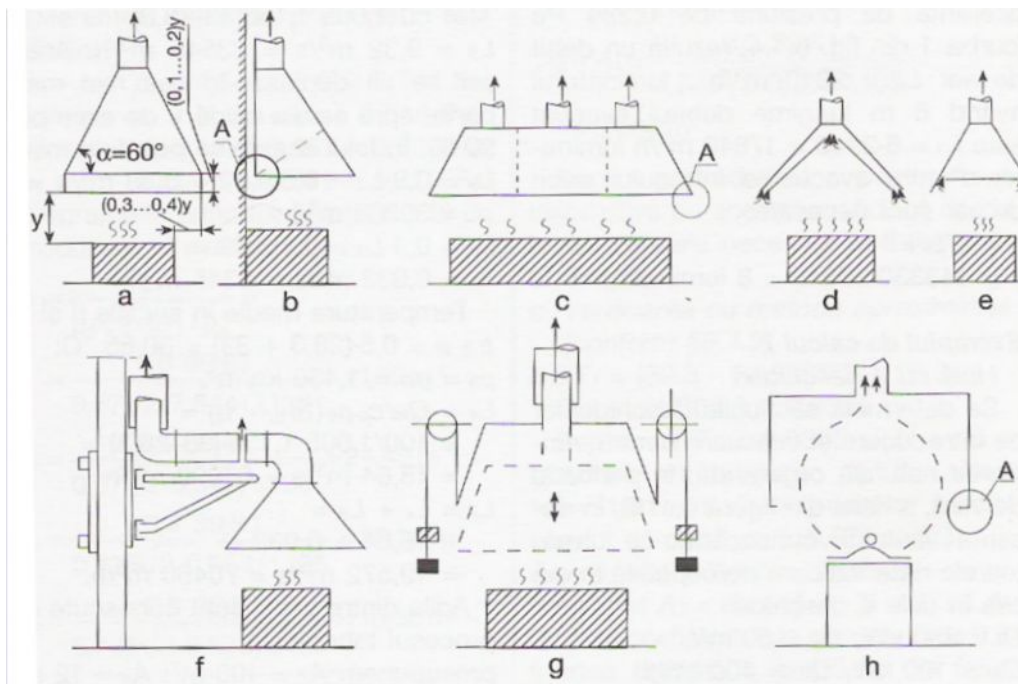


Fig.3.7 Tipuri constructive de hote

- *Hota clasică* (fig. 3.7a) în funcție de forma sursei de nocivități, se poate realiza cu secțiuni de aspirație pătrată, circulară sau dreptunghiulară. Marginile hotei trebuie să depășească perimetral sursa cu $(0,3 \dots 0,4)y$, unde y reprezintă distanța de amplasare față de sursă. Pentru uniformizarea câmpului de viteză în secțiunea de aspirație, unghiul de deschidere al hotei $\alpha \leq 60^\circ$ iar la partea inferioară se poate monta un o bandă de uniformizare cu lățimea de $(0,1 \dots 0,2)y$.
- *Hota amplasată lângă perete sau deasupra ușii focarului* (fig. 3.7b) limitează aspirația curenților de aer și nu este influențată de direcția mișcării aerului în incintă.
- *Hota compartimentată* (fig. 3.7c) se utilizează pentru surse de nocivități de lungime mare, fiecare compartiment se prevede cu evacuare individuală.
- *Hota cu aspirație centrală și periferică* (fig. 3.7d,e) se utilizează pentru bancurile de lucru cu piese de diferite dimensiuni și suprafața sursei de noxe este variabilă.
- *Hota rabatabilă* (fig. 3.7f) permite modificarea distanței de amplasare față de sursă și manevrarea pieselor și a materialelor cu dispozitive de transport (grinzi de rulare) prin rotirea cu 90° a dispozitivului de captare.
- *Hota telescopică* (fig. 3.7g) permite în funcție de operațiile tehnologice necesare, o modificare a distanței față de planul de aspirație.
- *Hota cu acumulare* (fig. 3.7h) utilizată pentru procesele cu scăpări accidentale de debite mari de nocivități, permițând captarea lor momentană și evacuarea.

Hotele se pot confecționa din tablă zincată, tablă neagră tratată, din inox, sticlă, mase plastice etc. Materialul se alege în funcție de agresivitatea și temperatura degajărilor nocive. Pentru evitarea transformării hotei în suprafață radiantă, în cazul captării de degajări foarte calde, se prevăd măsuri de izolare termică, iar pentru evitarea condensului se urmărește asigurarea unei temperaturi superficiale cu cel puțin un grad deasupra punctului de rouă a aerului și jgheaburi pentru colectarea și evacuarea condensului.

Evacuarea în exterior a nocivităților captate prin hote (fig. 3.8) se poate face prin:

- tiraj natural (fig. 3.8a) cu condiția ca $h(\rho_e - \rho_i)g \geq \Sigma(RI+Z)_{DAL-CV}$;
- mărirea tirajului prin montarea de deflectoare (D) (fig. 3.8b);
- ventilator de evacuare (VE) (fig. 3.8c), în cazul debitelor mari de aer și pentru micșorarea tubulaturii;

- montajul ventilatorului în cot (fig. 3.8d), cu motor de antrenare capsulat, antiexploziv;
- folosirea efectului de ejecție (fig. 3.8e);
- ventilator și utilizarea dispozitivelor de reținere a impurităților (DRI) și dispozitive de recuperare a căldurii (DRC) (fig. 3.8f);

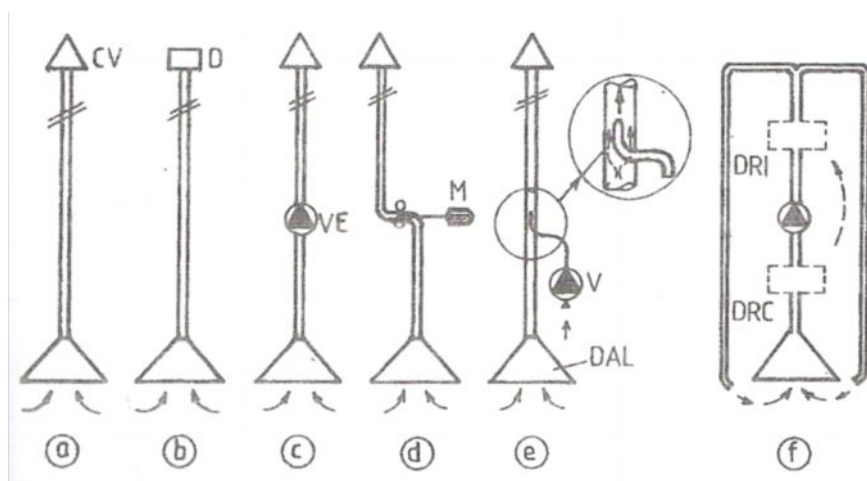


Fig. 3.8 Modalități de evacuare a nocivității captate local

b) Aspirații marginale

Sisteme constructive de tip aspirații marginale se utilizează în special la captarea degajărilor nocive de pe suprafața băilor industriale. Băile industriale conțin diferite soluții reci sau calde, pentru procese industriale de spălare, decapare, degresare, grunduire, vopsire prin scufundare sau tratamente termice de suprafață ca: zincare, nichelare, cromare, etc., care prin evaporarea de pe suprafața lor produc vicierea încăperii. În general piesele ce trebuie tratate se introduc în soluție pe deasupra băii, încât nu pot fi folosite hote sau nise de ventilare.

Pentru captarea locală a gazelor și vaporilor degajate de pe suprafața băii industriale, se folosesc dispozitive de aspirație marginale de tip fante cu înălțimea între 50 ... 250 mm, încât să asigure un câmp uniform de viteză în secțiunea de evacuare (fig. 3.9).

În funcție de lățimea băii, ventilarea se poate face cu dispozitive:

- de aspirație amplasate pe o latură (unilaterală), pentru $B \leq 800$ mm (fig. 3.9a);
- de aspirație amplasate pe două laturi (bilaterală) pentru $B \leq 1000$ mm (fig. 3.9b,c,);
- de refulare pe o latură și aspirație pe latura opusă (fig. 3.9g,h);
- de aspirație pe tot conturul (aspirații inelare), în cazul băilor cilindrice (fig. 3.9e,f);

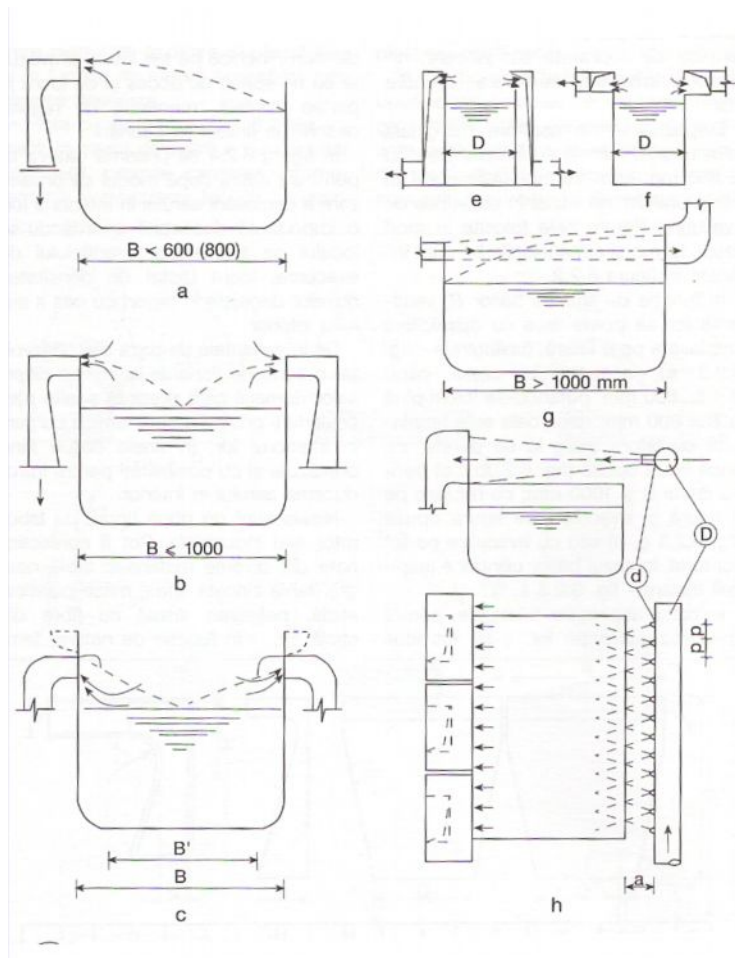


Fig. 3.9 Tipuri constructive de aspirații marginale

Protejarea dispozitivelor de captare, împotriva coroziunii se face prin acoperire cu metale în funcție de natura agenților corozivi.

Este importanta realizarea unei aspirații uniforme pe toată lungimea băii. Pentru uniformizare se folosesc fante cu pereți de ghidare sau mai multe dispozitive cu fante având lungimea de 500 – 800 mm; refularea aerului se face prin fante sau conducte circulare. La băile industriale unde există obstacole care împiedică dezvoltarea liberă a jetului, creșterea eficienței captării se realizează cu fante rabatabile.

În cazul refulării pe o latură și aspirație pe latura opusă, din cauza fenomenului de inducție debitul jetului crește și la aspirație trebuie realizată o deschidere mai mare comparativ cu fanta de refulare. Dacă se urmărește ca jetul să se „lipească” de suprafața lichidului, se mărește bătaia jetului și se va reduce debitul de aer indus (jet limitat).

3.3.3. Dispozitive semiînchise

Nișele de ventilare sunt sub forma de mese de lucru, închise pe trei laturi, având un spațiu de acces și de lucru la partea frontală, deschis / închis în timpul funcționării, utilizate. Nișele pot fi de tip laborator sau industriale.

După modul de direcționare al maselor de aer din interiorul lor, dictat de densitatea nocivităților degajate în raport cu cea a aerului interior, se deosebesc:

- nișe cu orificii de aspirație la partea superioară (fig. 3.10a);
- nișe cu orificii de aspirație la partea inferioară (fig. 3.10b);
- nișe cu orificii de aspirație la partea inferioară și superioară (fig. 3.10c,d)

Nișele de ventilare se pot confecționa din tablă neagră, tablă zincată, inox, mase plastice, sticlă, polistiren armat cu fibre de sticlă, etc. funcție de agresivitatea chimică a nocivităților captate.

În incintele cu mai multe nișe, regimul de depresiune dintre încăperi, va evita împrăștierea nocivităților degajate, amestecul cu diverse alte nocivități degajate. Măsurile luate au în vedere evitarea amestecurilor explozibile, inflamabile sau cu grad ridicat de coroziune. Soluția optimă ar fi ca fiecare nișă să fie dublată de un ventilator sau grup pentru tratarea aerului de compensație.

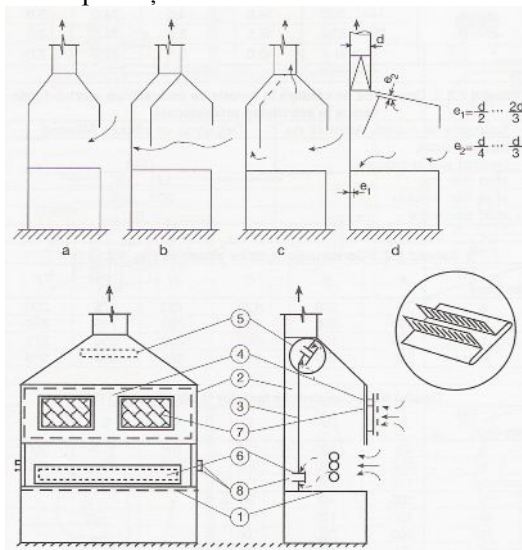


Fig. 3.10 Tipuri constructive de nișe de ventilare

Se acceptă varianta economică cu gruparea nișelor pe sisteme de evacuare cu grupuri comune pentru compensarea aerului evacuat local, însă cu asigurarea regimului diferențiat de depresiune între incinte.

În fig. 3.10 nișa de laborator reprezentată are următoarele componente: 1-masa de lucru; 2-corp de nișă; 3-perete despărțitor; 4-fereastră ghilotină; 5-orificiu de aspirare sus; 6-orificiu de aspirare jos; 7-orificiu de aspirare suplimentar; 8-racorduri fluide tehnologice (apă, gaz, aer comprimat, etc.)

3.3.4. Dispozitive închise

Carcasele sunt dispozitive de ventilare locală care îmbracă complet sursa generatoare de nocivități, reducând la minim scăpările de nocivități în incintă. Soluția constructivă de ventilare se poate aplica atunci când procesul tehnologic permite acest lucru și degajările nocive sunt toxice.

În fig.3.11a se prezintă tipul de carcasă pentru linii de tratament termic, aerul pentru antrenarea nocivităților este preluat prin zona de intrare respectiv de ieșire a benzilor (exemplu, eloxarea benzilor de aluminiu). În cazul cuptoarelor electrice cu arc (fig. 3.11b) carcasa montată deasupra este de tip hotă închisă, având șlițurile laterale și rosturile de culisare a electrozilor ca orificii pentru aspirarea aerului.

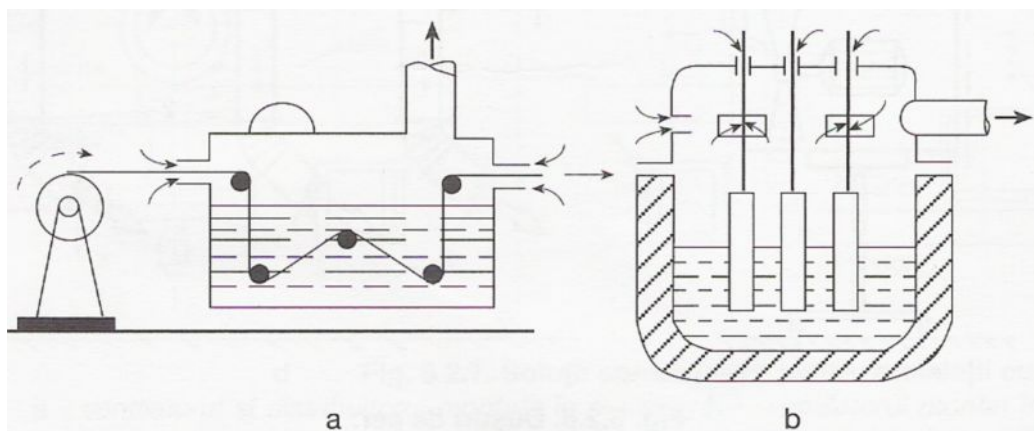


Fig. 3.11 Tipuri constructive de carcase

La proiectarea carcaselor se va avea în vedere stabilirea locului, numărului și suprafeței necesare a orificiilor pentru accesul aerului, încât să se asigure o antrenare eficientă a nocivităților și să se evite cumulara lor în anumite zone ale utilajului sau carcasei. Se va asigura starea de depresiune în interiorul utilajului și după caz o răcire a degajărilor de nocivități încât să nu afecteze rețeaua canalelor de evacuare a aerului.

3.3.5. Calculul hotelor

Pentru stabilirea dimensiunilor geometrice ale hotei se vor respecta indicațiile din fig. 3.7a, care au în vedere dimensiunile sursei de nocivități iar pentru calculul debitului de aer evacuat prin acest dispozitiv se utilizează relația:

$$L_{ev} = A \cdot v_m \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.18)$$

În care: A – reprezintă secțiunea de aspirație a hotei, în m^2 ; v_m – viteza medie în secțiunea respectivă, în m/s .

Viteza medie în planul hotei v_m se poate determina prin:

a) *Calculul hotelor cu metoda vitezei medii*

- Se determină v_m în funcție de viteza în centrul hotei v_0 sub forma:

$$v_m = v_0 / \varepsilon \quad (3.19)$$

reprezentată grafic în fig. 3.12a , în funcție de unghiul de deschidere al hotei α .

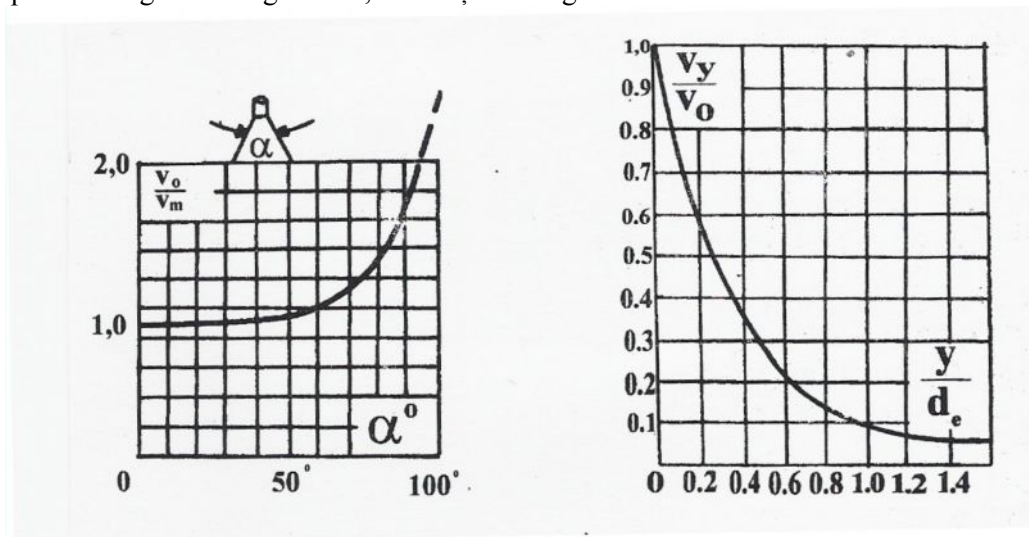


Fig.3.12 a Viteza medie în planul hotei funcție de unghiul α

Fig.3.12 b Viteza adimensională în axul hotei v_y / v_0

Viteza în centrul hotei v_0 se determină din expresia:

$$\frac{v_{xy}}{v_0} = \frac{v_y}{v_0} - \frac{0,10 \cdot \bar{x}^2}{\bar{x}_0^2 (\bar{y} + 0,27) \sqrt{\bar{H}}} \quad (3.20)$$

în care viteza adimensională v_y / v_0 se determină din graficul reprezentat în fig. 3.12b.

Mărimile din relația 3.20 reprezintă (fig. 3.13):

x – reprezintă abscisa particulei din poziția cea mai defavorabilă;

x_0 – semilățimea hotei; H – înălțimea hotei; mărimile adimensionale utilizează diametrul echivalent:

$$\bar{x} = \frac{x}{d_e}; \quad \bar{x}_0 = \frac{x_0}{d_e}; \quad \bar{y} = \frac{y}{d_e}; \quad \bar{H} = \frac{H}{d_e}; \quad (3.21)$$

Diametrul echivalent fiind: $d_e = 2ab / (a+b)$, în care a și b sunt laturile hotei.

Determinarea vitezei v_0 necesită și stabilirea vitezei $v_{xy} = 0,15 \dots 0,35$ m/s funcție de gradul de toxicitate al degajărilor.

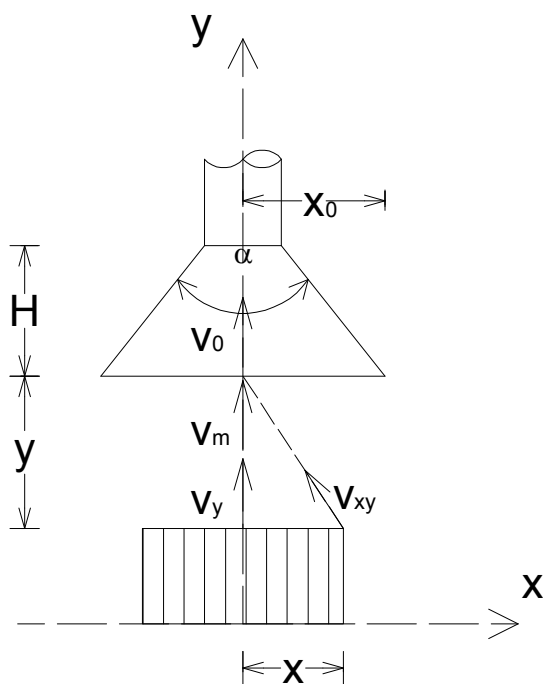


Fig. 3.13 Mărimile caracteristice pentru calculul hotei

- Debitul de aer aspirat de hote (prin secțiunea de aspirație) se poate determina din condiția ca aerul să aibă o viteză necesară antrenării degajărilor nocive. Pentru o deschidere de aspirație așezată liber în aer, viteza de captare (antrenare) v_x la distanța x pe direcția axului deschiderii se calculează cu relația lui *Dalla Valle*, în funcție de viteza în planul deschiderii de aspirație, cu relația:

$$\frac{v}{v_x} = \frac{10x^2 + A}{A} \quad (3.22)$$

în care:

- v – viteza aerului în planul deschiderii de aspirație, în m/s;
- v_x – viteza aerului la distanța x pe direcția de la planul deschiderii de aspirație, în m/s;
- x – distanța axială de la deschiderea de aspirație, în m;
- A – aria suprafeței deschiderii de aspirație, în m^2 .

Debitul de aer aspirat de hota liberă va fi conform tabelului 3.4 sau calculat cu relația:

$$L = 1,4 \times P \times v_m \quad (m^3/s) \quad (3.23)$$

în care:

- v_m – viteza medie în spațiul dintre planul sursei și suprafața de aspirație a hotei, se poate considera:
- $v_m = 0,2 \dots 0,3$ m/s pentru aer liniștit;
- $v_m = 0,3 \dots 0,4$ m/s când există un ușor curent de aer transversal;
- $v_m = 0,4 \dots 0,5$ m/s când curentul de aer transversal este puternic.

Pentru hote laterale:

$$L = (5x^2 + A)v_x \quad (m^3/s) \quad (3.24)$$

Pentru hote laterale cu flanșe marginale:

$$L = 0,75(5x^2 + A)v_x \quad (m^3/s) \quad (3.25)$$

Pentru hote cu aspirație de sus în jos:

$$L = \frac{(10x^2 + A)}{A} v_x \quad (m^3/s) \quad (3.26)$$

în care :

- $v_x = 0,10 \dots 0,15$ m/s pentru aer liniștit;
- $v_x = 0,15 \dots 0,30$ m/s când există un ușor curent de aer transversal;
- $v_x = 0,20 \dots 0,40$ m/s când curentul de aer transversal este puternic.

Vitezele în canalele de aer pentru evacuarea aerului captat se recomandă între 7,5 ... 9,0 m/s.

Tabelul 3.4

Debit de aer aspirat de hotă pentru 1m din lungimea perimetrului

Viteza de captare v_x (m/s)	Debit de aer aspirat în m ³ /h și 1m perimetru, pentru distanța x= (m)					
	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0,1	72	144	288	432	576	720
0,2	144	288	576	864	1152	1440
0,3	215	430	860	1290	1720	2150
0,4	290	580	1160	1740	2320	2900
0,5	360	720	1440	2160	2880	3600

Vitezele recomandate în secțiunea de aspirație a hotelor sunt:

- 0,9 ... 1,20 m/s dacă hota este deschisă pe 4 laturi;
- 0,8 ... 1,1 m/s dacă hota este deschisă pe 3 laturi;
- 0,7 ... 0,9 m/s dacă hota este deschisă pe 2 laturi;
- 0,5 ... 0,8 dacă hota este deschisă pe 1 latură;

b) *Metoda spectrelor de viteză*

- Se bazează pe curbele de viteză egală pentru diferite deschideri de aspirație, stabilite experimental, față de un sistem de axe adimensional cu originea în centrul dispozitivului de aspirație (fig. 3.14).

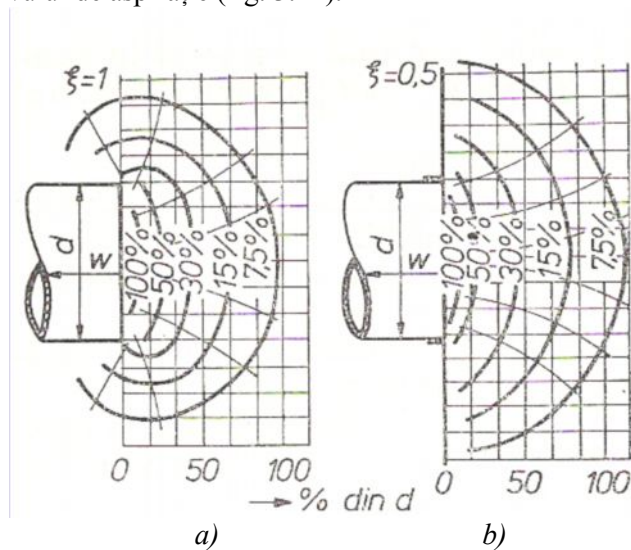


Fig. 3.14 Repartiția curbelor de viteză egală pentru deschideri de aspirație
a - așezată liber; b - cu flanșă

Dacă se cunoaște distanța s până la particula aflată în situația cea mai defavorabilă și viteza minimă necesară captării v_{xy} , rezultă curba de viteză relativă ce trece prin această poziție. Pe baza curbelor de viteză egală s-au determinat și relații de calcul pentru determinarea vitezei în planul de aspirație:

- pentru deschideri de aspirație libere, se poate utiliza relația *Bromlei*:

$$v_0 = \frac{1}{1 + k \left(\frac{s}{\sqrt{A_0}} \right)^{1,4}} \quad (3.27)$$

în care: $k = 7,7 (a / b)^{0,34}$, a și b fiind dimensiunile deschiderii iar A_0 este aria deschiderii de aspirație.

- pentru deschideri de aspirație libere cu flanșe, se poate utiliza relația *Dalla Valle*:

$$v_0 = v_{xy} \left(1 + 10 \frac{s^2}{A_0} \right) \quad (3.28)$$

3.3.6. Calculul aspirațiilor marginale (băi industriale)

Principii generale de calcul:

- de pe suprafața liberă a băilor industriale se degajă vapori și uneori particule de lichid de dimensiuni mici; dacă soluția este caldă, aerul de la suprafață se încălzește și se umidifică micșorându-și densitatea, rezultă forțe ascensionale care antrenează vaporii și particulele fine
- dispozitivele de aspirație uni și bilaterale au rolul de captare de pe suprafață și de a nu permite împrăștierea nocivităților în încăpere
- o particulă (fig. 3.15) care se degajă într-un punct A la distanța cea mai mare de dispozitivul de aspirație, având o viteză ascensională (de degajare) v_u , este supusă curenților de aer din încăpere v_i și efectului de aspirație prin fantă de viteză v
- traiectoria particulei trebuie să intersecteze planul fantei de aspirație
- viteza v trebuie să fie suficient de mare pentru ca Δh să nu fie prea mare și să nu fie antrenați curenții de aer din încăpere

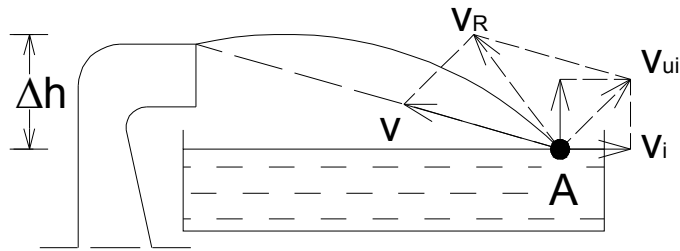


Fig. 3.15 Traiectoria particulei dezavantajate

Factorii principali luați în considerare la proiectarea aspirației laterale la băi industriale, sunt: natura și temperatura soluției din băi; temperatura și viteza aerului din încăpere; dimensiunea și caracteristicile constructive ale băii; gradul de periculozitate al substanțelor degajate; gradul de uniformizare al vitezei în fantă. Nu toți acești factori se pot prinde în calcul, pentru o parte din ei se introduc coeficienți de corecție.

Debitul de aer evacuat local pentru o aspirație unilaterală se determină cu relația:

$$L = c_1 c_2 L_a \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.29)$$

în care:

c_1 – coeficient de corecție în funcție de poziția băii în incintă; $c_1=1,0$ pentru băi amplasate cu una din laturile mari lângă perete; $c_1= 1,18$ pentru amplasare liberă în incintă;

c_2 – coeficient de corecție în funcție de viteza de mișcare a aerului interior (fig. 3.16);

L_a – debitul de aer aspirat, în m^3/s .

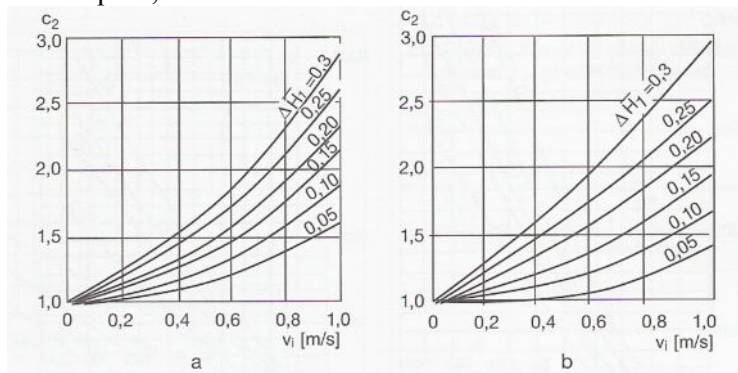


Fig.3.16 Determinarea coeficientului c_2
a- aspirație unilaterală; b- aspirație bilaterală

Pentru viteza de mișcare a aerului interior se va considera:

- $v_i = 0,20$ m/s pentru mișcare slabă;
- $v_i = 0,50$ m/s pentru deplasarea mecanică a pieselor în hală;
- $v_i = 0,80$ m/s pentru mișcare ascendentă a aerului în apropierea băilor.

Se admite că debitul degajat de pe suprafața băii L_d are o mișcare plan paralelă, fiind neglijate efectele marginale și mișcarea către fantele de aspirație nu este influențată de secțiunea transversală a băii. Raportul dintre debitul de aer aspirat și cel degajat (L_a/L_d) se poate determina în funcție de înălțimea relativă a fantei față de nivelul lichidului din baie (H/B) și înălțimea relativă a spectrului de aspirație $\Delta \bar{H}$ (fig. 3.17).

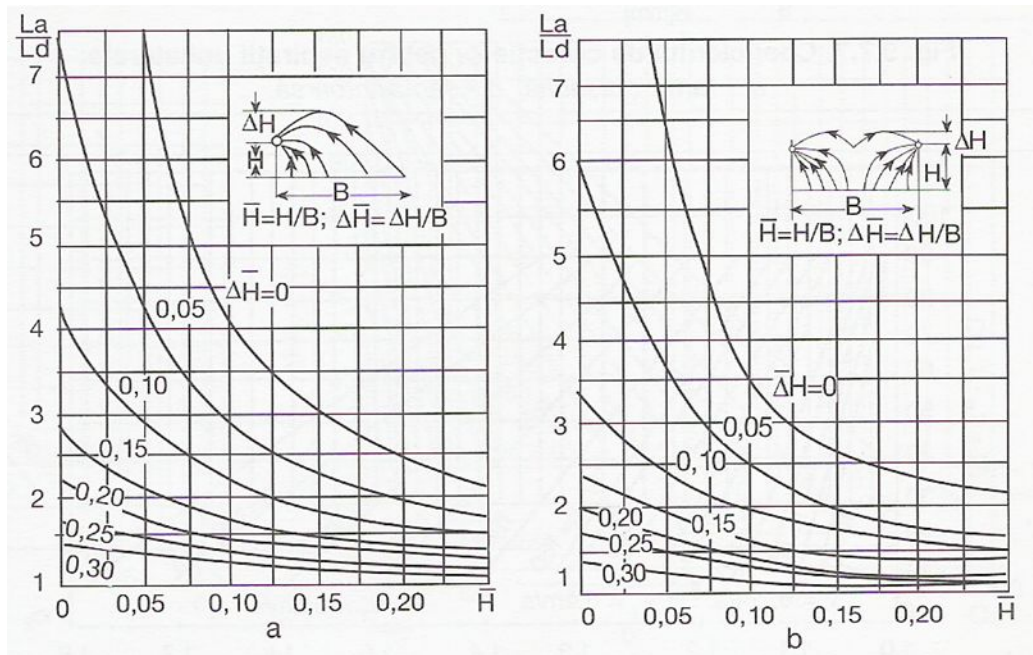


Fig.3.17 Raportul dintre debitul aspirat L_a și degajat L_d
a- aspirație unilaterală; b- aspirație bilaterală

Curbele din câmpul diagramelor corespund înălțimii totale a spectrelor, măsurate la partea inferioară a fantelor:

$$\Delta\bar{H}_1 = \Delta\bar{H} + 0,5 \bar{e} \quad (3.30)$$

în care:

$\Delta\bar{H}_1 = H / B$ - înălțimea relativă a spectrului de aspirație de deasupra băii;

$\bar{e} = e / B$ - înălțimea relativă a fantei;

$L_a = (L_d/L_d)L_d$ - debitul teoretic ce trebuie aspirat.

Pentru înălțimea relativă $\Delta\bar{H}$ se recomandă valorile:

$\Delta\bar{H} = 0,5 \bar{e}$ - pentru băi foarte toxice (cianuri, crom);

$\Delta\bar{H} = (0,15 \dots 0,50) \bar{B}$ - pentru băi cu miros pătrunzător;

$\Delta\bar{H} = (0,20 \dots 0,50) \bar{B}$ - pentru băi cu decapare.

Debitul ascendent de aer și vapori degajați de pe suprafața băii L_d se determină cu relația:

$$L_d = l \cdot B \cdot u \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.31)$$

în care l și B sunt lungimea, respectiv lățimea băii, iar u este viteza convențională de degajare, cu valorile:

- *recomandate*: $u = 0,30$ m/s (arămire); $u = 0,45$ m/s (zincare);

$u = 0,50$ m/s (cromare);

- *calculate*: $u = 0,155 Q_d^{2/3}$ (m/s) (3.32)

în care Q_d este fluxul convectiv de căldură degajat de pe 1m lungime de baie:

$$Q_d = \alpha \cdot B \cdot (t_b - t_i) / 1000 \quad (\text{kW}) \quad (3.33)$$

unde α este coeficientul de transfer termic convectiv:

$$\alpha = 2,05 (t_b - t_i)^{1/3} \quad (\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (3.34)$$

t_b și t_i fiind temperaturile soluției din baie, respectiv cea a aerului interior.

Pentru calculele practice se recomandă:

- viteza medie a jetului în fața deschiderii de aspirație de 0,5 – 1,0 m/s iar debitul de aer conform tabelului 3.5;

- înălțimea fantei de refulare de minim 5 – 7 mm și $v_r = 10 - 12$ m/s; la viteze mai mari se pot forma valuri pe suprafața lichidului; $v_{m \text{ asp.}} / v_{m \text{ finală jet}} \geq 2 \dots 3$; pentru rapoarte mai mici rezultă o frânare a jetului și o descompunere sub influența curenților din încăpere;

- la băi cu lățime mare, se folosesc jeturi realizate cu ajutaje de secțiune circulară pentru a asigura o turbulență cât mai mică și o bătaie mai mare.

Tabelul 3.5

Debitul de aer aspirat la băi industriale ($v_a = 5 - 10$ m/s)

Baia	Debitul de aer aspirat în m^3/hm^2 de suprafață pentru b/l				
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Băi reci	2000	2400	2600	2750	2900
Baie de degresare	1300	1500	1600	1700	1800
Băi galvanice	2000	2400	2600	2750	2900
Băi de apă:					
fierbinte	1000	1200	1300	1400	1450
fierbând	2000	2400	2600	2750	2900

- debit aspirat $L_a = 1800 - 2700 m^3/hm^2$ - debit refulat $L_{ref} = (0,25 - 0,5) L_a$

3.3.7. Calculul nișelor

Pentru dispozitivele de aspirație locală tip nișe, se pune problema determinării vitezei aerului în secțiunea liberă a nișei din condiția ca aceste concentrații de nocivități degajate în contracurent față de curgerea aerului, să nu depășească în dreptul lucrătorului valoarea concentrației admisibile. Dacă se cunoaște concentrația nocivităților din nișă, notate cu y_0 , se va determina viteza de aspirație v , îndeplinind condiția ca la distanța $x = a$ să se respecte valoarea concentrației admisibile y_a (fig. 3.18).

Concentrația de nocivități din interiorul nișei y_0 depinde de fluxul de noxe degajat, de volumul interior și de aerodinamica nișei. Condițiile de muncă impun distanța dintre lucrător și nișă (notată cu a), iar cerințele de securitate și de protecția muncii, impun valoarea concentrației admisibile y_a . Se admite ipoteza simplificatoare conform căreia mișcarea lucrătorului este unidirecțională. Se scrie ecuația de propagare unidirecțională a nocivităților, sub formă diferențială, alcătuită dintr-o componentă difuză, proporțională cu coeficientul de difuziune A și o componentă de transport liber turbulent, proporțională cu viteza din planul deschiderii de aspirație a nișei, notând cu y concentrația de nocivități:

$$\frac{dy}{d\tau} = A \frac{d^2 y}{dx^2} + v \frac{dy}{dx} \quad (3.35)$$

în ipoteza mișcării permanente $dy / d\tau = 0$, ecuația devine:

$$A \frac{d^2 y}{dx^2} + v \frac{dy}{dx} = 0$$

efectuând schimbarea de variabilă $dy / dx = z$, rezultă:

$$A \frac{dy}{dx} = -vz \quad \text{sau} \quad \frac{dz}{z} = -\frac{v}{A} dx \quad (3.36)$$

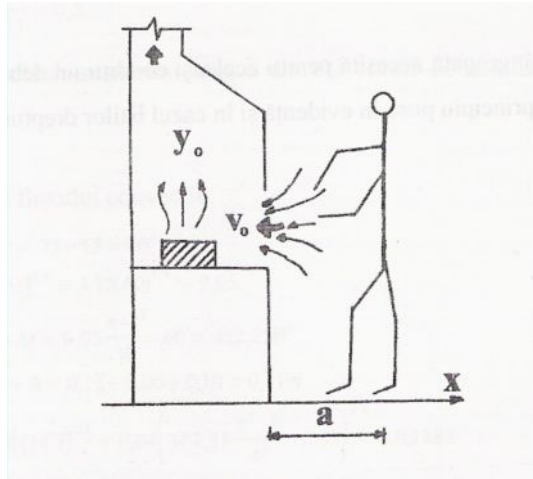


Fig. 3.18 Schema de calcul a nișelor

prin integrare, rezultă:

$$\ln z = -\frac{v}{A} x + \ln C \quad \text{sau} \quad \ln \frac{z}{C} = -\frac{v}{A} x \quad \text{sau} \quad z = Ce^{-\frac{v}{A}x} \quad (3.37)$$

revenind la variabila inițială, rezultă:

$$dy = Ce^{-\frac{v}{A}x} dx \quad (3.38)$$

prin integrare, rezultă:

$$y = C \left(-\frac{v}{A} \right) e^{-\frac{v}{A}x} + C_2 \quad \text{se noteaza} \quad C_1 = -C \frac{v}{A} \quad (3.39)$$

și rezultă:

$$y = C_1 e^{\frac{v}{A}x} + C_2 \quad (3.40)$$

Pentru determinarea constantelor de integrare, se pun condițiile limită:

$$x = 0; \quad y = y_0; \quad x = a; \quad y = y_a$$

și se obține:

$$\begin{aligned}
y_0 &= C_1 + C_2 \\
y_a &= C_1 e^{\frac{v}{A}a} + C_2
\end{aligned}
\tag{3.41}$$

Din care se determină constantele de integrare C_1 și C_2 :

$$\begin{aligned}
C_1 &= \frac{y_0 - y_a}{1 - e^{-\frac{v}{A}a}} \\
C_2 &= \frac{y_a - y_0 e^{-\frac{v}{A}a}}{1 - e^{-\frac{v}{A}a}}
\end{aligned}
\tag{3.42}$$

După înlocuire se obține relația concentrației de nocivități:

$$y = \frac{y_0 - y_a}{1 - e^{-\frac{v}{A}a}} e^{-\frac{v}{A}x} + \frac{y_a - y_0 e^{-\frac{v}{A}a}}{1 - e^{-\frac{v}{A}a}}
\tag{3.43}$$

În vederea determinării vitezei de aspirație se pun condiția limită: $x \rightarrow \infty, y = 0$.

$$y_a - y_0 e^{-\frac{v}{A}a} = 0 \quad \text{sau} \quad v = \frac{A}{a} \ln \frac{y_0}{y_a}
\tag{3.44}$$

Conform acestei relații, pentru micșorarea vitezei de aspirație și a debitului de aer, va trebui să scadă coeficientul de difuziune A și concentrația de nocivități din nișă y_0 , întrucât mărirea distanței și a concentrației admisibile y_a nu se poate realiza din condiții de lucru respectiv de securitate a muncii.

Se poate asigura o reducere a concentrației de nocivități din interiorul nișei, dacă se realizează o evacuare prin aspirație diferențiată în funcție de densitatea și forțele ascensionale ale degajărilor nocive. Mărirea volumului nișei sau introducerea suplimentară de aer la partea inferioară a nișei este o altă soluție de reducere a concentrației, dar cu condiția să nu existe scăpări de noxe din interiorul ei.

Energia cinetică a curenților de aer interiori influențează coeficientul de difuziune A și turbulența din jurul deschiderii de aspirație al nișei. Prin muchii aerodinamice montate pe conturul deschiderii de aspirație se poate atenua turbulența locală.

Sistemul de ventilare va trebui corelat cu mișcarea curenților de aer produsă de deplasarea lucrătorilor, a mașinilor, utilajelor și a curenților convectivi produși de sursele calde.

Pentru secții industriale cu turbulențe specifice ale aerului interior, coeficientul de difuziune A , după *ELTERMAN* este:

$$A = 2,5 \varepsilon^{\frac{1}{3}} d^{\frac{4}{3}} \quad (3.45)$$

în care:

- ε - reprezintă energie cinetică specifică încăperii, raportată la masa de aer din încăperea, în m^2/s^3 ;
- d - diametrul echivalent al deschiderii de aspirație al nișei, în m.

Pentru calculele practice se recomandă viteza medie în secțiunea de aspirație a nișei, în funcție de valoarea concentrației admisibile:

$v = 0,5 \dots 0,7 \text{ m/s}$	pentru $y_a \geq 0,1 \text{ g/m}^3$
$v = 0,7 \dots 1,0 \text{ m/s}$	pentru $y_a < 1,0 \text{ g/m}^3$
$v = 1,5 \text{ m/s}$	pentru activitate permanentă în deschiderea nișei.

3.4. Instalații de ventilare locală prin refulare și aspirație

3.4.1. Tipuri constructive

În cazul băilor industriale de lățimi mari, tuneluri de vopsire, uscare, cuve de electroliză a tuturor surselor de nocivități cu tendința propagare în întreaga incintă, se utilizează sisteme de ventilare locală, care să asigure o mișcare dirijată a aerului.

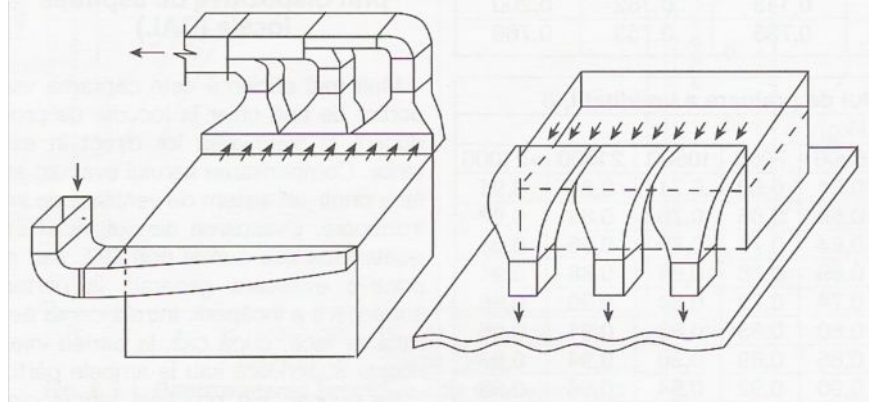


Fig. 3.19 Refulare pe o latură și aspirație pe latura opusă

Sistemul cu refulare pe o latură și evacuare pe latura opusă (fig. 3.19) folosit pentru băi industriale cu lățimea $B > 1000 \text{ mm}$, vor avea înălțimea fantelor de aspirație mai mare decât grosimea jetului la distanța de amplasare a lor.

Refularea se va face sub forma de jet plan continuu, cu grosimea fantelor de 5 ... 15 mm. Lateral față de lungimea băii, pentru atenuarea efectelor marginale, se prevăd suprafețe care să delimiteze curgerea și să diminueze acțiunea defavorabilă a curenților de aer orizontali.

3.4.2. Calculul instalațiilor de ventilare locală prin refulare și aspirație

Calculul de dimensionare al unei instalații de ventilare locală prin refulare și aspirație presupune determinarea pe partea de refulare a următoarelor mărimi:

- v_0 - viteza de refulare; - L_0 - debitului de aer refulat; - B_0 - înălțimea fantei de refulare ($0,005 \dots 0,015$) B , dar nu mai mică de 5 mm;

iar pe parte de aspirație a mărimilor:

- L_a – debitul de aer aspirat; - h_{fa} – înălțimea fantei de aspirație;

a) Metoda 1

Prin funcționarea dispozitivelor de refulare – aspirație, la suprafața băii industriale se formează o perdea de aer, sub a cărei acțiune ridicarea particulelor nocive acționate de forța ascensională este împiedicată, fiind antrenate cu curenții de aer secundari în masa curentului de aer primar și deplasate spre raza de acțiune a dispozitivelor de aspirație (fig. 3. 20). Metoda de calcul a lui SEPELEV admite următoarele ipoteze:

- punctul A este poziția pentru particula situată cel mai defavorabil față de fanta de aspirație;
- viteza ascensională a particulelor degajate se menține constantă;
- se admit ecuațiile pentru jetul plan (mărimile adimensionale ale lungimilor se obțin prin raportare la înălțimea fantei de refulare).

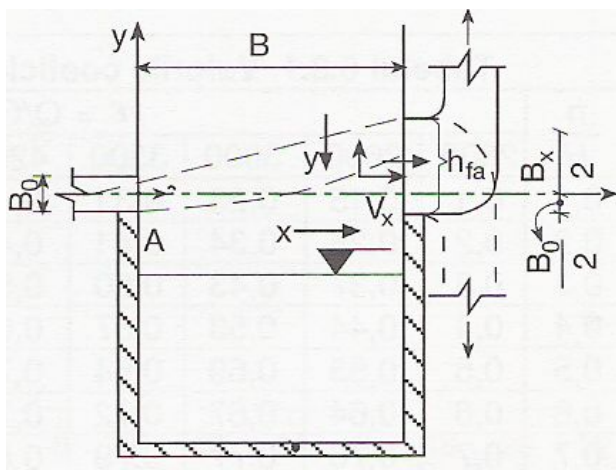


Fig. 3.20 Schema de calcul pentru metoda 1

Determinarea vitezei medii \bar{v}_x la distanța x față de secțiunea de refulare:

$$\bar{v}_x = \frac{v_x}{v_0} = \frac{0,347}{\sqrt{\frac{ax}{B_0} + 0,205}} \cong \frac{1,1}{\sqrt{\frac{x}{B_0}}} \quad (3.46)$$

Iar lățimea jetului la distanța x de secțiunea de refulare:

$$\bar{B}_x = \frac{B_x}{B_0} = 4,8 \left(\frac{ax}{B_0} + 0,205 \right) \cong 0,48 \frac{x}{B_0} \quad (3.47)$$

Debitul de aer antrenat de jet până la distanța x , va fi:

$$\bar{L}_x = \frac{L_x}{L_0} = 1,7 \sqrt{\frac{ax}{B_0} + 0,205} \cong 0,54 \sqrt{\frac{x}{B_0}} \quad (3.48)$$

Aceste relații simplificate au la bază următoarele considerații: coeficientul structurii turbulente $a = 0,1$ și raportul $\frac{ax}{B_0} \gg 0,205$, pentru băi industriale cu $B > 1\text{m}$, pentru $x = B$.

Dacă se consideră sistemul de axe rectangulare (fig. 3.13) în ipoteza că viteza de degajare a particulei $v_d = \text{const.}$, se scrie ecuația diferențială a mișcării pe direcțiile y și x :

$$v_y = \frac{dy}{d\tau} = v_d = \text{const.} \quad (3.49)$$

$$v_x = \frac{dx}{d\tau} = 1,1 v_0 \left(\frac{x}{B_0} \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (3.50)$$

Din raportul celor două relații, rezultă ecuația diferențială a traiectoriei:

$$\frac{dx}{dy} = \frac{v_d}{1,1 v_0 \left(\frac{x}{B_0} \right)^{-\frac{1}{2}}} \cong 0,9 \frac{v_d}{v_0} \left(\frac{x}{B_0} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.51)$$

$$dy = 0,9 \frac{v_d}{v_0} \left(\frac{x}{B_0} \right)^{\frac{1}{2}} dx \quad (3.52)$$

Prin integrare și punând condițiile de margine $x = 0$; $y = 0,5B_0$, se obține constanta de integrare $C = 0,5B_0$, respectiv relațiile:

$$y = 0,6 \frac{v_d}{v_0} B_0 \left(\frac{x}{B_0} \right)^{\frac{3}{4}} + 0,5B_0 \quad (3.53)$$

Din condiția ca particula din situația cea mai defavorabilă să nu depășească distanța B (lățimea băii industriale), să intersecteze planul fantei de aspirație, respectiv $x = B$ și admitând $y = B_x/2$ se obține că $y = 0,24 B$. Explicitând v_0 , viteza medie inițială din ecuația traiectoriei și înlocuind datele privind condițiile finale ale jetului de aer, rezultă:

- viteza de refulare

$$v_0 = \frac{0,6B_0 v_d \left(\frac{B}{B_0} \right)^{\frac{3}{2}}}{0,24B - 0,5B_0} = \frac{0,6v_d \left(\frac{B}{B_0} \right)^{\frac{3}{2}}}{0,24 \frac{B}{B_0} - 0,5} \cong 2,5v_d \left(\frac{B}{B_0} \right)^{\frac{1}{2}} \text{ (m/s)} \quad (3.54)$$

deoarece $0,24 B/B_0 \gg 0,5$; iar $v_d = 0,003\Delta t$, unde $\Delta t = t_b - t_i$
 t_b, t_i fiind temperaturile soluției din baie, respectiv cea interioară, în °C.

- debitul de aer refulat

$$L_0 = L \cdot B_0 \cdot v_0 \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.55)$$

în care L reprezintă lungimea băii industriale.

- înălțimea fantei de aspirație

$$h_{fa} \geq \frac{B_0}{2} + 0,24B \quad (\text{m}) \quad (3.56)$$

- debitul de aer evacuat

$$L_{ev} \approx 0,7 \left(\frac{B}{B_0} \right)^{\frac{1}{2}} L_0 \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.57)$$

b) Metoda 2

Se consideră valoarea vitezei medii în jet în dreptul secțiunii de aspirație conform valorilor stabilite experimental, proporțional cu lățimea băii industriale, recomandate în tabelul 3.6.

Tabelul 3.6

Viteza medie în jet

Temperatura soluției din baie (°C)	<20	21 ... 40	41 ... 70	71 ... 95
Viteza medie v_m (m/s)	0,50B	0,75B	0,85B	1,00B

Conform acestor considerații vor rezulta relațiile de calcul pentru:

- viteza jetului în secțiunea de refulare

$$v_0 = 1,67v_m \sqrt{\frac{aB}{B_0} + 0,41} \quad (\text{m/s}) \quad (3.58)$$

- debitul de aer refulat, relația 3.41
- debitul de aer antrenat până la locul de aspirație

$$L_x = 1,2L_0 \sqrt{\frac{aB}{B_0} + 0,41} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.59)$$

Coefficientul structurii turbulente $a = 0,1 \dots 0,2$. Pentru temperaturi ale soluțiilor din băi mai mici de 70 °C, debitul de aer evacuat se determină cu relația 3.45 iar pentru temperaturi mai mari de 70 °C se va majora cu 10 ... 25%.

Instalațiile de ventilare locală cu refulare și aspirație pot avea fanta de refulare cu distribuitor de viteză uniformă sau distribuitor cu orificii de refulare circulare., cu condiția ca jeturile de aer ce se formează, să se intersecteze până la marginea băii industriale ventilate.

4. INSTALAȚII DE DESCETEARE

4.1. Generalități

În secțiile industriale (din industria textilă, alimentară, de hârtie, etc.) cu degajări intense de umiditate asociate cu degajări de căldură sub formă convectivă, în perioada de iarnă există pericolul producerii condensului pe suprafețele interioare reci și chiar a ceții în interiorul secției.

Datorită acestor degajări, parametrii aerului interior nu respectă condițiile de confort termic sau condițiile cerute de normele de protecția muncii. Condensul favorizează apariția mușcăiului și acumularea de praf respectiv a vaporilor de apă în straturile elementelor de construcție, ceea ce duce la degradarea clădirii, la costuri ridicate pentru întreținere și reparații.

Condensul rezultat, accentuează și gradul de corodare al elementelor instalațiilor și utilajelor, prin picăturile formate la nivelul tavanului care cad în zona de lucru, perturbă inclusiv procesul tehnologic, depreciind produsele finite.

Fenomenul de condens apare mai ales la partea superioară a încăperii, unde aerul are un conținut de umiditate mai ridicat, datorită acumulării de vaporii de apă în această zonă (la aceeași temperatură, densitatea aerului umed este mai mică decât a aerului uscat).

Evitarea acestor fenomene ne dorite și crearea condițiilor de lucru conform normelor, necesită realizarea unor instalații care să elimine concomitent excesul de căldură și umiditate, să asigure problema încălzirii halelor industriale și cea a condensării vaporilor de apă pe suprafețele reci.

Deoarece tendința aerului cald și umed este de a se ridica la partea superioară a încăperii, introducerea aerului pentru preluarea căldurii și umidității în exces, se va face în zona de lucru și evacuarea lui la partea superioară.

Aerul exterior, ne tratat vara sau încălzit iarna până la parametrii necesari, introduce cu o instalație de ventilare mecanică, evacuarea acestuia se realizează natural sau mecanic în funcție de condițiile specifice ale procesului tehnologic sau alcătuirii halei industriale.

îndeplinirea condiției:

$$\theta_i > t_r + 1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.1)$$

în care:

θ_i – temperatura superficială a elementului de construcție, în $^\circ\text{C}$;

t_r - temperatura punctului de rouă a aerului din partea superioară a halei, în $^\circ\text{C}$;

Temperatura superficială la partea interioară a elementelor de construcție se calculează cu relația:

$$\theta_i = t_i - \frac{k}{\alpha_i} (t_i - t_e) \quad (4.2)$$

în care:

t_i – temperatura aerului la partea superioară a încăperii, în °C;

k – coeficientul global de transfer termic al elementului de construcție, în W/m² °C;

α_i – coeficientul superficial de schimb termic la interior, în W/m² °C;

t_e – temperatura aerului exterior, în °C.

4.2. Tipuri de instalații de descetare

Se pot aplica următoarele procedee speciale pentru combaterea efectelor de condensare pe suprafețele reci:

- mărirea debitului de aer pentru ventilare, astfel încât starea aerului evacuat în zona superioară să aibă un conținut de umiditate mai mic;
- refularea suplimentară a unor jeturi de aer cald (30 – 45 °C) în zona superioară a încăperii, în lungul elementelor de construcție;
- montarea suplimentară de corpuri de încălzire (registre din țevi) la partea superioară halei;
- folosirea dispozitivelor de aspirație locală.

4.2.1. Instalații de descetare prin ventilare generală (mărirea debitului de aer)

Instalația de ventilare generală cu debit de aer mărit, se poate aplica în condițiile în care:

- utilajele cu degajări de căldură și umiditate sunt răspândite în hală, nu pot fi grupate într-o singură zonă;
- dimensiunile și forma utilajelor nu împiedică distribuția uniformă a aerului;
- refularea aerului se poate face în apropierea utilajelor și jetul de aer cuprinde cât mai mult din zona de amplasare a surselor de degajare.

Introducerea aerului se va face la partea inferioară a halei, în zona de lucru și evacuarea se va face la partea superioară (dacă este posibil pe cale naturală prin luminatoare, jaluzele de suprapresiune, etc.)

Dacă aerul umed cu vapori de apă din încăperea ventilată poate pătrunde în spațiile vecine, datorită suprapresiunii, se va realiza o instalație mecanică de evacuare.

Dacă introducerea aerului în zona de lucru este împiedicată de forma utilajelor, atunci refularea se va face la partea superioară cu dirijarea jetului de aer către zona de lucru.

Pentru o eficiență ridicată a instalației, utilajele trebuie amplasate în spatele unor paravane care vor ajuta la dirijarea aerului către zona de lucru.

Calculul acestor instalații necesită următoarele date cunoscute:

- dimensiunile halei industriale, mărimea și poziția surselor de degajare;
- sarcina termică Q_i (kW) și sarcina de umiditate G_i (kg/s);
- parametrii aerului exterior E (t_e, x_e) și al aerului interior I (t_i, ρ_i);

Etapele de calcul sunt următoarele:

- se poziționează punctele de stare ale aerului interior I și exterior E în diagrama $i - x$ (fig. 4.1);
- se calculează direcția procesului $\varepsilon_i = Q_i / G_i$ (kJ/kg)
- se trasează ε_i în diagrama $i - x$ și o paralelă la aceasta prin punctul de stare al aerului interior I;
- se determină starea aerului refulat R la intersecția lui x_r cu paralela la ε_i ;
- se determină coeficientul de preluare al umidității β , în funcție de ε_i și h_{z1} / H respectiv de modul de propagare al căldurii și umidității;
- se calculează debitul de aer pentru ventilare:

$$L = \frac{\beta G_i}{x_i - x_r} \quad (\text{kg/s}) \quad \text{\textit{știind că:}} \quad \beta = \frac{x_i - x_n}{x_s - x_n} \quad (4.3)$$

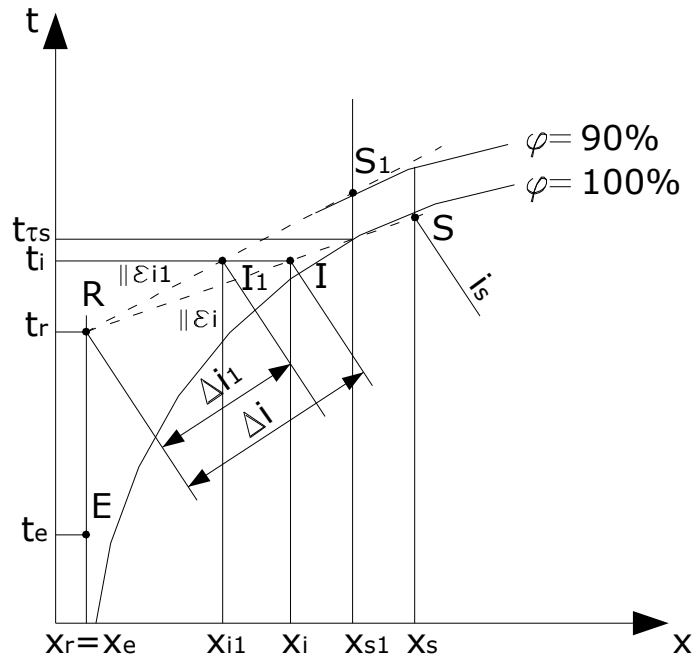


Fig. 4.1 Evoluția procesului în diagrama i-x, în metoda mării debitului de aer

- se determină starea S a aerului evacuat la partea superioară a încăperii, la intersecția lui x_s cu paralela dusă prin punctul I la ε_i ;

$$x_s = x + \frac{x_i - x_r}{\beta} \quad (4.4)$$

- dacă punctul de stare S se află în zona de ceață, în încăperea ventilată se va produce ceață chiar în cazul introducerii debitului de aer L. Pentru a se evita apariția ceții, se impune o nouă stare a aerului evacuat S_1 , la o umiditate de 90% și se recalculează debitul de aer:

$$L_1 = \frac{\beta G_i}{x_{i1} - x_r} \quad (\text{kg/s}) \quad (4.5)$$

Deoarece: $x_{s1} - x_r < x_s - x_r$ debitul de aer $L_1 > L$.

Prin mărirea debitului de aer, coeficientul de preluarea a căldurii și umidității nu s-a modificat, astfel că se vor determina parametrii aerului interior I_1 rezultat în această situație.

$$\beta = \frac{x_{i1} - x_r}{x_{s1} - x_r} ; \quad x_{i1} = x_r + (x_{s1} - x_r) \quad (4.6)$$

- se determină starea aerului I_1 la intersecția lui x_{s1} cu dreapta RS_1 și se verifică dacă parametrii rezultați pentru acest punct sunt în limitele impuse de NGPM;
- se va verifica dacă nu se produce fenomenul de condens la nivelul tavanului:

$$\theta_i = t_{s1} - \frac{k}{\alpha_i} (t_{s1} - t_e) \quad (4.7)$$

$$\theta_i > t_{\tau s1} + 1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.8)$$

Dacă condiția nu este îndeplinită, se va mări în continuare debitul de aer sau se vor lua măsuri de izolare suplimentară a tavanului.

4.2.2. Instalații de descetare cu corpuri de încălzire la partea superioară

Corpuri de încălzire montate la partea superioară a secției, în apropierea tavanului, au rolul ca prin radiație să mărească temperatura suprafețelor reci și a aerului din imediata apropiere, eliminând fenomenul de condens.

Sistemele de corpuri de încălzire, serpentine, introduc în încăperea o sarcină termică suplimentară Q_{ci} . Ele funcționează numai în perioada de iarnă și se vor dimensiona în așa fel încât radiația termică să nu influențeze negativ aerul din zona de lucru.

Pentru a evita fenomenul de îngheț se indică utilizarea aburului ca agent termic.

Calculul se poate face după cum urmează:

- cazul I – dacă se cunoaște suprafața corpurilor de încălzire și sarcina termică a lor
 - se determină starea aerului S evacuat la partea superioară (fig. 4.2);
 - se calculează sarcina termică totală a halei și se determină noua direcție a procesului:

$$\varepsilon_{i1} = \frac{Q_i + Q_{ci}}{G_i};$$

(4.9)

- se trasează o paralelă la ε_{i1} prin punctul R;
- se determină starea S_1 la intersecția acestei paralele cu dreapta x_s ;
- se determină β_1 funcție de ε_{i1} și h_{z1}/H și se calculează debitul de aer pentru ventilare;
- se stabilește stare aerului interior I_1 la intersecția dreptei RS_1 cu x_{i1} ;
- se verifică dacă la partea superioară a halei se produce condens
- cazul II – se impune temperatura aerului din zona superioară astfel încât să nu se producă condens și se calculează sarcina termică necesară a corpurilor de încălzire
 - se determină starea aerului S evacuat la partea superioară;
 - se determină temperatura t_{s1} astfel ca pe suprafața interioară să nu se producă condens: $\theta_i = t_{s1} + 1$ ($^{\circ}\text{C}$), la intersecția curbei de saturație $\rho = 100\%$ cu x_{s1}
 $\alpha_i (t_{s1} - \theta_i) = k (t_{s1} - t_e)$ și înlocuind valoarea lui θ_i determinată cu relația anterioară rezultă:

$$t_{s1} = \frac{\alpha_i (t_{s1} + 1) - k t_e}{\alpha_i - k} \quad (4.10)$$

- se determină starea punctului S_1 la intersecția lui cu x_s cu t_{s1} ;
- se trasează ε_{i1} prin punctul R și S_1 ;
- se determină grafic valoarea lui ε_{i1} și se stabilește β_1 în funcție de ε_{i1} și h_{z1}/H ;
- se calculează debitul de aer pentru ventilare și conținutul de umiditate al aerului interior x_{i1} ;
- se determină sarcina termică necesară atingerii punctului S_1 știind că:

$$\varepsilon_{i1} = \frac{Q_i + Q_{ci}}{G_i};$$

$$Q_{ci} = \varepsilon_{i1} G_i - Q_i \quad (\text{kW}) \quad (4.11)$$

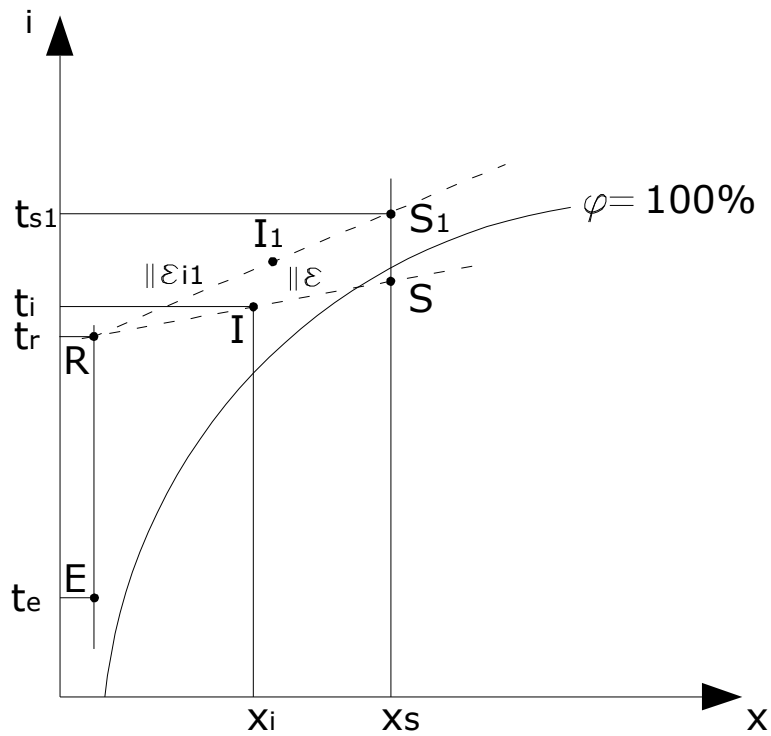


Fig. 4.2 Verificarea procesului în diagrama $i-x$, pentru cazul încălzirii la partea superioară a incintei

4.2.3. Instalație de descețare cu refularea aerului la partea superioară și inferioară a halei

În anumite hale industriale cu degajări însemnate de căldură și umiditate pentru mărirea temperaturii în zona superioară a acesteia, se refulează un debit de aer cu o temperatură mai mare (fig. 4.3).

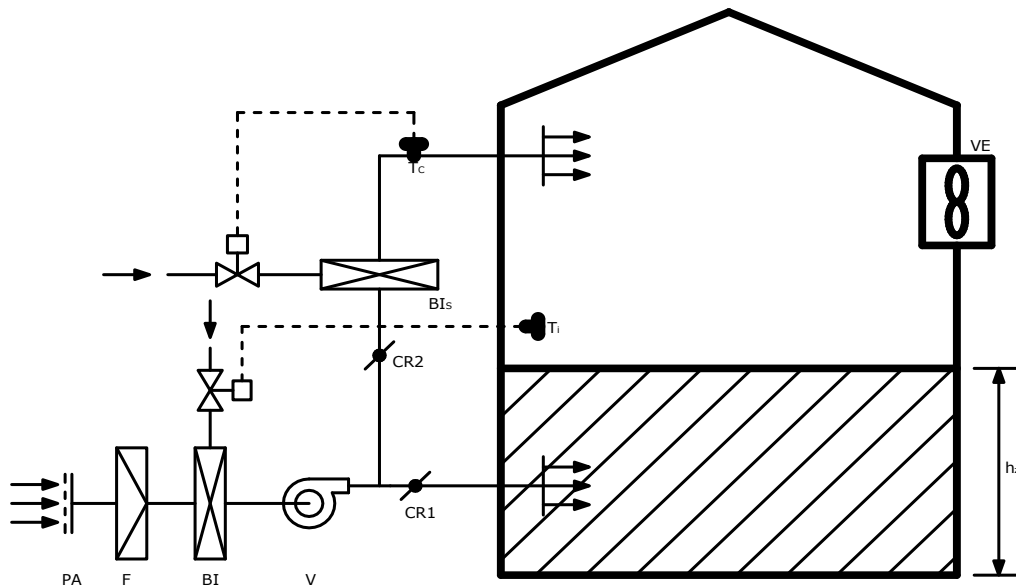


Fig.4.3 Instalație de descețare cu reculare la partea superioară și inferioară.

Instalația refulează în partea superioară a halei un debit de aer L_s cu o temperatură de 30 ...45 °C care să nu influențeze defavorabil zona de lucru. Temperatura de reculare se realizează cu o baterie de încălzire suplimentară BI_s .

Un termostat de exterior va acționa clapetele CR_1 și CR_2 dirijând spre partea superioară un debit de aer L_s variabil, în funcție de temperatura exterioară. Debitul de aer scade cu creșterea temperaturii exterioare.

Termostatul de canal T_c menține constantă temperatura aerului refulat în partea superioară. La creșterea peste o anumită valoare a temperaturii exterioare, tot debitul de aer va fi refulat în partea inferioară a halei cu o temperatură stabilită de termostatul de interior T_i , în funcție de sarcina termică de evacuare.

Calculul instalației constă în determinarea punctului de stare al aerului evacuat la partea superioară a halei R_1 care se amestecă cu aerul de stare S , rezultând un nou punct de stare S_1 , situat pe dreapta R_1S .

Poziția punctului de stare S_1 va fi în funcție de raportul debitului de aer refulat în partea superioară L_s și a celui din partea inferioară L_i .

Debitul de aer se va calcula cu relația:

$$L = L_i + L_s$$

Noua stare a aerului S_1 determină o nouă direcție a procesului ε_1 și un nou coeficient β_1 cu care se stabilește noua stare a aerului interior I_1 .

$$\beta_1 = \frac{x_{i1} - x_n}{x_{s1} - x_r} \Rightarrow x_i = x_r + \beta_1 (x_{s1} - x_r) \quad (4.12)$$

Starea aerului S_1 se poate determina după cum urmează:

- se impun debitele L_i și L_s și se determină x_{s1}

$$x_{s1} = \frac{L_s x_{r1} + L_i x_s}{L} \quad (4.13)$$

După determinarea punctului de stare S_1 se verifică dacă nu apare condens în partea superioară a încăperii. În eventualitatea apariției condensului, se reia calculul prin mărirea debitului de aer refulat în partea superioară a halei.

- se impune temperatura stării S_1 , la intersecția izotermei t_{s1} cu dreapta R_1S ; știind că punctul S_1 împarte segmente invers proporționale cu debitele de aer L_i și L_s , se vor determina aceste debite cu relația:

$$\frac{L_i}{L_s} = \frac{R_1 S_1}{S_1 S} \quad (4.14)$$

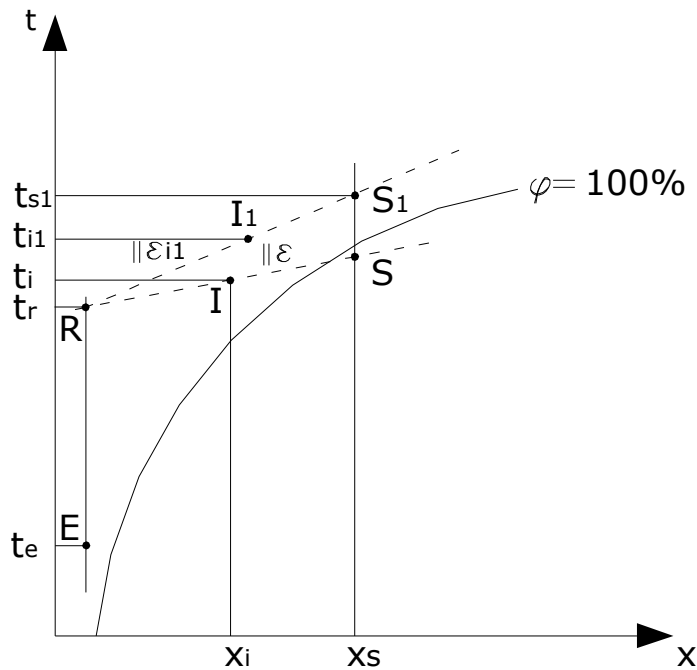


Fig. 4.4 Evoluția procesului în diagrama i - x , în metoda refulării la partea superioară și inferioară a incintei

$$L = L_i + L_s \quad \text{și} \quad R_1 S_1 + S_1 S = R_1 S \quad (4.15)$$

$$\frac{L}{L_s} = \frac{R_1 S}{S_1 S} \quad (4.16)$$

4.2.4. Instalații de descetare utilizând dispozitive de ventilație locală

În multe hale industriale sursele de degajări sunt surse locale care pot fi prevăzute cu dispozitive de aspirație locale (DAL) cum ar fi: nișe, hote, carcase, etc. Captarea degajărilor nocive se va face mai eficient la locul de producere prin aceste dispozitive.

- Dacă toate sursele de degajări din hală pot fi prevăzute cu DAL pentru descețare, aerul va fi introdus printr-o instalație de ventilare generală și va fi evacuat prin DAL, scăpările de nocivități se consideră neglijabile.
- Dacă unele surse de degajări nu pot fi echipate cu DAL, instalația de descețare va fi compusă dintr-o instalație de introducere generală a aerului, una de ventilare locală cu DAL și una de evacuare a scăpărilor din DAL și a degajărilor de la surse fără aspirație locală (fig. 4.5).

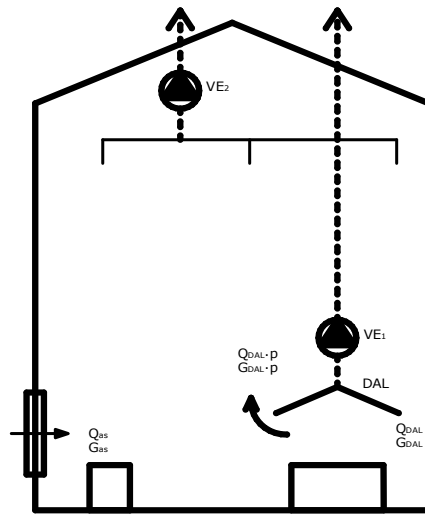


Fig. 4.5 Instalație de descețare utilizând dispozitiv de aspirație local.

Mărimile din fig. 4.5 reprezintă:

Q_{DAL} , G_{DAL} – sarcina termică și de umiditate corespunzătoare utilajelor ce pot fi dotate cu DAL

Q_{as} , G_{as} - sarcina termică și de umiditate corespunzătoare utilajelor ce nu pot fi dotate cu DAL.

Introducerea aerului se va face pe la partea inferioară a halei. Dacă datorită formei sau amplasării utilajelor nu este posibilă refularea la partea inferioară, se recurge la refularea superioară cu dirijarea jeturilor spre zona de lucru.

Pentru evitarea formării condensului în interiorul DAL se recomandă refularea unui debit de aer cald ($40\text{ }^{\circ}\text{C}$) în interiorul dispozitivului de captare locală.

Calculul acestor instalații de descețare cu DAL necesită:

- sarcina termică și de umiditate Q_{DAL} , G_{DAL} pentru utilajele ce pot fi prevăzute cu DAL;
- sarcina termică și de umiditate Q_{as} , G_{as} a surselor ce nu pot fi prevăzute cu DAL;

$$Q_i = Q_{DAL} + Q_{as} \quad (\text{kW}) \quad (4.17)$$

$$G_i = G_{DAL} + G_{as} \quad (\text{kg/s}) \quad (4.18)$$

- se determină debitul de aer ce trebuie evacuat prin fiecare DAL;

$$L_{DAL} = L_{sp} \cdot G_{DAL} \quad (\text{kg/s}) \quad (4.19)$$

L_{sp} – debitul specific de aer ce trebuie aspirat la utilaje cu degajări de vapori de apă, conform tabelului 4.1.

Tabelul 4.1

Degajări de umiditate (kg/h utilaj)	Debit specific de aer aspirat kg aer / kg vapori
$G_{DAL} > 100$	$L_{sp} \geq 50$
$G_{DAL} < 100$	$L_{sp} \leq 50$
Pentru utilaje carcasate, uscătoare	$L_{sp} = 10 \dots 15$

- se determină scăpările de umiditate p (exprimate procentual) pentru fiecare utilaj în parte; conform diagramei din fig. 4.6;
- se determină sarcina termică și de umiditate evacuată prin fiecare DAL;

$$Q_{ev\ DAL} = (1 - p) Q_{DAL} \quad (4.20)$$

$$G_{ev\ DAL} = (1 - p) G_{DAL} \quad (4.21)$$

- se determină sarcina termică și de umiditate ce trebuie evacuată prin instalația de ventilare generală cu ajutorul ventilatorului VE₂;

$$Q_{vg} = Q_{as} + Q_{DAL} \cdot p \quad (4.22)$$

$$G_{vg} = G_{as} + G_{DAL} \cdot p \quad (4.23)$$

- se determină direcția procesului ε_{vg} pentru ventilare generală : $\varepsilon_{vg} = Q_{vg} / G_{vg}$;
- se reprezintă punctul I în diagrama $i - x$ și se trasează o paralelă la ε_{vg} prin punctul I;
- se stabilește starea aerului refumat R la intersecția dreptei x_e cu paralela la ε_{vg} trasată prin I (fig. 4.7);
- se determină β_{vg} în funcție de h_{z1} / H și ε_{vg} și de modul propagării căldurii;
- se calculează debitul de aer pentru ventilare generală:

$$L = \frac{\beta_{vg} G_{vg}}{x_i - x_r} \quad (4.24)$$

- se determină starea aerului evacuat din DAL

$$x_{DAL} = x_1 + \frac{(1-p) G_{DAL}}{L_{DAL}} \quad (4.25)$$

$$i_{DAL} = i + \frac{(1-p) Q_{DAL}}{L_{DAL}} \quad (4.26)$$

- se reprezintă punctul de stare al aerului evacuat din DAL, I_{DAL} și se verifică dacă acest punct este sau nu în zona de ceață; dacă este în zona de ceață se va modifica debitul de aer introdus în DAL, modificându-se astfel coeficientul de pierderi p. Pentru o funcționare corectă a instalației este necesar ca:

$$L \geq L_{DAL}$$

$$L > L_{DAL} + L_{ev.}$$

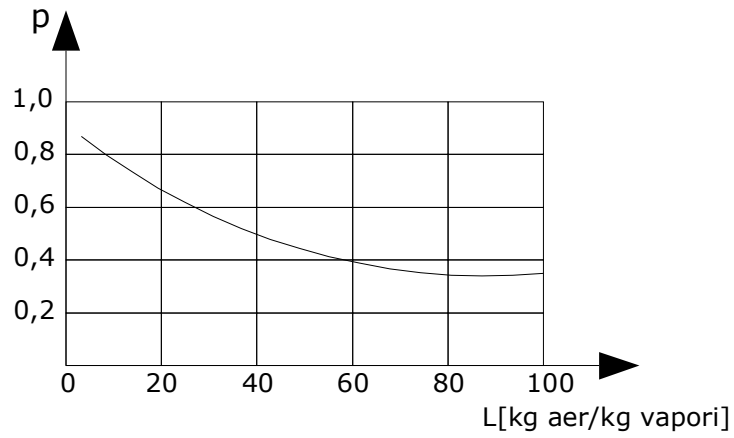


Fig. 4. 6 Coeficientul scăpărilor de căldură și vapori ale hotei

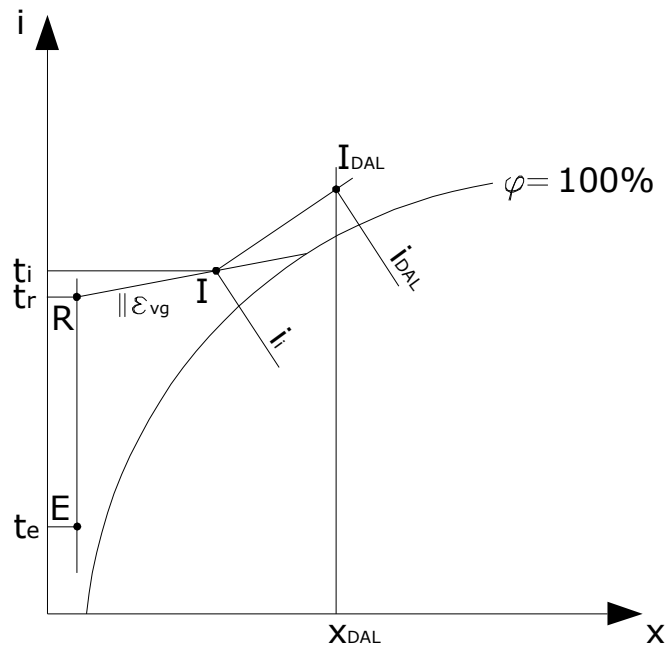


Fig. 4.7 Calculul instalației de descețare utilizând DAL

5. INSTALAȚII DE UMIDIFICARE

5.1 Generalități

În anumite secții industriale cum ar fi cele din industria textilă, alimentară, poligrafiei, etc. procesele de producție necesită menținerea unei umidități relative ale aerului mai mare de 60%. Chiar dacă se introduce direct în încăpere aer umidificat din centrala de climatizare ($\varphi = 90 \dots 95 \%$), din cauza degajărilor mari de căldură, fără degajări importante de vapori de apă, nu se poate menține în încăpere la debite normale de aer, o umiditate relativă suficient de ridicată, fiind necesară realizarea unei „supraumidificări” a aerului interior.

Necesitatea unei umidificări suplimentare sau a supraumidificării este și mai pronunțată în cazul instalațiilor de ventilare mecanică, iarna când conținutul de umiditate al aerului exterior este mic.

Mărirea umidității relative a aerului interior la valoarea necesară desfășurării procesului tehnologic se poate realiza prin intercalarea în circuitul aerului refulat a unor dispozitive pentru mărirea conținutului de umiditate sau prin introducerea directă a unei cantități de vapori de apă în încăpere. Procedeele prin care se poate realiza umidificarea sunt:

- umidificarea izotermă (injectarea de abur saturat);
- umidificarea adiabatică în trepte;
- pulverizarea apei direct în arul încăperii.

5.2. Umidificarea izotermă

Procedeul se realizează prin injectarea de abur saturat în curentul de aer (fig. 5.1). Transformarea în diagrama $i - x$ (fig. 5.2) se poate urmări plecând de la: reprezentarea stării aerului interior I (t_i, φ_i) a aerului exterior E (t_e, x_e). Cunoscând sarcina termică Q (kW) și sarcina de umiditate G (kg/s), se calculează și se trasează direcția procesului $\varepsilon = Q / G$.

Pentru un anumit debit de aer L (kg/s), starea aerului refulat este R (t_r, x_r) iar $\varphi_i < \varphi_n$.

Asigurarea umidității relative necesare (φ_n) la aceeași temperatură interioară, necesită refularea unui aer de stare R₁ care rezultă la intersecția unei paralele la ε prin starea I₁ (t_i, φ_n) până intersectează t_r , deci o umidificare izotermă care realizează umiditatea relativă necesară.

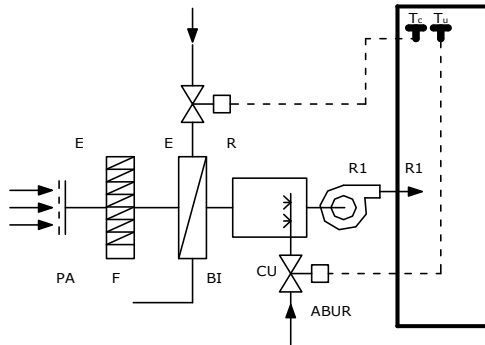


Fig. 5.1 Schema tehnologică de umidificare cu abur

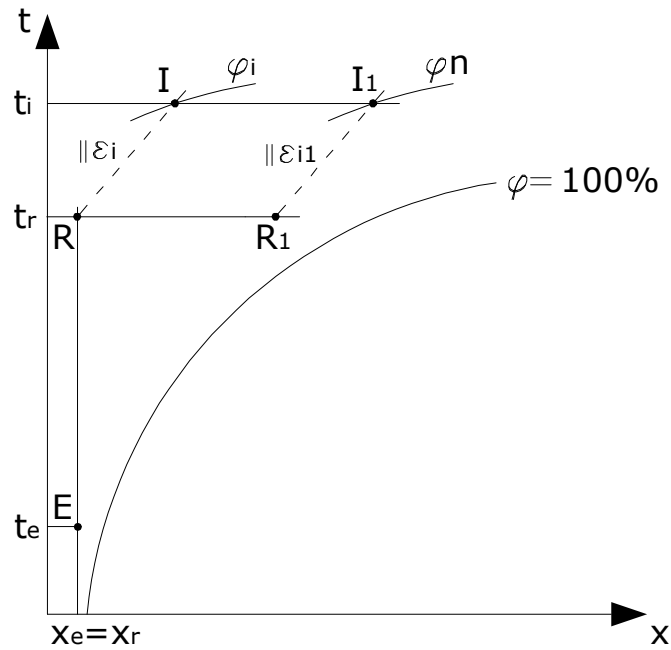


Fig. 5.2 Evoluția procesului în diagrama $i-x$

Față de schema clasică în care temperatura interioară se menține prin T_c (termostat de cameră) cu ajutorul bateriei de încălzire BI, se introduce compartimentul de umidificare cu abur CU, care realizează procesul RR_1 și umiditatea se controlează prin traductorul de umiditate T_u . Agregatul este compact, alcătuit din priză de aer, filtru, baterie de încălzire,

compartiment de pulverizare a aburului și ventilator. Este necesar un generator special de abur.

5.3. Umidificarea adiabată

Procesul de umidificare adiabetic se realizează prin pulverizarea de apă recirculată (fig. 5.3), astfel consumul de apă și energie de pompă este mai mic față de umidificarea izotermă în care este nevoie de o sursă de abur și dispozitive de refulare.

Cunoscând (fig. 5.4) starea aerului I (t_i, φ_i), E (t_e, x_e), sarcinile termice Q și de umiditate G, se calculează direcția procesului $\varepsilon = Q/G$, se obține starea aerului refulat R = { paralelă la ε prin I până intersectează t_r }; R₁ = { i_r intersectat cu $\varphi = 90\%$ }; R₂ = { x_{r1} intersectat cu t_r }; R₃ = { i_{r2} intersectat cu $\varphi = 90\%$ }; R₄ = { x_{r4} intersectat cu t_r }.

Procedeele de umidificare în două trepte asigură un conținut de umiditate ridicat. Fiecare treaptă de umidificare este urmată de o baterie de încălzire. În unele cazuri se poate folosi numai o treaptă de umidificare.

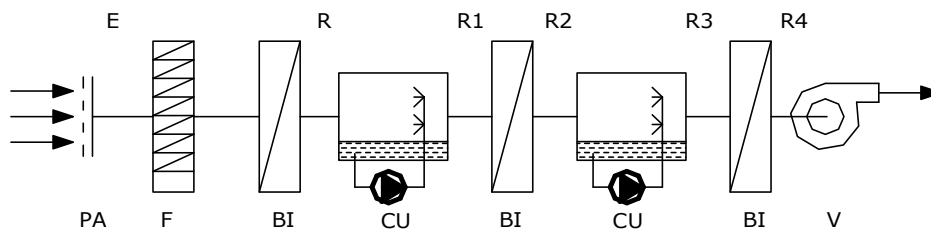


Fig. 5.3 Schema tehnologică de umidificare adiabată

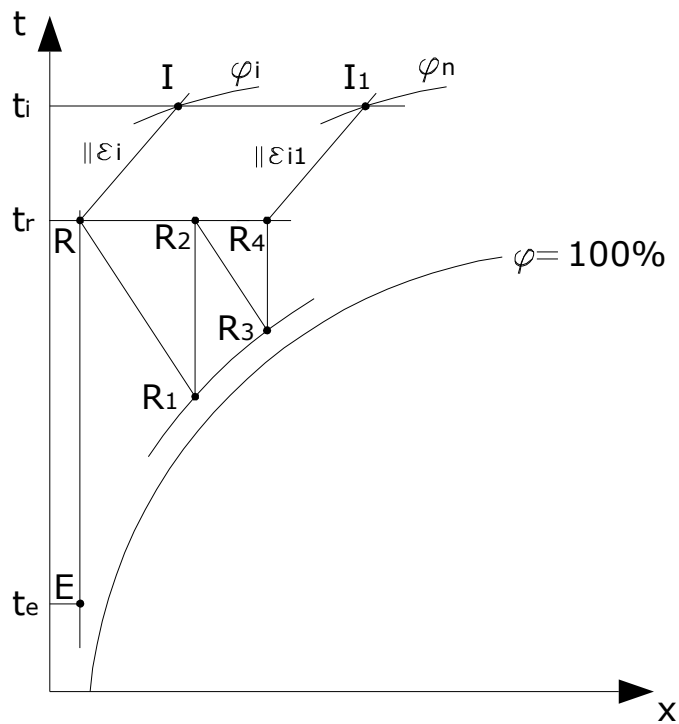


Fig. 5.4 Evoluția procesului de umidificare în trepte.

5.4. Pulverizarea de apă direct în încăpere

În încăperile în care se necesită umidități relative mari, se poate pulveriza direct apă în curentul de aer sau în încăpere cu ajutorul unor dispozitive de pulverizare.

Instalația (fig. 5.5) utilizează duze speciale montate direct în încăperea ventilată, ele realizează dimensiuni ale particulei de apă de tip aerosol. Alimentarea cu apă se face dintr-un rezervor cu nivel constant, poziționat sub nivelul duzelor de pulverizare. În acest fel în cazul suprimării accidentale a alimentării cu aer comprimat, apa nu va curge fără a fi dispersată. Instalația de aer comprimat presupune un compresor K racordat la o priză de aer PA și un rezervor tampon RT. Pe conductele de distribuție se intercalează un electroventil Ev, controlat de un traductor de umiditate Tu, montat în încăpere.

Procesul de transformare a stării aerului (fig. 5.6) este similar cazurilor anterioare. Dacă umiditatea φ_1 obținută în interior prin refularea directă a aerului de stare R este mult mai mică decât cea necesară și dacă nici cu starea P obținută după o treaptă de umidificare adiabatică nu se atinge umiditatea relativă necesară, se pulverizează apă direct în încăpere, debitul de apă fiind: $G_{apă} = L (x_i - x_s)$ în g/s.

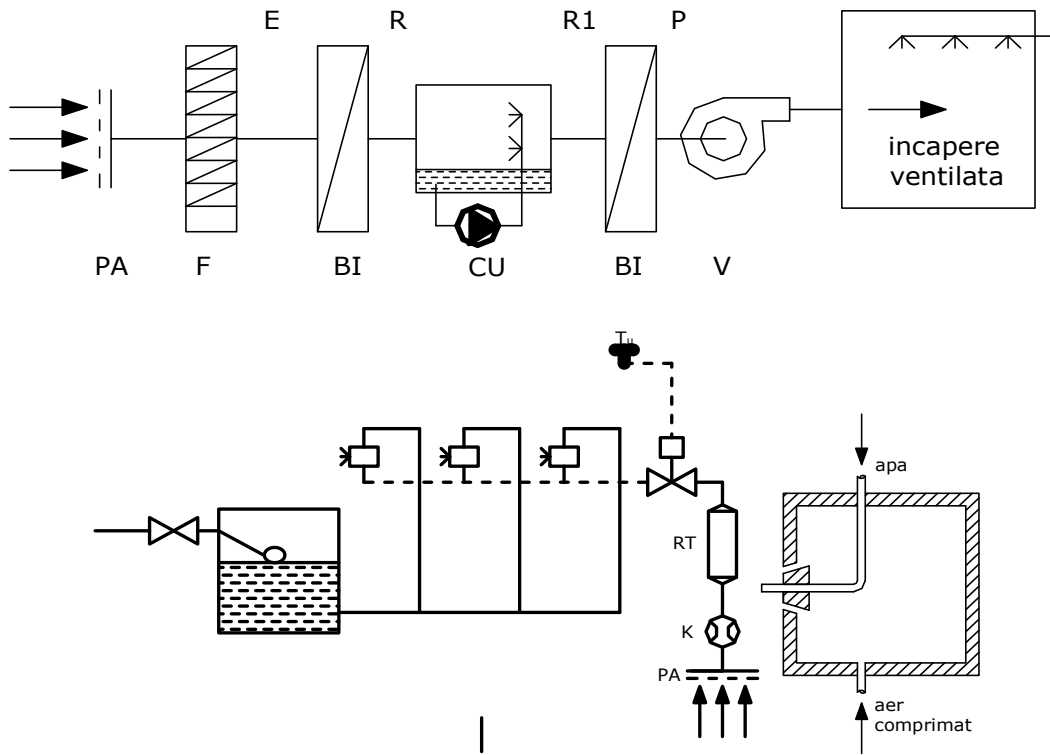


Fig. 5.5 Schema tehnologică de supraumidificare

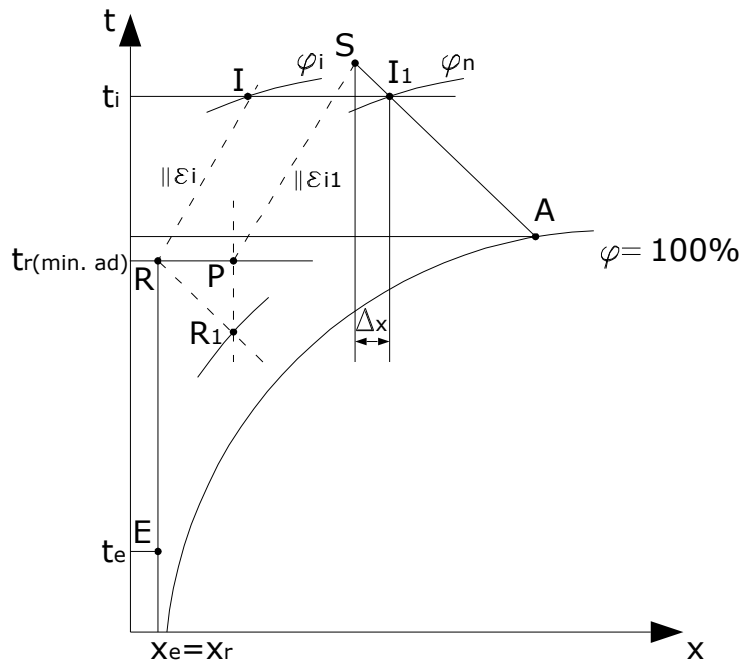


Fig. 5.6 Evoluția procesului de supraumidificare în diagrama $i-x$

Punctul A de temperatură t_a reprezintă starea apei pulverizate iar punctul S, este starea aerului la partea superioară, stare cu care ajunge aerul introdus prin sistemul de ventilare mecanică. Punctul de stare al aerului interior I se află pe dreapta ce unește starea S inițială a aerului și cea finală a apei pulverizate A. Starea S se va găsi la intersecția dreptei IA cu dreapta paralelă la direcția ε dusă prin P. Prin amestecul de aer de stare S cu apă de stare A se obține modificarea de la S la I numită supraumidificare.

6. DEBITUL DE AER PENTRU VENTILARE

Debitul de aer pentru ventilarea incintelor cu degajări simultane de mai multe nocivități, conform normelor generale de protecția muncii, se determină pe baza bilanțului și a concentrației admisibile pentru fiecare nocivitate în parte. Se adoptă ca debit nominal de ventilare, debitul de aer cel mai mare rezultat din calculele efectuate pentru fiecare nocivitate în parte, exceptând cazurile când substanțele degajate au o acțiune cumulativă, situație în care debitul de calcul se ia ca suma a două sau trei din debitele rezultate. Debitul minim de aer proaspăt trebuie să fie cel puțin egal cu cel necesar pentru a nu depăși concentrația admisibilă a substanțelor nocive din incintă.

6.1. Relația generală de calcul

Se consideră o incintă de volum V (m^3) (fig. 6.1) în care se degajă o anumită nocivitate Y (kg/h), în ipoteza că această degajare este constantă în timp iar ventilarea este uniformă în întreg spațiul incintei. Pentru diluarea nocivității la valoarea concentrației admisibile, se introduce și se evacuează un debit de aer L (m^3/h), concentrația nocivității respective în aerul refulat este y_r (kg/m^3) iar concentrația ei în încăperea la un moment dat este y .

În ipoteza că funcționarea instalației este permanentă și degajarea este constantă în timp și uniformă în spațiu, iar concentrația nocivității în aerul exterior este tot constantă, se exprimă variația debitului de substanță nocivă pătrunsă din exterior, degajată și respectiv evacuată în exterior într-un timp elementar dt , prin ecuația diferențială de bilanț:

$$(L y_r + \Sigma Y - L y)dt = V dy \quad (6.1)$$

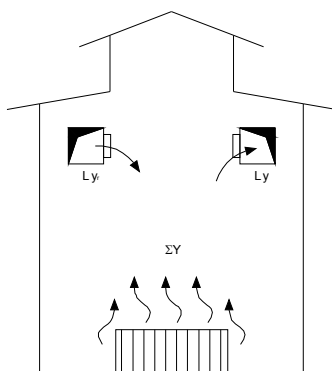


Fig.6.1 Schema de calcul

Deoarece $d(L y_r + \Sigma Y - L y) = -L dy$, ecuația se poate scrie sub forma:

$$\frac{d\tau}{V} = -\frac{1}{L} \frac{d(L y_r + \Sigma Y - L y)}{L y_r + \Sigma Y - L y} \quad (6.2)$$

Integrând această ecuație se obține:

$$e^{\frac{L}{V}\tau} = \frac{L(y_i - y_r) - \Sigma Y}{L(y_f - y_r) - \Sigma Y} \quad (6.3)$$

În care y_i este concentrația inițială a substanței nocive din aerul incintei, la timpul $\tau=0$ iar y_f este concentrația finală după timpul τ . Debitul de aer pentru ventilare trebuie să fie suficient de mare încât în încăperea concentrația oricărei nocivități să nu depășească concentrația admisibilă y_a . Pornind de la relația de mai sus și dezvoltând mai întâi în serie e^n ($n=L/V$ numărul orar de schimburi de aer) și luând în considerare numai primii doi termeni, se obține:

$$1 + \frac{L}{V}\tau = \frac{L(y_i - y_r) - \Sigma Y}{L(y_f - y_r) - \Sigma Y} \quad (6.4)$$

După efectuarea operațiilor în condițiile $y_f = y_a$, rezultă:

$$L = \frac{\Sigma Y}{y_a - y_r} - \frac{V}{\tau} \frac{y_a - y_i}{y_a - y_r} \quad (6.5)$$

Dacă instalația de ventilare are o funcționare permanentă $\tau \rightarrow \infty$, rezultă:

$$L = \frac{\Sigma Y}{y_a - y_r} \quad (6.6)$$

Relația are aplicare generală, fiind valabilă pentru incinte cu degajări de substanțe nocive sub formă de vapori, gaze sau praf, dar și în cazul degajărilor de căldură sau umiditate.

• pentru încăperi cu degajări de căldură perceptibilă cu sarcina termică ΔQ (kW), fără degajări de vapori de apă, debitul de aer pentru ventilare va fi:

$$L = \frac{\Delta Q}{i_a - i_r} \quad (\text{kg/s}) \quad (6.7)$$

în care i_a și i_r (kJ/kg) sunt entalpiile aerului evacuat din încăpere și respectiv refulat în încăpere; procesul de transformare a stării aerului este fără variația conținutului de umiditate, caz în care se poate folosi relația aproximativă:

$$L \approx \frac{\Delta Q}{c_p(t_a - t_r)} \quad (\text{kg/s}) \quad (6.8)$$

• pentru încăperi cu degajări de vapori de apă, cu sarcina de umiditate ΔG_v (kg/s) debitul de aer pentru ventilare permanentă va fi:

$$L = \frac{\Delta G_v}{x_a - x_r} \quad (\text{kg/s}) \quad (6.9)$$

în care x_a și x_r (kg/kg) sunt conținutul de umiditate al aerului evacuat din încăpere și respectiv refulat în încăpere;

• pentru încăperi cu degajări simultane de căldură și umiditate cu sarcina termică ΔQ și sarcina de umiditate ΔG_v , debitul de aer pentru ventilare care preia atât căldura cât și umiditatea, va fi:

$$L = \frac{\Delta Q + \Delta G_v i_v}{i_a - i_r} = \frac{\Delta G_v}{x_a - x_r} \quad (\text{kg/s}) \quad (6.10)$$

6.2. Variația în timp a concentrației de nocivități în aerul incintei

Pornind de la ecuația de bilanț de nocivități (6.1) care prin integrare permite scrierea ecuației (6.3) în care y_i este concentrația inițială a substanței nocive, la timpul $\tau=0$ iar y_f este concentrația finală după timpul τ și notând $n= L/V$ - numărul orar de schimburi de aer iar $m= \Sigma Y/V$ - debitul specific de substanță degajată, relația devine:

$$e^{n\tau} = \frac{y_i - y_r - \frac{m}{n}}{y_f - y_r - \frac{m}{n}} \quad (6.11)$$

Din aceasta rezultă concentrația finală:

$$y_f = \left(y_r + \frac{m}{n} \right) \cdot (1 + e^{-n\tau}) + y_i e^{-n\tau} \quad (6.12)$$

Situațiile particulare care pot interveni sunt:

- cazul când aerul refulat nu conține nocivitatea respectivă $y_r = 0$, atunci:

$$y_f = \frac{m}{n} (1 - e^{-n\tau}) + y_i e^{-n\tau} \quad (6.13)$$

- cazul când inițial în încăperea nu există nocivitatea respectivă $y_i = 0$, atunci:

$$y_f = \left(y_r + \frac{m}{n} \right) \cdot (1 - e^{-n\tau}) \quad (6.14)$$

- cazul în care $y_i = 0$ și ventilarea este permanentă $\tau \rightarrow \infty$, concentrația realizată în încăperea va fi:

$$y_f = y_r + \frac{m}{n} = y_r + \frac{\Sigma Y}{L} \quad (6.15)$$

Relația (6.14) evidențiază creșterea concentrației finale de nocivități direct proporțional cu intensitatea specifică a surselor de nocivități și variația invers proporțională cu numărul de schimburi de aer respectiv debitul de aer. În fig. 6.2 se reprezintă variația în timp a concentrației de nocivități cu condiția ca în final să nu se depășească valoarea concentrației admisibile y_a .

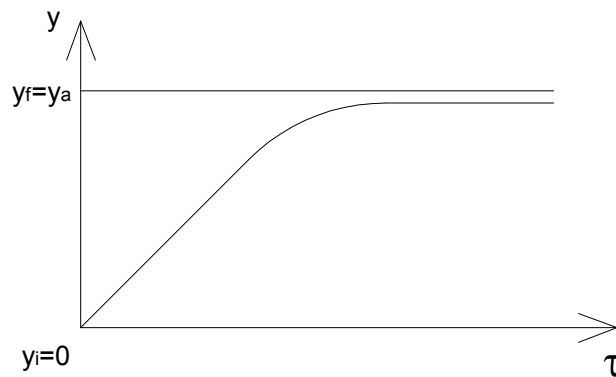


Fig. 6.2 Variația în timp a concentrației de substanță nocivă în aerul incintei

7. INSTALAȚII DE VENTILARE DE AVARIE

7.1. Descrierea instalației

Conform denumirii lor sunt instalații speciale, în general numai pentru evacuarea aerului, care intră în funcțiune numai în cazul scăpărilor accidentale de nocivități, la declanșarea unor avarii. În incintele industriale cu degajări însemnate de nocivități (ΣY) în procesul productiv, cu o acțiune dăunătoare asupra muncitorilor, utilajelor sau a construcției se prevăd instalații de ventilare locală alcătuite din dispozitive de aspirație locală (DAL) și ventilator de evacuare (VE), care preiau parte din degajările de nocivități L_{ev} (debit de aer evacuat) și le evacuează în atmosferă (fig. 7a). Aerul de compensație L_c poate pătrunde în incintă din spații vecine, fără impurificări ale aerului, datorită depresiei create sau se preia din exterior printr-o instalație de introducere cu posibilitatea tratării aerului, alcătuită din priză de aer PA, filtru de praf FP, baterie de încălzire BI și ventilator de introducere a aerului VI.

Dacă se consideră că există riscul deteriorării unor utilaje, conducte, aparate etc. care duc la degajări suplimentare de nocivități ΣY_{av} a căror concentrație afectează sănătatea oamenilor, poate produce incendii sau explozii în incintă, atunci se prevede o instalație suplimentară de ventilare, numită instalație de avarie, alcătuită din unul sau mai multe ventilatoare axiale (VA) montate în exterior. Ventilatorul intră în funcție la sesizarea creșterii concentrației de noxe în interior și permite evacuarea unui debit mare de aer L_{av} generând în același timp pătrunderea de aer suplimentar proaspăt exterior, prin deschideri amenajate (orificii, geamuri) L_s (fig. 7b).

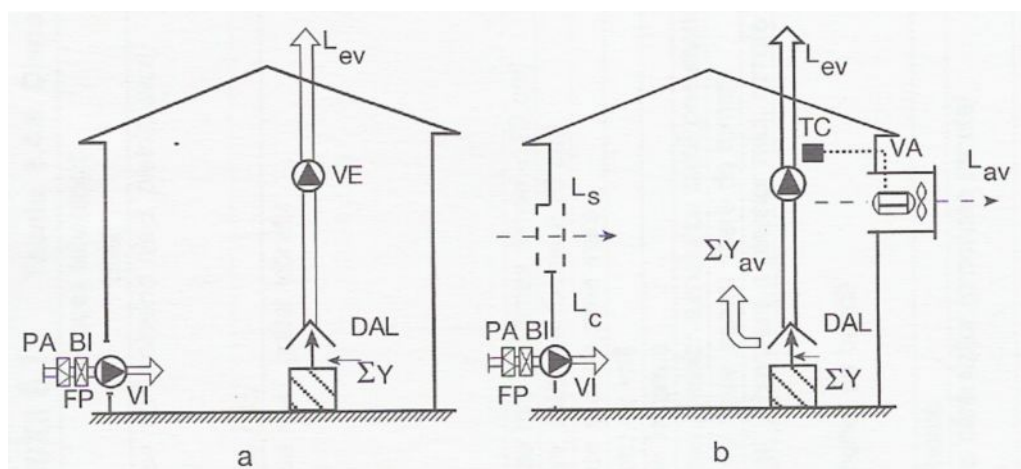


Fig.7.1 Schemă de ventilare a) locală; b) de avarie;

Amplasarea ventilatorului de avarie se face în funcție de poziția de montaj a deschiderilor, de direcția de propagare a nocivităților, încât schema de ventilare să fie eficientă și să asigure o circulație a aerului pe perioada avarie în întregul volum al incintei.

Pornirea ventilatorului de avarie se face la comanda unui traductor de concentrații (TC), existând și posibilitatea unei porniri manuale din exteriorul incintei.

7.2. Debitul de aer pentru avarie

Determinarea debitului de aer evacuat în caz de avarie L_{av} se face din condiția limitării concentrației maxime, la valori stabilite din condiții tehnologice, de explozie sau inflamabilitate. Particularizând relația (6.5) se obține debitul de aer pentru avarie:

$$L_{av} = \frac{\Sigma Y_{av}}{y_{max} - y_r} \quad (7.1)$$

în care: ΣY_{av} – fluxul de noxe emis în timpul avariei, în mg/h

y_{max} , – concentrația maximă admisibilă pe timpul avariei, în mg/m³;

y_r – concentrația în aerul exterior refulat, în mg/m³.

Acest debit de aer stă la baza alegerii ventilatorului și dimensionării deschiderilor (orificiilor) pentru preluarea aerului exterior.

7.3. Timpul de revenire la concentrația admisibilă inițială

După încetarea avarie este necesar un timp τ_3 pentru revenire la concentrația normală τ_n . Variația concentrațiilor și a debitelor de aer din perioadele distincte de funcționare a instalației se pot urmări în fig. 7.2.

Corespunzător momentelor de funcționare se prezintă în tabelul 7.1 mărimile specifice:

$m = \Sigma Y/V$ – intensitatea specifică de degajare de noxe în funcționare normală, în mg/m³h;

$m_{av} = Y_{av}/V$ - intensitatea specifică de degajare de noxe în caz de avarie, în mg/m³h;

V – volumul incintei, în m³;

$n = L_{ev}/V$ – numărul orar de schimburi de aer la funcționare normală, în h⁻¹;

$n_{av} = L_{av}/V$ - numărul orar de schimburi de aer în caz de avarie, în h⁻¹;

y_a, y_1, y_{max} – concentrația admisibilă realizată până la intrarea în ventilatoarelor de avarie în regim de funcționare după timpul τ_1 , respectiv concentrația maximă admisă în caz de avarie, în mg/m³;

$\tau_1 + \tau_2$ – durata avariei, în h;

τ_3 – timpul de revenire la concentrația admisibilă y_a , după încetarea avariei, în h.

Debitul de aer pentru avarie va fi:

$$L_{av} = \frac{\Sigma Y + \Sigma Y_{av}}{y_{max} - y_r} - \frac{V}{\tau_2} \frac{y_{max} - y_a}{y_{max} - y_r} \quad (7.2)$$

Tabelul 7.1

Mărire/Timp	τ_1	τ_2	τ_3
m	m_{av}	m_{av}	m
n	$n \uparrow$	n_{av}	n_{av}
y_i	y_a	y_i	y_{max}
y_f	y_1	y_{max}	y_a

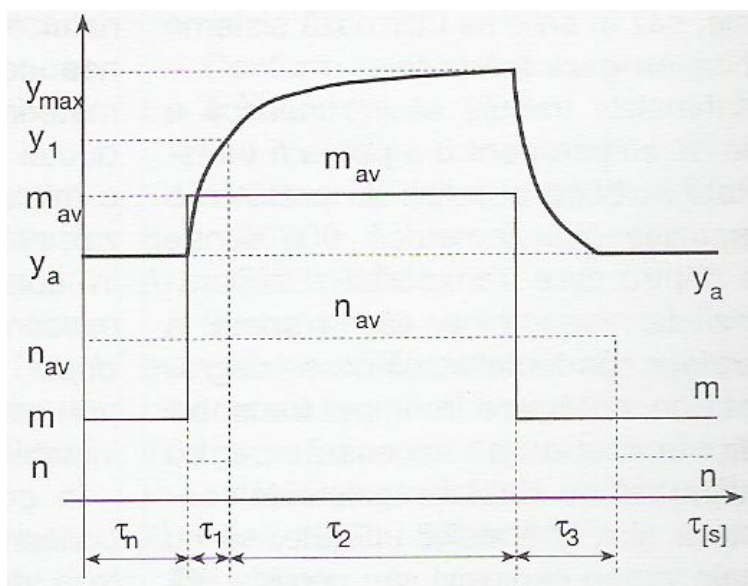


Fig. 7.2 Variația mărimilor caracteristice pe durata avariei

Din relația 6.11 se poate explica timpul de revenire la concentrația admisibilă după încetarea avariei, punând condițiile:

$$\begin{aligned}
y_f &= y_a; & y_i &= y_{\max}; & n &= n_{av}; \\
e^{-n\tau} &= \frac{y_f - y_r - \frac{m}{n}}{y_i - y_r - \frac{m}{n}}; \\
-n\tau_3 &= \ln \frac{y_f - y_r - \frac{m}{n}}{y_i - y_r - \frac{m}{n}}
\end{aligned} \tag{7.3}$$

Timpul de revenire la funcționarea normală, va fi:

$$\tau_3 = -\frac{1}{n_{av}} \ln \frac{\left(y_r + \frac{m}{n_{av}}\right) - y_a}{\left(y_r + \frac{m}{n_{av}}\right) - y_{\max}} \tag{h} \tag{7.4}$$

8. INSTALAȚII DE DESPRĂFUIRE

8.1. Generalități

Praful în domeniul industrial provine din procesele mecanice de sfărâmare, tăiere, șlefuire, măcinare, concasare, transport, cernere, ambalarea materialelor pulverulente, etc. în funcție de particularitățile proceselor tehnologice (uscate sau umede). Scopul instalațiilor de desprăfuire constă în captarea particulelor degajate și evacuarea lor din incintă, asigurând astfel protejarea muncitorilor de îmbolnăvirile profesionale, a utilajelor și aparatelor de uzură și recuperarea materialelor în vederea reutilizării.

Instalațiile de desprăfuire pot fi:

- instalații centrale, alcătuite din guri de captare la surse, rețele de transport (pneumatic) a prafului în exteriorul secțiilor industriale, ventilator și separator de praf;
- instalații locale, pentru fiecare utilaj în parte, alcătuit din dispozitiv de captare, ventilator și separator de praf.

Surse și degajări de praf

În încăperile industriale degajările de praf ridică probleme atât din punct de vedere al acțiunii nocive asupra oamenilor și utilajelor, cât și din punct de vedere al determinării cantității degajate în diversele procese productive.

Procesele tehnologice care includ fărâmițarea mecanică a materialelor solide, prelucrarea suprafețelor corpurilor solide, în spațiile unde se lucrează cu material pulverulent, cantitatea de praf se poate determina numai prin metoda gravimetrică, care permite stabilirea atât a cantității totale de praf, cât și cea depusă și aflată în suspensie. La baza determinării debitului de aer necesar stă cantitatea de praf în suspensie.

Procesele însoțite de reacții chimice, cum ar fi cele din instalațiile de ardere, de obținere a materialelor etc., cantitatea de praf se poate estima pornind de la relația reacției chimice. Pentru cuptoarele cu arc electric, de exemplu pentru obținerea oțelului, cantitatea de praf degajată în condiții normale de funcționare este de $0,7 \dots 1,4 \text{ g/m}^3$.

În multe procese productive, se evaluează debitul de aer în funcție de cantitatea de material care intră în proces și funcție de sursele de producerea prafului. În procesele de sudare, de exemplu 1 kg de electrozi degajă 20 g substanțe nocive, amestec de bioxid de mangan, compuși ai azotului și praf fin.

La băile cu plumb sau la cuptoarele cu plumb topit, se degajă aerosoli de plumb prin formarea zgurii, datorită capacității de oxidare mari a plumbului la temperaturi ridicate în contact cu aerul. În timpul evacuării zgurii prin procesele actuale, cantitatea de aerosoli de plumb degajată are valori de $44,6 \dots 166 \text{ mg/m}^3$.

Procesele de polizare a pieselor metalice sunt însoțite de mari cantități de praf, de exemplu la debavurare 100 ... 250 g/h iar la curățire respectiv șlefuire, cantitatea de praf degajată este între 25 ... 50 g/h.

8.2. Caracteristicile și proprietățile prafului

Dimensiunea minimă a particulelor de praf este dată de limita de divizare a materialelor, considerată aproximativ $0,5 \mu\text{m}$. Sub această diviziune, datorită forțelor de adeziune, se formează agregate de particule. Dimensiunea maximă a prafului aflat liber în aer este considerată de $10 \mu\text{m}$, deoarece particulele mai mari se depun sub acțiunea greutății proprii. În tehnica instalațiilor de desprăfuire și transport pneumatic, particulele în suspensie în aer sunt mult mai mari și limita superioară a dimensiunilor prafului este de ordinul sutelor de microni.

Praful alcătuit din particule de aceeași formă și dimensiune constituie un sistem mono dispers. Domeniul de dimensiuni în care este cuprinsă totalitatea particulelor ce alcătuiesc un sistem, se numește grad de dispersie sau interval de granulometrie.

Dimensiunea particulei de praf este definită în funcție de metoda de determinare utilizată:

- metoda cernerii – în funcție de dimensiunea minimă a ochiului sitei prin care mai poate trece particula;
- cu ajutorul microscopului – dimensiunea liniară maximă a particulelor;
- metoda sedimentării – se stabilește diametrul particulei sferice echivalent care are aceeași densitate și aceeași viteză de plutire cu a particulei date.

În funcție de dimensiune, praful se clasifică în:

- praf foarte fin, cu particule mai mici de $10 \mu\text{m}$;
- praf fin, cu particule de $10 \dots 20 \mu\text{m}$;
- praf mediu, cu particule de $20 \dots 60 \mu\text{m}$;
- praf grosier, cu particule mai mari de $60 \mu\text{m}$.

• Praful prezintă *proprietăți electrice*, în sensul că particulele se pot încărca electric prin două moduri:

- pe cale electrostatică ca urmare a frecării dintre particule și pereții conductei;
- prin fixarea pe suprafața particulelor a ionilor pozitivi sau negativi din aerul atmosferic.

Sarcina electrică a particulelor depinde de natura chimică a materialului, astfel că metalele și hidroxizii se încarcă negativ, în timp ce nemetalele și oxizii se încarcă pozitiv, fiind influențate și de modul de producere a prafului, de prezența ionilor în atmosferă etc.

Existența sarcinilor electrice modifică acțiunea fiziologică a prafului asupra organismului uman, asupra faunei și florei și influențează procesul de sedimentare. În cazul particulelor de sarcini electrice diferite, ele se vor atrage favorizând sedimentarea iar în cazul particulelor încărcate cu aceleași sarcini electrice, fenomenul de sedimentare este îngreunat. La creșterea densității de sarcină electrică se poate produce descărcarea în arc și aprinderea aerosolilor. La utilizarea electrofiltrelor pentru separarea prafului se ține seama de rezistivitatea materialului funcție de temperatură și umiditate.

- *Proprietățile explozive și inflamabile* ale prafului se explică prin creșterea capacității de oxidare datorită energiei libere de suprafață. În cazul reacției exoterme de oxidare, atunci când viteza este mai mare decât cea de răcire a particulelor în mediul ambiant, se produce autoaprindere. Aerosolii substanțelor inflamabile aflați într-un volum închis, la o concentrație între limitele de inferioare și superioare de explozie, în urma aprinderii lor de la o sursă de foc cu energie minimă de scânteie, produc explozie.

Pericolul de explozie scade în prezența prafului din materiale inerte și a vaporilor de apă și crește pentru particule foarte fine având energie liberă mare. Datorită depunerii rapide a particulelor mari, explozia poate să apară la distanțe relativ mari de locul de producere a prafului, unde rămân în suspensie numai particulele de dimensiuni mici. În cazul separatoarelor de praf se pot realiza concentrații periculoase, prezentând un pericol ridicat de explozie în anumite situații, fiind necesare măsuri speciale de protecție.

- *Aderența prafului* produce fixarea particulelor pe pereții conductelor, separatoarelor de praf și a gurilor de captare, formând de multe ori depuneri care generează probleme de funcționare a instalațiilor. Aderența depinde de: forma particulelor, natura materialului, gradul de dispersie și de umiditate. În funcție de această caracteristică se deosebesc:

- praf neaderent, cum sunt zgură, alumina etc.;
- praf cu aderență medie, cum sunt cocsul, magnezit, pirită, oxizi de zinc, plumb, praf de turbă etc.;
- praf aderent, cum sunt ghipsul, argila, caolin, făina, praf fibros: bumbac, lână, azbest etc.

- *Energia liberă de suprafață* a prafului se formează datorită forțelor de atracție moleculară necompensate ale stratului superficial de material, fiind principala cauză a adeziunii și aglomerării particulelor. Aglomerarea creează particule de dimensiuni mai mari ceea ce necesită o viteză de antrenare mai mare, în schimb sunt mai ușor de reținut în separatoarele de praf.

• *Densitatea particulelor* influențează dinamica particulelor în diferite câmpuri de forțe. În cazul prafului format din materiale omogene, densitatea particulelor se determină în funcție de cea a materialului din care provin, luând în considerare și volumul porilor. Praful industrial este de obicei eterogen și determinarea densității se face experimental. Pentru anumite dimensionări este necesară cunoașterea densității în vrac a materialului, valorile aproximative ale acestei densități în vrac sunt 1000 ... 1500 kg/m³, pentru densități medii de 2500 ... 2800 kg/m³.

8.3. Deplasarea prafului în câmp gravitațional (viteza de plutire)

Particulele de praf cu dimensiunea mai mică de 0,2 μm sunt supuse legilor difuziei iar particulele cu dimensiunea peste 1 μm sunt supuse în special acțiunii gravitației. Pentru particulele cu dimensiuni cuprinse între 0,2 ... 1 μm deplasarea ca urmare a difuziei este comparabilă ca ordin de mărime cu cea produsă de forța de greutate.

Asupra unei particule libere (de masă m) în cădere, acționează forța din greutate ei aparentă (G_a) și forța de rezistență la înaintare (F_r). Dacă cele două forțe se echilibrează (G_a ≈ F_r), se atinge o viteză constantă numită viteză limită de cădere sau viteză de plutire v_p.

$$G_a = G_m - G_{aer} = (m - m_{aer}) \cdot g = \frac{\pi d_p^3}{6} (\rho_m - \rho_a) \cdot g \cong \frac{\pi d_p^3}{6} \rho_m \cdot g \quad (8.1)$$

$$F_r = c \cdot s \cdot \frac{v_p^2 \rho_a}{2} \quad (8.2)$$

Deoarece coeficientul de rezistență este în funcție de regimul de mișcare, se determină viteza de plutire pentru fiecare regim în parte:

a) *regimul laminar* (0 < Re < 3) (c = 24 / Re) atunci pentru Re = $\frac{v_p d_p}{\nu_a}$ atunci prin

înlocuirea vâscozității dinamice a aerului funcție de densitate și vâscozitate cinematică, în urma egalării forțelor rezultă relația lui *Stokes*:

$$v_p = \frac{d_p^2 \cdot \rho_m \cdot g}{18 \mu_a} \quad (\text{m/s}) \quad (8.3)$$

în care:

- ρ_m – densitatea materialului, în kg/m³;
- ρ_a – densitatea aerului, în kg/m³;
- C – coeficientul de rezistență la înaintare;
- d_p – diametrul particulei, în μm;

- μ_a – vâscozitatea dinamică a aerului, în Pa·s; $\mu_a = \nu_a \cdot \rho_a$;
 - ν_a – vâscozitatea cinematică, în m²/s.
- b) *regimul de tranziție* ($3 < Re < 1000$) ($c = 14 / Re^{1/2}$) din aceeași egalitate de forțe, în urma înlocuirilor rezultă relația:

$$v_p = 0,2 \cdot \frac{d_p \cdot (\rho_m \cdot g)^{2/3}}{\nu_a^{2/3} \cdot \rho^{2/3}} \quad (\text{m/s}) \quad (8.4)$$

- c) *regimul turbulent* ($Re > 1000$) ($c = 0,44$), viteza de plutire se determină din relația lui Newton, rezultă:

$$v_p = \sqrt{\frac{d_p \cdot \rho_m \cdot g}{\rho_a}} \quad (\text{m/s}) \quad (8.5)$$

Se constată că în toate regimurile de curgere v_p este direct proporțional cu diametrul particulei de praf la o anumite putere, ceea ce impune corelarea lor în sensul stabilirii diametrului limită al particulei pentru care nu se face trecerea de la un regim de mișcare la altul. De exemplu în cazul regimului laminar din condiția ca $Re \geq 3$, înlocuind în relația lui Stokes, se obține:

$$d_{p \text{ lim}} \leq \sqrt[3]{\frac{54 \mu_a \cdot \nu_a}{\rho_m \cdot g}} \quad (\mu\text{m}) \quad (8.6)$$

Pentru câteva materiale uzuale transportate pneumatic se indică vitezele de plutire stabilite experimental, în tabelul 8. 1.

Tabelul 8.1

Viteza de plutire v_p stabilită experimental

Material	ρ_m (kg/m ³)	v_p (m/s)	Material	ρ_m (kg/m ³)	v_p (m/s)
grâu	1300	9,8	praf cărbune	1400	0,14
orz	-	8,7	ciment	3200	0,22
secară	1250	2,5	balast	2300...2600	31,2
porumb	-	9,5	ipsos	2600	0,34
rumeșuș	800	6,5 ... 7,0	rocă steril	-	10...23

8.4. Sisteme de desprăfuire

Instalațiile de desprăfuire se realizează cu scopul asigurării condițiilor de puritate ale aerului. Praful rezultat din diferite procese industriale este captat local, transportat pneumatic prin rețele de conducte și separat înainte de evacuare aerului, pentru a limita poluarea exterioară sau în vederea recuperării dacă prezintă interes în procesul productiv.

Sistemele de desprăfuire se clasifică:

- după numărul gurilor de captare racordate în: individuale și centrale;
- după configurația rețelei de conducte în: ramificate (arborescente), cu con colector, mixte cu con colector și ramificații;
- după locul amplasării exhaustorului în raport cu punctele de alimentare cu material, sistemele de desprăfuire se încadrează în categoria sistemelor de transport pneumatic în depresiune, de concentrație mică.

• *Sistemele individuale* – se utilizează pentru mașini/utilaje de la care se aspiră debite mari, ele se compun din dispozitiv de captare (gură de aspirație), conductă de transport, separator de praf și ventilator sau suflantă. Separatorul de praf și ventilatorul pot fi grupate în agregate de filtrare – exhaustare. După filtrare, de obicei aerul este reintrodus în încăperea realizând astfel economie de energie termică, deoarece nu mai este necesar aer de compensare. În instalațiile individuale se utilizează ca separatoare de praf, filtre cu saci, separatoare inerțiale, cicloane.

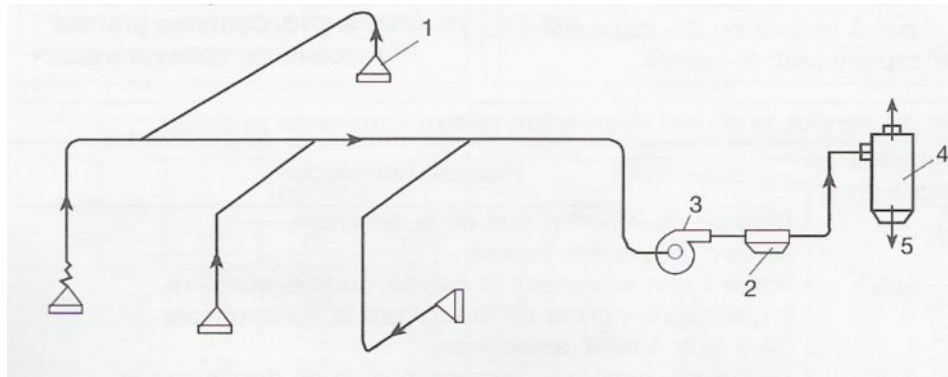
• *Sistemele centrale* – realizează captarea prafului produs de mai multe mașini, transportul și separarea prafului. Rețeaua de conducte pentru transportul prafului are o alcătuire în funcție de amplasarea mașinilor. Echilibrarea rețelei se face din calculul de dimensionare, cu realizarea vitezelor necesare de transport și fără să se monteze dispozitive de reglare, deoarece acestea produc înfundări ale conductelor. Nu se admite gruparea la același sistem de desprăfuire a mașinilor din secții cu categorii diferite de incendiu.

• *Rețele ramificate* – se adoptă atunci când utilajele sunt așezate în linie în fluxul tehnologic și au o funcționare continuă.

Instalațiile de desprăfuire ramificate constau dintr-o rețea principală, la care sunt racordate gurile de captare GC_1, \dots, GC_n , guri alcătuite sub forma unor carcase cu fante astfel dispuse încât să permită antrenarea în suspensie de aer a pulberilor rezultate din procesul tehnologic. Ventilatorul se poate monta înainte sau după separatorul de praf, astfel se deosebesc sisteme cu transport direct (fig. 8.1) sau indirect. Față de rețelele obișnuite prezintă unele particularități:

- se limitează diametrul minim al conductelor de racord în funcție de natura și diametrul particulelor antrenate; traseele principale se prevăd cu pante către gurile de captare pentru a permite deplasarea materialului către aceste puncte, la scoaterea din funcțiune a instalației, în vederea evitării pericolului de înfundare;
- ramificațiile se realizează cu unghi mai mic de 90°;
- nu se admite montarea unor clapete sau a altor dispozitive pentru reglarea debitului de aer, deoarece ar favoriza separarea particulelor în suspensie; rețeaua trebuie să fie perfect echilibrată din punct de vedere al pierderilor de sarcină pe diferitele circuite ale aerului amestecat cu praf; lungimea conductei principale este limitată la maxim 25 ... 30 m;
- la aceeași rețea se pot racorda maxim 30 de guri de captare, iar debitul de aer să nu depășească 40.000 m³/h;
- conductele se prevăd cu secțiune circulară;

În fig. 8.2 este reprezentată o instalație de desprăfuire ramificată cu transport indirect, în care separatorul (ciclon sau filtru) se montează înaintea ventilatorului sau materialul se introduce prin ejecție (fig. 8.3), utilizat atunci când trecerea materialului prin ventilator ar produce înfundarea sau corodarea acestuia respectiv degradarea materialului.



*Fig. 8.1 Rețea ramificată pentru instalații de desprăfuire - transport direct
1 – guri de captare; 2 – separator de așchii; 3 – ventilator; 4 – separator de praf (ciclon);
5 – evacuare praf.*

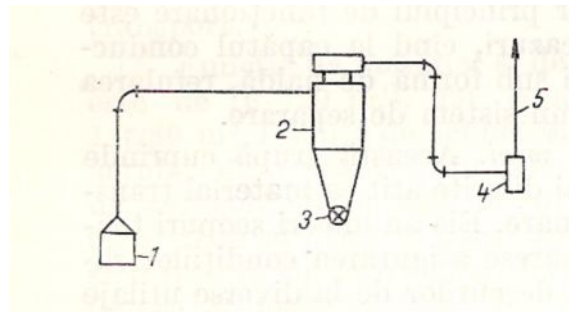


Fig. 8.2 Rețea cu transport indirect
 1 – gura de captare; 2 – ciclon; 3 – obturator cu palete; 4 – ventilator; 5 – conductă refulare.

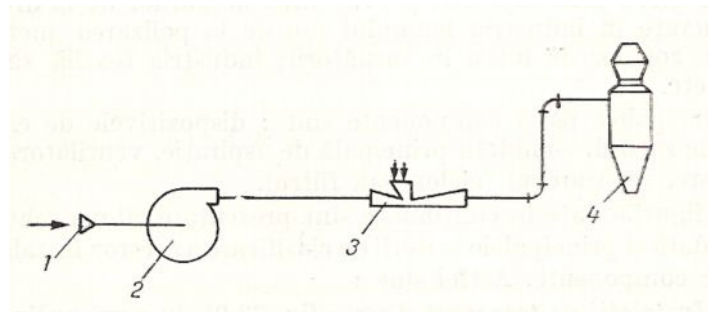


Fig.8.3 Rețea de transport indirect prin ejector
 1- priză de aer; 2 – ventilator; 3 – ejector; 4 – ciclon.

- *Rețele cu con colector* – au gurile de captare de la utilaje racordate la conuri colectoare (cameră de egală presiune), racordate la rândul lor la conducta principală de transport. Se utilizează în cazul unor utilaje cu regim de lucru intermitent, încât pentru întreruperea funcționării, pe racorduri se prevăd dispozitive de închidere. Conurile colectoare se amplasează în centrul de greutate al utilajelor deservite. Pierderile de presiune pe fiecare racord trebuie să fie egale, astfel se asigură echilibrarea presiunilor în rețea, viteza aerului în colector este de 3 – 4 m/s iar în conductele de racord și cele principale de transport de 15 – 20 m/s. Prezența conurilor colectoare simplifică problema echilibrării rețelei. Debitul ventilatorului se ia cu aproximativ 10 % mai mare decât debitul nominal pentru a compensa eventuala aspirație de aer fals.

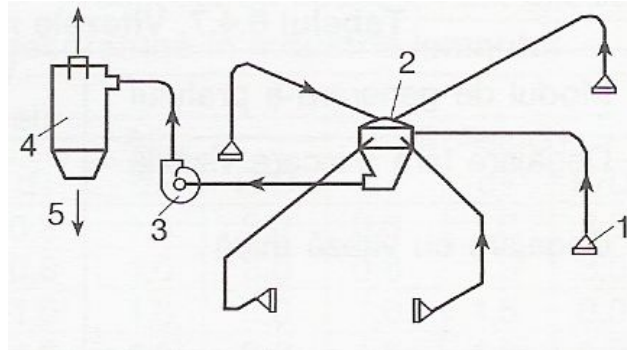


Fig. 8.4 Rețea cu con colector

1 – gura de captare; 2 – con colector; 3 – ventilator; 4 – separator de praf; 5 – evacuare praf.

• *Rețele cu canal colector (cu bandă transportoare)*- în care captările de la utilaje sunt racordate la un canal colector cu secțiune mare și lungime de 20 – 30 m, în care aerul circulă cu viteză redusă, astfel ca diferența de presiune între extremitățile canalului să fie practic neglijabilă. Depunerile ce apar se transportă mecanic pe bandă transportoare montată la partea inferioară a colectorului, printr-un sistem de antrenare electromecanic. Consumul de energie este mai mare și se recomandă acest sistem în cazul fluxurilor tehnologice în linie, cu distanțe mari între utilaje.

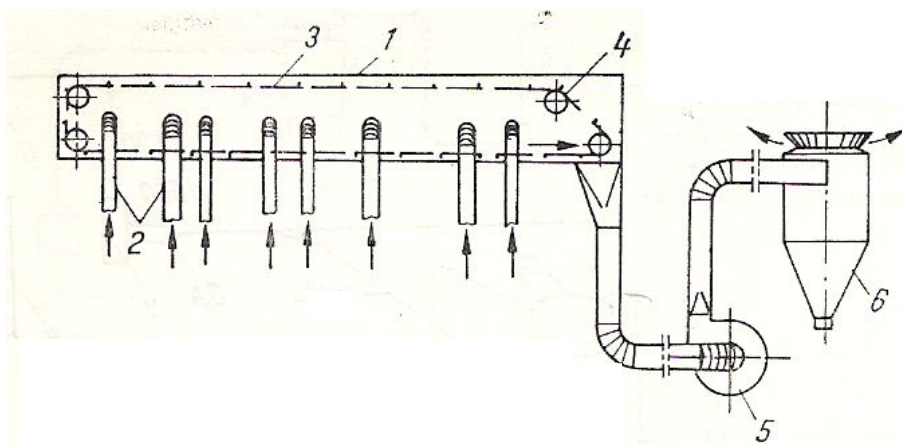


Fig. 8.5 Rețea cu canal colector cu bandă transportoare

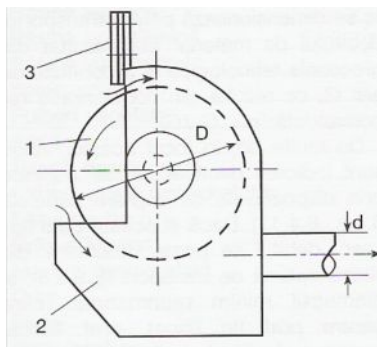
1 – colector central; 2 – racorduri la utilaje; 3 – bandă transportoare; 4 – role de ghidare a benzii; 5 – ventilator; 6 – ciclon.

8.5. Dispozitive de captare a prafului

Praful de la locul de producere se captează prin dispozitive specifice utilajului, la alcătuirea lor se urmărește realizare captării cu eficiență maximă, fără să stânjenească procesul productiv. Vitezele de aspirație fiind mari, se urmărește micșorarea coeficientului de rezistență locală în vederea diminuării pierderilor de presiune locală. Eficiența dispozitivul reprezintă raportul dintre debitul de material captat de gura de captare și debitul de material produs. Pentru mărirea eficienței se crește pe cât posibil gradul de închidere al utilajului prin alcătuirea dispozitivului. Pentru dispozitivele deschise creșterea eficienței se realizează prin adoptarea unor forme geometrice, raport de laturi și unghiuri care să asigure uniformitatea aspirației, respectiv un coeficient de pierdere locală cât mai mic.

Pe cât posibil gura de captare să fie lipită de o suprafață plană, perpendiculară pe secțiunea de intrare, să se prevadă flanșe care conduc la amortizare mai lentă a vitezei. În situația unei lungimi mari a zonei de captare, se va prevedea un șir de guri de captare sau o compartimentare interioară a dispozitivului. Se va realiza un orificiu suplimentar la partea inferioară pentru aer fals, care să asigure viteza necesară în conducta de aspirație.

În fig. 8.6 se prezintă un dispozitiv de captare la un polizor, la care în timpul prelucrării metalelor au loc importante degajări de pulberi conținând un procent ridicat de abrazivi. Carcasa îmbracă discul abraziv și folosește în același timp pentru aspirație.



*Fig. 8.6 Dispozitiv de captare a pulberilor la polizor
1 – piatră polizoare; 2 – dispozitiv de captare; 3 – vizetă.*

Captarea prafului la locurile de încărcare – descărcare a materialelor pulverulente se face cu dispozitive tip carcase (fig. 8.7), respectiv în cazul transportoarelor care vehiculează material mărunț cu carcase ce acoperă porțiune de bandă și locul de cădere a materialului (fig. 8.8).

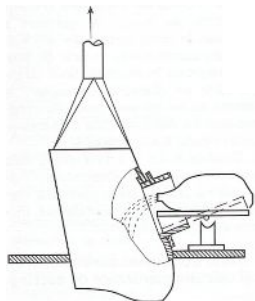


Fig. 8.7 Captarea prafului la gura de descărcare

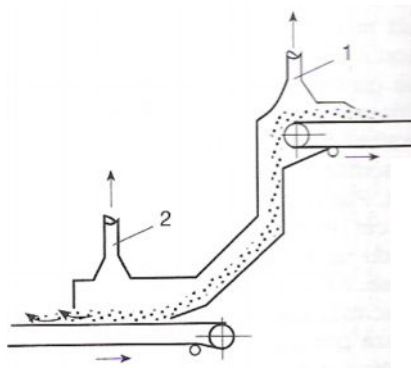


Fig. 8.8 Captare praful la benzi transportoare
1-conductă evacuare praful grosier; 2-praful fin.

Calculul dispozitivelor de captare a prafului se va face prin metoda curbelor de viteză egală, prin metode analitice sau grafo-analitice. În tabelul 8.2 se indică viteza minimă a aerului la nivelul zonei de degajare a prafului, în funcție de modul de generare a acestuia.

Tabelul 8.2

Vitezele minime ale aerului pentru antrenarea prafului

<i>Modul de generare al prafului</i>	<i>Viteza minimă de antrenare (m/s)</i>	<i>Procese tehnologice</i>
Degajare fără mișcare vizibilă	0,25 – 0,50	Degajări de vapori și fum de la decapare, spălare, degresare, sudură
Degajare cu viteză mică	0,50 – 1,00	Vopsire prin pulverizare în cabină, sortare, cântărire, împachetare, amestecare, puncte de descărcare cu viteză < 1 m/s
Generare activă	1,00 – 2,00	Dezbatere, turnătorie, cernere, puncte de descărcare cu viteză > 1 m/s
Degajare cu viteză mare	2,00 – 10,00	Polizare, sfărâmare, curățire abrazivă

Cercetările și măsurătorile efectuate pentru o serie de variante de captare a prafului, au permis stabilirea unor dispozitive de captare cu debitele de aer necesare antrenării prafului, conform tabelului 8.3.

Tabelul 8.3

Debite de aer recomandate pentru captarea prafului

<i>Tip de utilaj</i>	<i>Diametrul conductei de aspirație (mm)</i>	<i>Debit (m³/h)</i>
Polizor tip 240	75	365
Polizor tip 250-350	100	650
Polizor tip 380-480	115	860
Polizor tip 500-600	130	1100
Polizor tip 630-730	150	1465
Polizor tip 760-900	180	2110
Polizor pendular tip 300	60	900
Polizor orizontal tip 280	32	180
Daltă aer comprimat	19	70
Perie de sârmă	19	70
Mașini de șlefuit și lustruit piese mici	-	1200
Mașini de șlefuit și lustruit piese mari	-	1800-2400
Mașini cu valțuri de lustruit	-	60-90

8.6. Separatoare de praf

Separatoarele de praf au rolul de a reține materiale în suspensie în cazul instalațiilor de transport pneumatic și în cazul instalațiilor de desprăfuire, în scopul limitării poluării mediului înconjurător.

Alegerea unui separator de praf, este în funcție de natura, forma și dimensiunea particulelor ce urmează a fi reținute, de eficiența sau gradul de desprăfuire necesar, de instalațiile auxiliare pe care le necesită un separator, costul de investiție și exploatare, precum și de dimensiunile, forma utilajului tehnologic deservit.

8.6.1. Clasificarea și caracteristicile separatoarelor de praf

După modul de funcționare separatoarele de praf se clasifică în:

• *Separatoare uscate* – în funcție de fenomenul dominant ce acționează asupra materialului se deosebesc tipurile cu:

- depunere, separarea se face sub acțiunea greutatei proprii, de exemplu: camere de depunere;
- inerțiale, separarea se realizează datorită inerției particulelor cu masa mai mare decât a aerului, care se lovesc de obstacole, șicane și cad la partea inferioară, de exemplu camere cu șicane, separatoare cu inele conice;
- centrifugale, la care forța centrifugă proiectează particulele pe suprafața laterală a separatorului, de exemplu cicloane, multicicloane;

- filtre, care rețin praful sub acțiunea unui ansamblu de fenomene (difuzia, inerția, efectul de sită, adeziunea etc.), diferențiate în funcție de dimensiunea particulelor și de structura materialului filtrant; filtrele electrice rețin particulele ca urmare a acțiunii forțelor electrostatice.
- *Separatoare umede* – la care se manifestă suplimentar și tensiunea superficială a peliculelor, spumelor și picăturilor, iar prin umectare se modifică și proprietăți ca aderență, tendință de aglomerare, încărcare electrostatică etc. Efectele suprapuse determină o creștere a eficienței de separare și micșorarea diametrului minim al particulelor reținute, de exemplu scrubere cu autopulverizare, scrubere venturi, multicicloane umede, filtre umede.

Parametrii funcționali ai separatorului de praf sunt:

- *Parametrii generali:*

- eficiența (grad de desprăfuire) ε , este raportul dintre greutate materialului reținut (G_r) și greutatea totală a materialului (G_t) intrat în separator:

$$\varepsilon = \frac{G_r}{G_t} 100\% = \frac{y_i - y_f}{y_f} \quad (8.1)$$

în care:

- y_i, y_f – concentrația inițială și finală a materialului în suspensie, în g/kg;

În cazul sistemelor polidisperse, eficiența se definește:

$$\varepsilon = \frac{G_{r1} + G_{r2} + \dots + G_{rm}}{G_t} = \frac{\varepsilon_1 G_1 + \varepsilon_2 G_2 + \dots + \varepsilon_n G_n}{G_t} \quad (8.2)$$

în care:

- G_{r1}, \dots, G_{rm} – cantitatea de particule reținute din cele n faze dispersate în aer, sau din cele n fracțiuni de o anumite granulometrie, în kg;

$$\varepsilon = \frac{\sum \varepsilon_i G_i}{G_t}; \quad G_t = \sum G_i \quad (8.3)$$

Gradul de desprăfuire, se referă la concentrația finală pentru particule de o anumite granulometrie și depinde în primul rând de tipul separatorului, de dimensiunile lui geometrice, de caracteristicile prafului și ale amestecului.

Prin înscrierea aparatelor de același tip sau de tipuri diferite, în cazul separării în trepte, cresc atât eficiența separării cât și costurile de investiții și întreținere.

Pierderea totală de presiune – pe care o opune filtrul la trecerea aerului prin materialul respectiv, în condițiile de colmatare normală; soluția ideală o reprezintă cazurile când acesta este cât mai constantă;

- durata de curățire a filtrului – intervalul de timp între două curățiri succesive;
- capacitatea de reținere – cantitatea totală de material reținut între două curățiri succesive;
- debitul de aer specific L_f [m^3/hm^2_{sf}] – se determină mărimea suprafeței de filtrare, secțiunea frontală a separatorului de praf, dimensiunile de gabarit ale acestuia;
- *Parametrii de performanță:*
 - dimensiunea minimă a particulelor (d^{min}_p) care pot fi reținute;
 - temperatura maximă la care poate lucra – limitată în funcție de natura materialului filtrant sau de fenomenul pe baza căruia lucrează separatorul de praf (t^{max});
 - comportarea la acțiunea abrazivă și corozivă a materialului conținut în suspensie în aer;
 - comportarea la tendința de condensare a vaporilor de apă din aer sau alți vapori suprasaturați care creează riscul de colmatare rapidă a suprafeței filtrante, condiție care limitează minimal temperaturii amestecului aer-material în suspensie;
 - comportarea față de acțiuni cu pericol de inflamabilitate sau explozie a amestecului aer-material;

8.6.2. Tipuri constructive de separatoare de praf

Criteriile de clasificare sunt în funcție de diametrul particulelor, de gradul de reținere și de principiul care stă la baza reținerii particulelor în suspensie.

Reținerea materialului în suspensie se face sub acțiunea forțelor generate de câmpul gravitațional, de difuziune, a forțelor electrostatice, sub acțiunea forțelor de tensiune superficială (Van der Walls), la care se adaugă uneori efecte mecanice, forța de inerție, frecare, cernere, etc.

- a) *camere de depunere* – separarea particulelor se face sub acțiunea câmpului gravitațional, prin mărirea bruscă a secțiunii și micșorarea vitezei de antrenare;
- b) *separatoare inerțiale și prin șoc* – reținerea se face sub acțiunea forțelor de inerție, peste care se suprapune acțiunea forței centrifuge la schimbarea direcției de curgere a aerului;
- c) *cicloane* – reținerea făcându-se în special sub acțiunea forței centrifuge formate la introducerea tangențială a curentului de aer într-un corp cilindric sau conic;

- d) *rotocloane* – măresc forțele centrifuge și asigură o curgere multi-elicoidală, sporind efectul de reținere și prin ciocnirea particulelor conținute în aer, cu mijloace mecanice, prin învârtirea unui rotor într-o carcasă;
- e) *filtre industriale cu țesătură* – reținerea se produce printr-un complex de factori: inerție, șoc, interceptie, frecare, cernere, etc.
- f) *filtre electrice* – reținerea în două trepte – în prima având loc ionizarea particulelor în suspensie, în a doua are loc reținerea, practic sarcinile electrice constituie agentul de separare;
- g) *separatoare cu ultrasunete* – folosesc oscilațiile particulelor de praf într-un câmp ultrasonor, particulele de anumite dimensiuni, aflate într-un câmp sonor de anumită frecvență și intensitate, își măresc vizibil amplitudinile, măbind numărul de ciocniri, generând fenomenul de aglomerare și favorizând depunerea particulelor;
- h) *hidrocicloanele* – pe lângă acțiunea forței centrifugale, se utilizează și pulverizarea de apă sau alte soluții în funcție de natura noxelor conținute, ceea ce face ca prin aglomerare, separarea să fie mai eficientă;
- i) *precipitatoare termice* – au la bază faptul că un corp încălzit duce la devierea traiectoriei particulelor, care se depun ulterior pe suprafețe reci;
- j) *filtre speciale* (CO₂, silicagel) – folosite în tehnologii industriale de vârf;

8.6.2.1. Camere de depunere

Aceste separatoare de praf folosesc forța gravitației (fig. 8.9), particulele se depun datorită micșorării vitezei aerului sub viteza de transport. O particulă A în poziția cea mai defavorabilă supusă și vitezei de plutire v_p , se deplasează cu viteza rezultantă v_r după o traiectorie $A \rightarrow B$. Pentru determinarea lungimii camerei de depunere, se utilizează asemănarea de triunghiuri:

$$\frac{v_a}{l} = \frac{v_p}{h} \quad \Rightarrow \quad l = h \frac{v_a}{v_p}$$

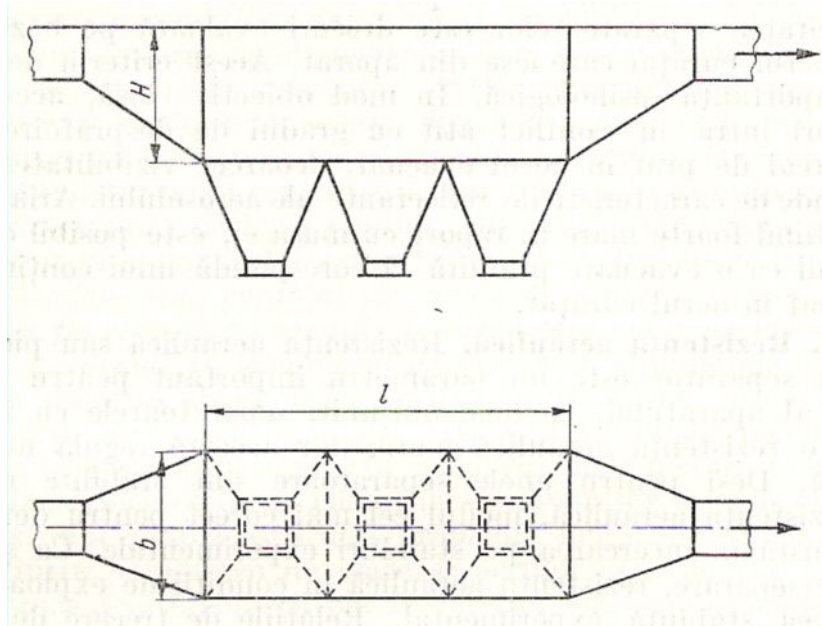


Fig. 8.9 Cameră de depunere

Eficiența camerei de depunere este dată de raportul:

$$\varepsilon_{CD} = \frac{l v_p}{h v_a} \quad (8.4)$$

Vitezele sunt mici, iar curgerea este laminară:

$$v_p = \frac{d_p^2 \rho_m g}{18 \mu_a} \quad (\text{rel. lui Stokes}) \quad v_a = \frac{L}{b \cdot h} \quad \frac{(\text{debit})}{(\text{sec tiune})}$$

Înlocuind se obține:

$$\varepsilon_{CD} = \frac{d_p^2 \rho_m g (l \cdot b)}{18 \mu_a L} \quad (8.5)$$

Eficiența crește cu creșterea diametrului particulei, a densității și a produsului (l·b); respectiv scade cu vâscozitatea cinematică. Diametrul minim al particulei ce poate fi reținută pentru o eficiență dată, este:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{18 \mu_a L \varepsilon_{CD}}{\rho_m g (l \cdot b)}} \quad (8.6)$$

Se pot reține particule mai mici, când densitatea lor este mai mare și dimensiunile în plan ale camerei de depunere sunt mai mari.

Avantajele camerei de depunere sunt: construcție simplă, fiabilitate mare, întreținere ușoară. Dezavantajul constă în necesitatea unor suprafețe mari de amplasare.

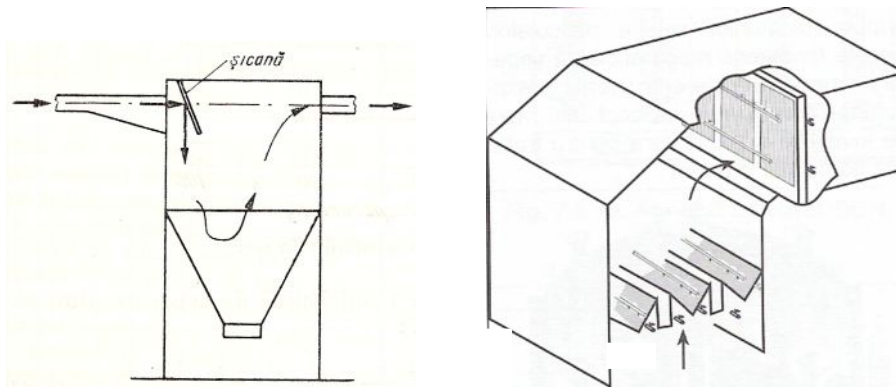
În general se folosesc ca primă treaptă de separare a particulelor cu dimensiuni mari sau se prevăd în interior șicane, care prin schimbarea direcției curentului de aer, permit separarea datorită inerției particulelor.

8.6.2.2 Separatoare inertiiale și prin șoc

Tipurile de separatoare de praf prin inerție au o mare varietate de forme, însă toate se caracterizează prin schimbarea bruscă a direcției de mișcare a aerului. Particulele solide din curentul de aer, datorită inerției, tind să-și păstreze direcția, separându-se din curentul de aer cu direcția schimbată.

Se deosebesc:

- *Separatoare cu șicană* – în care separarea particulelor în suspensie se realizează sub acțiunea forței de inerție (F_i) și a forței centrifuge la schimbarea direcției de curgere (fig. 8.10a) respectiv separator cu mai multe șicane – la care se mărește efectul de depunere prin prezența mai multor șicane, colectarea depunerilor se face în buncăre amplasate în partea inferioară a separatoarelor (fig. 8.10b);



a) b)
 Fig. 8.10 Separatoare de praf prin inerție
 a – cu cameră de depunere; b – ansamblu de șicane.

• *Separatorul inerțial propriu-zis* – este alcătuit dintr-o succesiune de inele tronconice (fig. 8.11), ale căror diametre scade în direcția de curgere a amestecului aer+praf, ceea ce are ca efect menținerea în final a întregii cantități de praf în aproximativ 10% din debitul total de aer, acesta fiind introdus într-un ciclonul, în care se face reținerea propriu-zisă. Aerul epurat care iese din separatorul inerțial, este evacuat în exterior odată cu aerul epurat din ciclon, prin intermediul unui exhaustorului (ventilator).

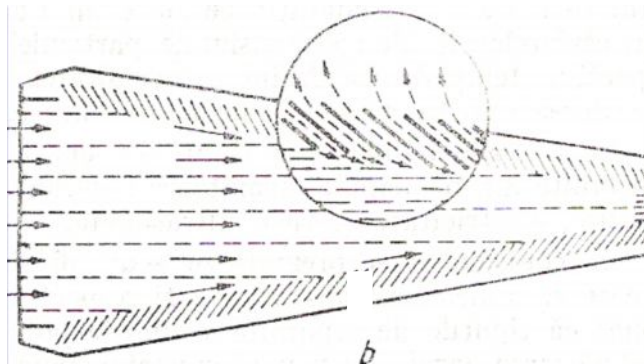


Fig. 8.11 Separator de praf prin inerție cu inele concentrice

În aparatele de separare a prafului se realizează modificarea direcției de curgere, prin obstacole plasate în curentul de aer, efectul predominant de separare este produs de șoc, conform fig. 8.12.

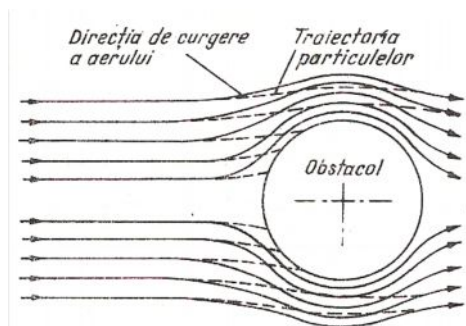


Fig. 8.12 Mecanismul separării prin șoc

Randamentul teoretic al acestor separatoare pentru trei forme simple de obstacole (bandă, sferă, cilindru) este reprezentat în graficul din fig. 8.13, în care coeficientul de separare se determină cu relația:

$$K_s = \frac{d_p^2 \cdot v \cdot \rho}{18 \cdot \mu_a \cdot d_{ob}} \quad (8.7)$$

În care:

- d_p – diametrul partitulei;
- v – viteza aerului cu praf;
- ρ - densitatea particulelor de praf;
- μ_a – vâscozitatea dinamică a aerului.

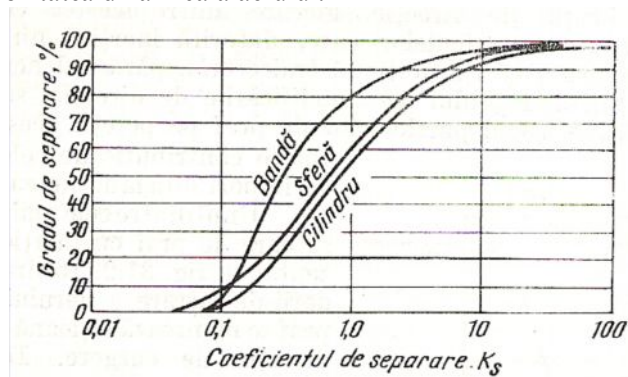


Fig. 8.13 Randamentul separării prin șoc

8.6.2.3. Cicloane

Sunt separatoarele cel mai des utilizate, datorită construcției relativ simple, exploatării ușoare, a gradului de separare ridicat, mai ales pentru particule mari și debite specifice mari. Din punct de vedere constructiv se deosebesc următoarele tipuri:

Ciclonul clasic (fig. 8.14a) - este alcătuit dintr-o manta cilindrică din tablă, de diametru D prevăzută cu un racord tangențial. La partea inferioară se termină cu o parte conică cu orificiu de evacuare a prafului (cu rol de buncăr pentru colectarea materialului separat din curentul de aer). La partea superioară este prevăzută cu un cilindru de diametru d , care pătrunde în interiorul corpului cilindrului principal, pe o înălțime h . Aerul încărcat cu praf este introdus tangențial, datorită mișcării elicoidale descendente în cilindrul mare, particulele prin forța centrifugă F_c și frecare de interiorul mantalei, sunt frânate în mișcarea lor și se depune la partea inferioară, aerul se evacuează prin tubul interior central.

Cilindrului interior poate fi cu înălțime mare, ajungând până la partea de inferioară, însă mișcarea fluidului este caracterizată de un impuls $mvR = \text{const.}$ iar diametrul cilindrului interior este $d = (1/2 \dots 1/3)D$ astfel, pierderea de presiune în mișcarea ascendentă crește de 4 ... 9 ori. Din acest considerent înălțimea h se limitează la o valoare $h \geq \emptyset$, unde \emptyset reprezintă diametrul ștuțului de racord.

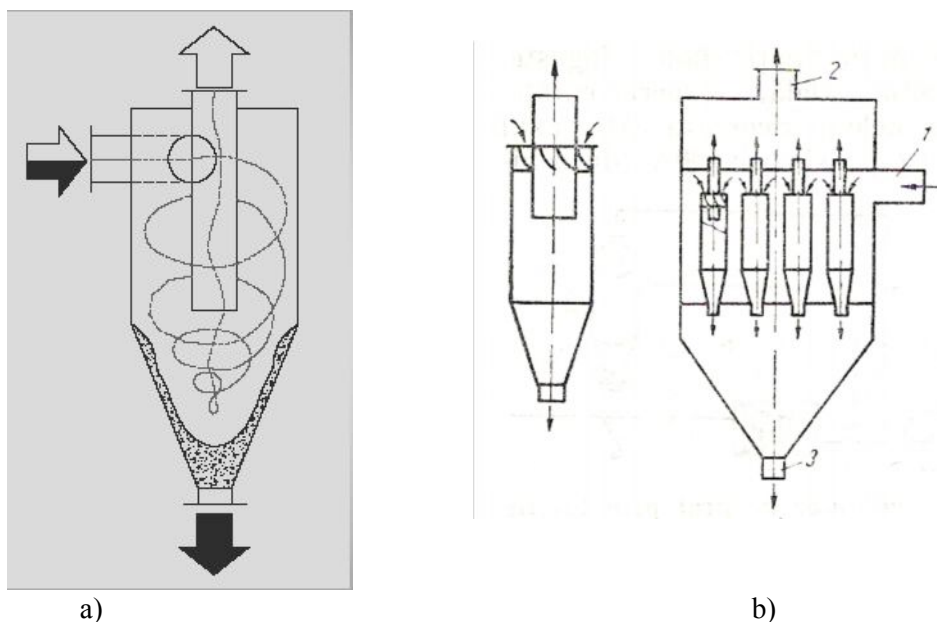


Fig. 8.14 Cicloane
a - ciclonul clasic; b - baterie de cicloane

Pentru o bună separare, viteza de intrare în ciclon se alege între 14 ... 25 m/s. Dacă ventilatorul se poate monta înaintea ciclonului, ștuțul cilindrului interior, se termină cu o căciulă de protecție. În caz contrar, el este racordat pe aspirația exhaustorului. Pentru micșorarea vitezei se poate prevedea la intrarea în ciclon o clapetă, care accentuează transformarea forței de inerție în forță de depunere.

Cicloanele se pot lega în serie sau paralel. Legarea în serie nu îmbunătățește substanțial gradul de separare dar se adoptă atunci când nu este permisă întreruperea în funcționare a cicloanelor, astfel dacă primul ciclon se înfundă, separarea continuă în al doilea. În situațiile în care dimensiunile particulelor sunt foarte diferite, se folosește ca primă treaptă de separare un ciclon cu diametrul mai mare (pentru particulele mari) și un ciclon cu diametrul mai mic (pentru celelalte particule). De obicei este avantajoasă montarea cicloanelor în serie cu alte separatoare pentru particule fine. Prin înserierea lor se obțin rezultate bune, eficiența instalației de desprăfuire ajunge la ≈93% sau se înseriează separatoare din clase diferite, caz în care fiecare lucrează în domeniul lui optim de reținere.

Gradul de separare a cicloanelor crește cu forța centrifugă, cu masa particulelor, cu viteza de rotire a particulelor, determinată de viteza de intrare tangențială a amestecului și cu scăderea diametrului mantalei ciclonului. Din aceste considerente se realizează cicloane cu diametre până la maxim 1 metru.

Creșterea eficienței cu scăderea diametrului a condus la realizarea unor baterii de cicloane, alcătuite din mai multe cicloane cu diametre mici de 50 – 250 mm, formând multicicloanele (fig. 8.14b, fig. 8.15). În tabelul 8.4 este indicată eficiența ciclonului pentru diferite tipuri de praf și coeficientul de rezistență locală.

Tabelul 8.4

Eficiența cicloanelor

D (mm)	Montaj	Tipul prafului	Concentrația prafului (g/m ³)	ε (%)	v (m/s)	ξ
300	baterie	sablare	1-2	99-99,5	14-24	5,02
			2-3,5	98	<20	
			-	99	>20	
		turnătorie	1-2	98	14-24	
			2-3,5	99	14-24	
			ciment	2-5	95-96	
400	baterie	sablare	4-11	98-99	>19	(4,41 - individual)
			12-28	97-98	14-24	
		turnătorie	1-5	95-96	>17	
600	individual	sablare	15-22	96	>16	6,54
		turnătorie	1-4	96-97,5	14-19	

Rotocloanele – reprezintă o altă modalitate de mărire a eficienței ciclonului, printr-o soluție constructivă care permite pătrunderea aerului la partea superioară prin niște jgheaburi elicoidale, care asigură în interiorul ciclonului o curgere multielicoidală, favorizând forțele de ciocnire și depunere a materialului în suspensie.

Experimentările au demonstrat că eficiența ciclonului este o funcție de criteriile Froude și Stokes, de tipul:

$$\varepsilon_c = A \cdot Fr^n \cdot St^m \quad (8.8)$$

$$Fr = \frac{v_0^2}{g \cdot D}; \quad St = \frac{d_p^2 v_0 \rho_m}{\nu_a D \rho_a}$$

în care:

- v_0 – viteza în ștuțul de racord;
- D – diametrul ciclonului;
- d_p – diametrul particulei;
- ρ_m, ρ_a – densitatea materialului; densitatea aerului.

Pentru creșterea eficienței este necesar ca viteza de intrare a aerului să fie mare, dar se limitează la $v_0 = 25$ m/s din cauza măririi pierderilor de presiune în sistem. Cicloanele sunt indicate pentru particule cu diametrul și densitatea mare.

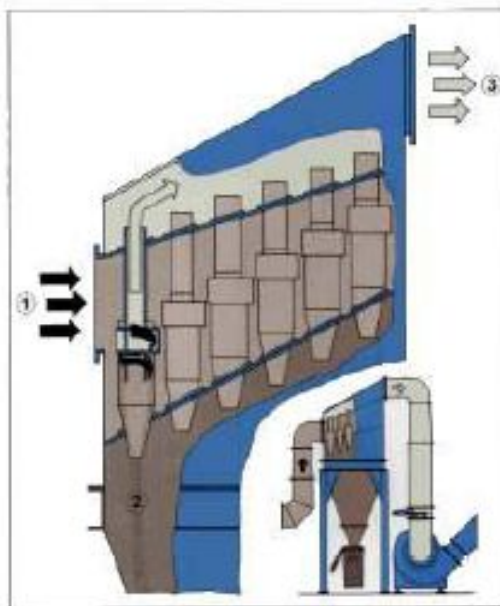


Fig. 8.15 Multiciclon

1 – intrare aer cu praf; 2 – ieșire aer; 3 – colectare praf.

8.6.2.4. Filtre cu țesătură

Separatoarele cu material textil se utilizează pentru separarea prafului fin, uscat și care nu aderă la suprafața de filtrare. Separarea particulelor în suspensie este produsă de un complex de efecte (șoc, inerție, frecare, cernere). Pentru a-și îndeplini rolul funcțional, țesătura care constituie materialul filtrant propriu-zis, trebuie să reziste la acțiunea abrazivă a particulelor din aer, la acțiunea corozivă a nocivităților din aer, iar temperatura amestecului aer-praf nu trebuie să depășească limitele admisibile ale țesăturii, respectiv: 45...55 °C – polietilenă; 75...95 °C – bumbac; 90 °C – lână; 110...125 °C – material sintetic (perlon, nailon, tergal); max. 250 °C – la fibre de sticlă sau de zgură.

Gradul de separare este foarte ridicat și crește pe măsura colmatării materialului filtrant, odată cu creșterea pierderilor de presiune necesită curățire periodică. Pentru ca în timpul funcționării să nu se modifice rezistența aeraulică, se folosesc frecvent două procedee care limitează colmatarea materialului filtrant, și anume: scuturarea periodică sau suflarea inversă de aer.

Filtrarea cu materiale poroase are la bază trei mecanisme care pot acționa în funcție de diametrul particulei ce se separă și de dimensiunile dintre fibrele materialului filtrant. Eficiența filtrului depinde de tipul materialului filtrant, de grosimea sa și variația în timp a acesteia.

Eficiența unui filtru omogen (gradul de separare) se determină cu relația:

$$\varepsilon = 1 - \frac{n}{n_0} \quad (8.9)$$

în care:

- n_0 – concentrația prafului la intrarea în filtru.

Pentru filtre neomogene înseriate, eficiența se determină cu relația:

$$\varepsilon = 1 - (1 - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon_2) \dots (1 - \varepsilon_n) \quad (8.10)$$

În care:

- ε_i – reprezintă eficiența fiecărui strat omogen, de grosime h_i și const. de filtrare λ_i ;
- λ_i – constanta de filtrare, definită ca grosimea stratului filtru în care se rețin 63,2 % din numărul inițial de particule.

Capacitatea de acumulare a prafului este o altă caracteristică a filtrului și reprezintă masa (sau volumul) de praf reținut în timpul în care pierderea de presiune crește cu o unitate, ea depinde de natura materialului filtrant și de compoziția granulometrică a prafului.

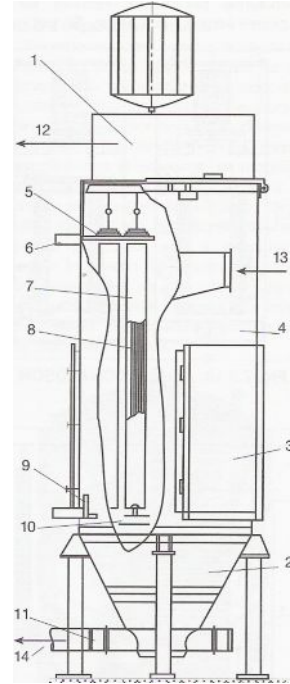
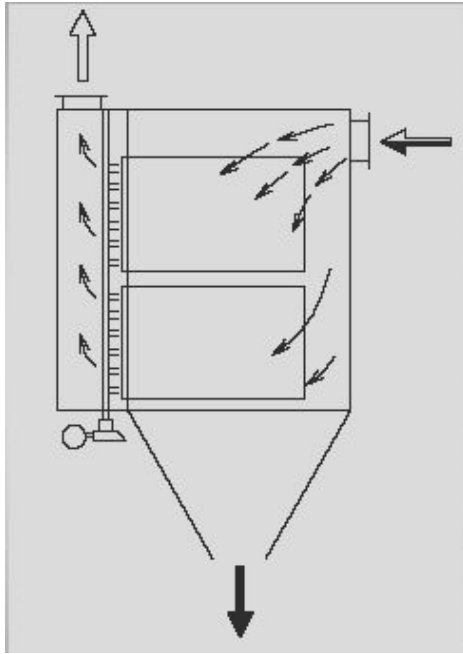
După gradul de separare, filtrele se clasifică în:

- Filtre din clasa I – confecționate din materiale cu fibre subțiri, împletite dens, la acestea predomină efectele de difuziune și adeziune pentru reținerea particulelor mici (zecimi de μm) și efectul de sită pentru particulele mai mari.
- Filtre din clasa II – fibrele sunt mai groase și separarea are loc datorită mecanismelor de inerție și adeziune.
- Filtre din clasa III – umplute cu fibre mai groase sau cu plăci perforate, separarea se produce sub efectul inerției.

Principalele forme constructive sunt: separatoare cu panouri (fig. 8.16a) și separatoare cu saci (fig. 8.16b), ambele fiind prevăzute cu dispozitive de scuturare mecanică sau manuală.

Filtru cu saci cu scuturare – se execută sub forma unor baterii de săculețe, montate într-o carcasa, materialul filtrant fiind în funcție de temperatura amestecului aer+praf și dimensiunea particulelor; aerul cu praf pătrunde pe la partea inferioară a săculețelor și după reținerea particulelor, se evacuează printr-o deschidere la partea superioară. Pentru prevenirea colmatării fiecare săculeț este legat la un dispozitiv de scuturare acționat de un electromotor-reductor și un ax cu came care permite scuturarea de 7 ... 10 ori / minut a fiecărui săculeț; materialul reținut se depune într-un buncăr, prevăzut la partea inferioară cu un șneac acționat de un electromotor, prin intermediul unui reductor, ceea ce permite evacuarea continuă a materialului depus și implicit micșorarea volumului buncărului.

Filtru cu saci cu țesătură cu suflare inversă – în carcasă se montează în baterie săculețe textile, mișcarea amestecului aer+praf se face descendent, particulele separându-se în buncărul inferior prevăzut cu șneac și motor-reductor, iar aerul epurat trece într-un compartiment, de unde se evacuează în exterior. Limitarea colmatării se realizează cu niște inele care au posibilitatea de culisare în exteriorul săculețelor, fiind prevăzute cu orificii pe partea dinspre sac, pe unde se suflă aer comprimat, furnizat de un compresor., prin intermediul unui racord elastic (furtun).



*Fig. 8.16 Filtre textile
a - cu panouri; b - cu saci*

8.6.2.5. Filtre electrice

Separarea prafului are loc datorită încărcării electrice a particulelor cu ajutorul unor electrozi de emisie și reținerea lor pe electrozii de depunere. Între electrozii de emisie cu polaritate negativă și electrozii legați la pământ, se produce o descărcare de tip corona unipolară, de înaltă tensiune. Ionii negativi produși (fig. 8.17) sunt atrași de electrozii legați la pământ, lovesc particulele de praf care se încarcă electric. Particulele de praf încărcate electric sunt atrași spre electrozii de depunere unde sunt reținuți ca urmare a forțelor electrice, de aderență și frecare. Datorită ionizării se produce și o cantitate de ozon care contribuie la distrugerea mirosurilor prin oxidare puternică.

Praful depus trebuie curățat periodic, atât de pe electrozii de depunere cât și de pe cei de emisie, pe cale mecanică, electromagnetică sau prin stropire.

Gradul de separare al prafului pentru un electrofiltru tubular de diametru D și lungime L , se determină cu relația:

$$\eta = 1 - e^{-\frac{4 v_m L}{v D}} \quad (8.11)$$

în care:

- v_m – viteza de migrație în funcție de sarcina electrică a particulei, de intensitatea câmpului electric, diametrul particulei;
- v – viteza longitudinală a aerului.

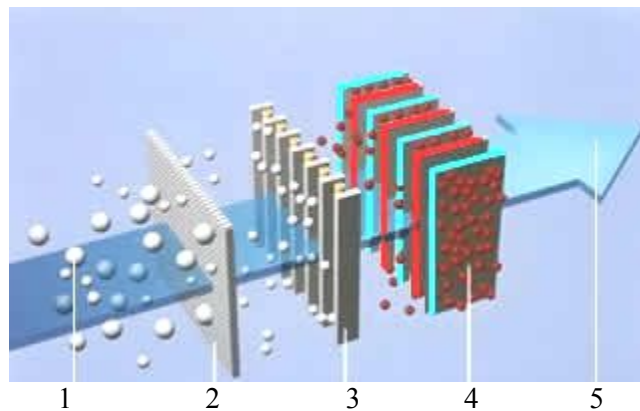


Fig. 8.17 Principiul separării

1 – aerosoli; 2 – prefiltru; 3- ionizare; 4 – colector; 5 – curent de aer;

Pentru un electrofiltru cu plăci, cu distanța h între ele, gradul de separare este:

$$\eta = 1 - e^{-\frac{v_m L}{v h}} \quad (8.12)$$

Se asigură separarea particulelor în timpul $t = L / v$, timp care trebuie să fie suficient de mare, încât pentru un debit de aer $t = \text{constant}$, se realizează dacă L și v sunt fie mari sau mici. În timpul exploatării separatorului pierderea de presiune rămâne aproximativ constantă.

Eficiența unui electrofiltru depinde de profilul electrozilor de depunere, fiind superioară în cazul tablei vălțuite, față de cea lisă. După direcția curentului de aer se deosebesc electrofiltre orizontale sau verticale, iar după modul de dispunere a electrozilor de emisie față de cei de depunere (fig. 8.18), se deosebesc câmpuri separate, același câmp sau cu un sistem suplimentar de depunere.

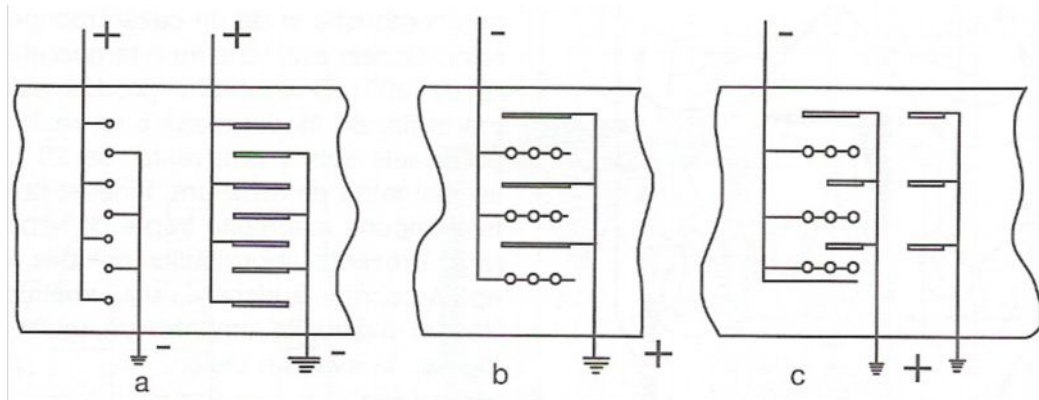


Fig.8.18 Dispunerea câmpurilor de emisie depunere
a – câmpuri separate; b - același câmp; 4 – sistem suplimentar de depunere.

Un electrofiltru orizontal umed (fig.8.19) este prevăzut cu duze de pulverizarea apei (caldă de 30 – 40 °C) și cu un buncăr de colectarea apei.

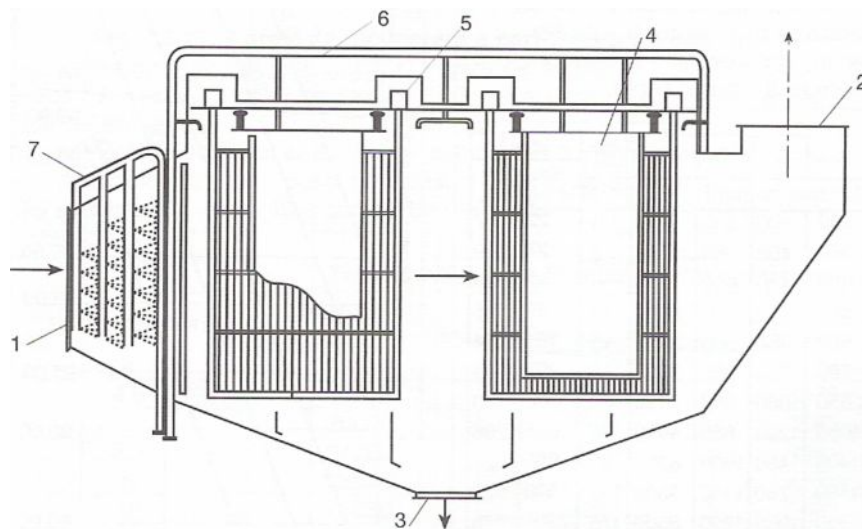


Fig. 8.19 Electrofiltru orizontal
1,2- intrare / ieșire aer; 3 - evacuare nămol; 4 – electrozi; 5,6 - cadru; 7 – registru de pulverizare.

8.7 Calculul sistemelor de desprăfuire

Fazele principale în calculul sistemelor de desprăfuire cuprind: stabilirea schemei de transport, alegerea traseului, dimensionarea conductelor și stabilirea pierderilor de presiune, alegerea compresorului sau a ventilatorului și a electromotoarelor respective.

Conductele se dimensionează pentru transportul debitului de material G_m , rezultat din procesele tehnologice și a debitului de aer G_a care rezultă din concentrația recomandată $\mu = G_m / G_a$. Pentru unele utilaje tehnologice sunt indicate debitele de aer aspirate prin dispozitivele de captare sau se determină debitul de aer în funcție de viteza optimă de transport și diametrul minim recomandat pentru conducte. Pentru praf fin, uscat, praf fibros, rumeguș și pilitură de fier diametrul minim recomandat pentru conducte este de 80 – 130 mm.

Pentru realizarea echilibrării ramificațiilor, debitul de aer se poate majora cu 18 – 20 % și implicit va crește puterea ventilatorului. Dacă în vederea echilibrării pierderilor de presiune vor rezulta debite mari de aer, se pot utiliza diafragme plane sau conuri de echilibrare, montate pe tronsoane verticale, mai ales în cazul deșeurilor lemnoase și a prafului fibros.

La determinarea debitului de aer în conductele principale se consideră toate utilajele în funcțiune, inclusiv debitele aspirate prin gurile de măturare dacă este cazul. Dacă numărul gurilor de măturare este mare se poate considera un coeficient de simultaneitate.

În cazul funcționării cu intermitență a utilajelor și sistemului cu conuri colectoare, se admite aplicarea unui coeficient de simultaneitate.

Conductele de transport se confecționează din tablă neagră sudată longitudinal, tronsoanele se vor îmbina prin flanșe din bandă de oțel în cazul diametrelor < 250 mm sau cu oțel cornier pentru diametre mai mari. Etanșarea flanșelor se va realiza cu cauciuc, azbest sau carton îmbibat cu minim de plumb.

Lungimea ramificațiilor nu trebuie să depășească 20 m, iar unghiul dintre ramificație și conducta principală să fie de 15°. Pentru difuzoare se recomandă un unghi la vârf de 15° și pentru confuzoare de 30°. Piesa specială racord la ciclon (intrare) se va confecționa asimetric, încât peretele conductei să fie în continuarea peretelui ciclului. Traseul conductelor se va alege în așa fel încât numărul coturilor să fie minim și între ele se vor intercala tronsoane drepte. Racordul la dispozitivele de captare se va face cu tuburi flexibile.

Tabla pentru confecționarea conductelor va avea grosimea în funcție de materialul transportat. De exemplu în tabelul 8. se prezintă raza de curbura a coturilor și grosimea tablei pentru conducte utilizate în industria lemnului.

Tabelul 8.5

Conducte de desprăfuire din industria lemnului

D conductă (mm)	Tocătură			Rumeguș umed			Praf alb		
	d ₁	d ₂	R/D	d ₁	d ₂	R/D	d ₁	d ₂	R/D
80-200	1,5	2,0	3,0	0,8	1,0	3,0	0,8	1,0	3,0
200-400	1,5	2,0	3,0	0,8	1,0	3,0	0,8	1,0	3,0
400-600	1,5	2,5	3,0	1,0	1,5	3,0	1,0	1,0	3,0
600-800	2,0	2,5	3,5	1,5	2,0	3,0	1,0	1,5	2-3
800-1000	2,5	3,5	3,5	1,5	2,0	3,0	1,5	1,5	2-3

d₁ (mm) – grosime tablă pentru tronsoane drepte; d₂ (mm) – grosime tablă pentru piese speciale; R- raza de curbură; D – diametrul conductei;

Determinarea pierderilor de presiune liniare și locale se face similar ca pentru canalele de aer din tablă în cazul concentrația amestecului $\mu \leq 0,01$ kg/kg. Relația de calcul a pierderi de presiune este:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{\lambda l}{D} + \sum_{j=1}^j \xi_j \right) \frac{\rho_a v^2}{2} \right] \quad (\text{Pa}) \quad (8.13)$$

în care:

- λ - coeficient de rezistență liniară, în funcție de viteză și rugozitate;
- D – diametrul conductei pe tronsonul de calcul, în m;
- L – lungimea tronsonului, în m;
- $\Sigma \xi$ - suma coeficienților de pierdere locală pe tronson;
- ρ_a – densitatea aerului, în kg/m³;
- v- viteza aerului pe tronson, în m/s;
- n – numărul de tronsoane.

Viteza aerului se alege în domeniul vitezei optime de transport pneumatic sau se determină în funcție de viteza de plutire v_p și factorul de alunecare $S = 1 - v_p/v_a$. Pentru particule mari se recomandă $S \leq 0,5$ și pentru praf $S \leq 0,2$. Dacă concentrația $\mu > 0,01$ kg/kg se majorează pierderile de presiune conform relației:

$$\Delta p_t = \Delta p (1 + K \cdot \mu) \quad (\text{Pa}) \quad (8.14)$$

În care:

- K – coeficient în funcție de natura materialului transportat și al conductei;

Valorile coeficienților de rezistență locală ξ sunt indicate în tabelul 8.6 pentru diferite componente ale instalațiilor de desprăfuire.

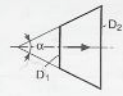
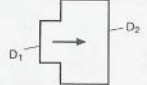
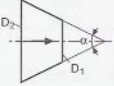

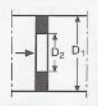
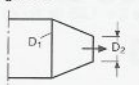

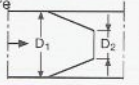
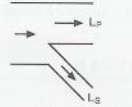
Alegerea ventilatorului se face pe baza pierderilor de presiune în conducte la care se însumează pierderea de presiune în dispozitivul de captare și în separatorul de praf.

Se asigură controlul funcționării, distribuția și alte operații necesare, dacă se montează pe conductele de desprăfuire următoarele elemente:

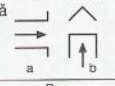
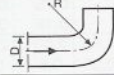
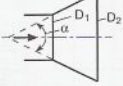
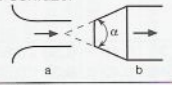
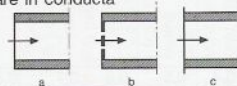
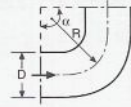
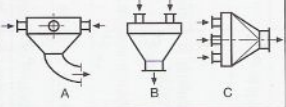

- capace de vizitare la coturi și alte piese speciale în care se pot produce înfundări;
- puncte de măsurare, minim unul pe circuitul de aspirație și de refulare;
- clapete antifoc în amonte și aval de zidurile antifoc și la intrarea în cicloane sau filtre;
- capace de explozie pe conductele ce transportă materiale inflamabile.

Tabelul 8.6

Coeficienții de rezistență locală pentru componente ale instalațiilor de desprăfuire

Nr. crt.	Configuratia	Coeficientul ξ									
		unghiul α [°]									
1											
2		D_2 / D_1	1,15	1,25	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	
		ξ	0,18	0,25	0,35	0,5	0,7	0,8	0,88	0,9	
3											
4		D_2 / D_1	0,10	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80		
		ξ	0,50	0,46	0,42	0,37	0,30	0,24	0,15		
5		D_2 / D_1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
		ξ	2,5	2,3	2,35	2,4	2,25	1,9	1,5	1,2	
6		D_2 / D_1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
		ξ	2,75	2,7	2,3	1,8	1,5	1,0	0,5	0,2	
7		h/d	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
		ξ	103	45	18	8	4	2	1	0,4	0,1
8		D_2^2 / D_1^2	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7
		ξ	30	15	8	5	2,8	1,7	0,95	0,5	0,2
9	 <p>L_p - debit principal L_s - debit secundar</p>										

continuarea tabelului 8.6

Nr. crt.	Configuratia	Coeficientul ξ						
10	a Evacuare liberă cu sau fără flanșă b Evacuare cu căciulă 	a $\xi = 1$ b $\xi = 2,5$						
11	Evacuare după cot 	R/D	0,05	0,25	0,5	1		
		ξ	3	1,9	1,6	1,4		
12	Evacuare cu difuzor 	unghiul α [°]						
		D_2 / D_1	7	12	20	30	45	
			1,2	0,58	0,63	0,7	0,75	0,86
			1,4	0,43	0,50	0,6	0,69	0,75
			1,6	0,34	0,41	0,53	0,64	0,75
			1,8	0,30	0,38	0,5	0,6	0,74
			2	0,26	0,33	0,49	0,6	0,74
13	a Intrare cu margini rotunjite b Intrare cu confuzor 	tip	a - fără flanșă		b - cu flanșă			
		α	13	30	13	30		
		ξ	0,49	0,60	0,13	0,24	$\xi = 0,04$	
		c^*	0,82	0,79	0,94	0,9	$c^* = 0,98$	
14	Intrare în conductă 	tip	a- liberă		b- cu tablă perforată suprafață liberă [%]		c- cu flanșă	
		ξ	0,93	2,0	70	60	50	
		c^*	0,72	-	2,0	3,0	5,0	
							0,49	
							0,82	
15	Cot** 	R/D	unghiul α [°]					
			15	30	45	90	135	
		0,25	0,16	0,31	0,47	0,90	1,24	
		1,0	0,05	0,10	0,15	0,28	0,39	
		1,5	0,04	0,08	0,12	0,24	0,33	
		2,0-3,0	0,04	0,07	0,11	0,21	0,29	
16	Con colector tip A; tip B tip C 	intrare $\xi = 1,0$		ieșire $\xi = 1,25$ (la tip A)				
17	Separator de așchii 	$\xi = 1$						

c^* - coeficient de contracție
Pentru o gură de captare lipită de o suprafață paralelă cu axa conductei coeficientul de contracție c^* se calculează în funcție de coeficientul c al gurii similare nelipite, $c: c^* = c (1 + 0,12 l/p)$, unde: l - lungimea laturii lipite;
 p - perimetrul gurii de captare
Noul coeficient ξ^* se determină în funcție de c^* prin interpolare.
**) Valorile corespund situației în care după cot urmează o porțiune rectilinie cu $l > 4 D$

9. INSTALAȚII DE TRANSPORT PNEUMATIC

9.1. Probleme generale

Instalațiile de transport pneumatic sunt instalații de ventilare, la care vehicularea aerului se efectuează în scopul transportului materialelor solide, sub efectul presiunii dinamice a curentului de aer din conducte. Transportul materialelor sub formă de pulberi se poate face mecanic (benzi transportoare, cu cupe, etc.), prin conducte de transport pneumatic, utilizând aerul ca agent de transport sau combinat, mecanic și pneumatic. Instalații sunt alcătuite dintr-un dispozitiv pentru preluarea în curentul de aer al materialului, o rețea de transport și un dispozitiv de reținere (separare) a materialului transportat.

Sistemul s-a dovedit economic, are o serie de avantaje cum ar fi: simplu de adoptat la diverse procese tehnologice, protejează materialul transportat de impurificări, fără a afecta mediul exterior, este ușor de exploatat și prezintă posibilități de automatizare, permite transportul unor materiale cu pericol de aprindere și explozie, caz în care se utilizează sisteme închise cu gaze inerte.

Materialul trebuie să îndeplinească o serie de cerințe în vederea transportului în bune condiții: să prezinte o compoziție granulometrică și densitate pentru care transportul și separarea să fie economice, să nu adere la suprafața conductelor, să nu se degradeze prin sfărâmare în timpul transportului, temperatura necesară pentru transport să nu afecteze rezistența conductelor și aparatelor utilizate, să nu degajeze vapori explozivi sau corozivi, să nu își modifice proprietățile chimice în urma transportului.

Transportorul pneumatic are la baza principiul antrenării particulelor de material solid de către un curent de aer sau alt gaz care se deplasează cu o anumită viteză printr-o conductă. Cu acest tip de instalații se transporta materiale solide de granulație foarte mică: soda calcinată, ciment, cenușă, zgură, praf de calcar, cărbune măcinat sau sub formă fibroasă, aşchii de lemn, rumeguș, celuloză etc.

Deplasarea materialului se face în plan orizontal, înclinat sau vertical, pe distanța de 350...400 m și înălțimea maxima de 45 m.

Instalații de transport pneumatic tehnologic au rolul de a deplasa materiale sub formă pulverulentă, de la un loc la altul al diverselor faze din procesul de producție. De exemplu: alimentarea cu cărbune praf a instalațiilor de ardere, încărcarea – descărcarea materialelor pulverulente în transportul feroviar, fluvial și maritim, instalații de poștă pneumatică sau transport containerizat în tunel de aer, etc.

În funcție de proprietățile materialului, care au în vedere starea de umiditate și aderența acestor materiale, ce favorizează depunerile și pericolul de înfundare a tubulaturii, la care se adaugă pericolul de inflamabilitate și explozie pe care le au unele pulberi în amestec cu aerul, acest sistem are aplicabilitate limitată.

Clasificarea generală a acestor sisteme are în vedere concentrația de amestec (raportul de amestec) $\mu = G_m/G_a$, raportul dintre masa materialului transportat și masa aerului utilizat [$\text{kg}_{\text{mat}}/\text{kg}_{\text{aer}}$].

$\mu \leq 0,2$ - instalații cu concentrații joase, folosite la transportul materialului foarte fin și pe distanțe scurte;

$\mu = 0,2 \dots 0,5$ - instalații cu concentrații reduse, folosite pentru transportul materialelor cu densitate mai mică de 500 kg/m^3 , pe distanțe scurte;

$\mu = 0,5 \dots 5$ - instalații cu concentrații medii, folosite pentru transportul materialelor cu densitate mai mică de 1000 kg/m^3 , pe distanțe scurte și medii;

$\mu \geq 5$ - instalații cu concentrații mari, folosite pentru transportul materialelor cu densitate mai mare de 1000 kg/m^3 , pe distanțe foarte lungi.

Regimul de mișcare a particulelor de material este determinat de valoarea concentrației amestecului și de viteza aerului v_a , astfel:

- mișcarea în conducte orizontale poate fi:

- în flux rarefiat – cu particule volante, care se realizează la concentrații μ mici și viteze v_a mari, materialul fiind uniform distribuit în secțiunea conductei;

- în flux compact – materialul din partea inferioară a conductei are o concentrație mare, cu o mișcare caracteristică de strat fluidizat;

- în strat continuu – apar depuneri în conductă iar stratul depus are o mișcare de rostogolire;

- cu dopuri – mișcarea este caracterizată prin variații mari de presiune, zgomote, instabilitate;

- mișcarea în conducte verticale poate fi:

- în flux rarefiat;

- în stare de fluidizare – la valori μ mari și viteze v_a mici.

Faza *diluată* pentru sistemul cu particule volante corespunde unui $\mu < 15 \text{ kg/kg}$ și pierderi de presiune $\Delta p = 5 \dots 15 \text{ mbar/m}$.

Faza *densă* corespunde unui $\mu > 25 \text{ kg/kg}$ (în unele cazuri chiar și $50 \dots 200 \text{ kg/kg}$) și pierderi de presiune $\Delta p = 15 \dots 50 \text{ mbar/m}$.

9.2. Sisteme de transport pneumatic

Alcătuirea unui sistem de transport pneumatic precum și aparatura necesară împreună cu indicatorii economici, diferă de la o instalație la alta în funcție de regimul de presiune.

Din punct de vedere al presiunii se deosebesc:

- sisteme în suprapresiune (prin refulare) (fig. 9.1) – de joasă, medie sau înaltă presiune;

- sisteme în depresiune (prin aspirație) (fig. 9.2);

- sisteme combinate (mixt) (fig. 9.3) – realizate ca sisteme deschise sau închise.

Sistemele de transport pneumatic în suprapresiune pot deservi mai multe puncte de utilizare cum ar fi: colectoare cu ciclon, buncăre de depozitare etc.

În sistemele de *joasă presiune* transportul se face cu presiuni disponibile $< 0,1$ bar, fiind instalații cu concentrație mică de material și pentru transport pe distanțe scurte. Regimul de curgere este cu particule volante, fiind un sistem utilizat la transportul materialelor pulverulente, tutun, carton, material textil, paie, rumeguș, așchii tocate, debitul de material transportat variază între sute și câteva tone pe oră. Aproximativ 50 ... 75 % din energia consumată este necesară vehiculării aerului iar pentru transportul materialului se utilizează numai 25 ... 50 % din energie. Aceste sisteme necesită dispozitive de alimentare și de extragere a materialelor cu o alcătuire relativ simplă comparativ cu sistemele de medie și înaltă presiune.

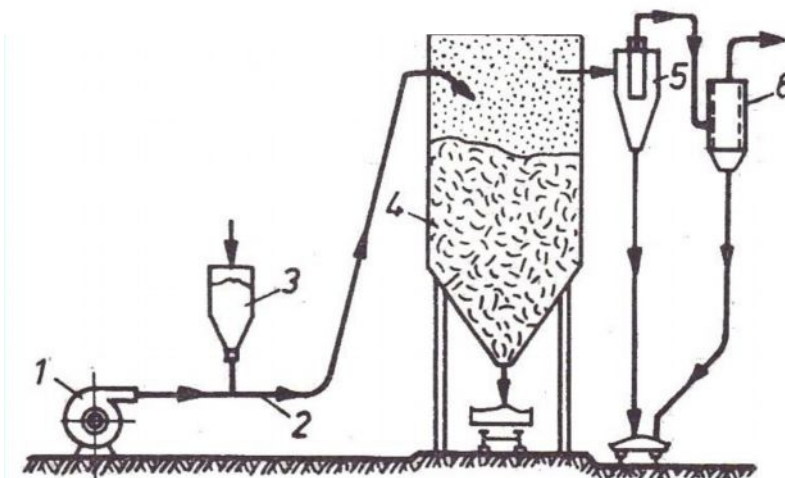


Fig. 9.1 Sistem de transport pneumatic în suprapresiune

1 – ventilator/suflantă; 2 – conductă transport; 3 – introducere material; 4 – siloz; 5 – ciclon; 6 – filtru cu saci.

În sistemul de transport pneumatice prin suprapresiune (refulare) (fig.9.1), transportul materialului se obține datorită curentului de aer produs de ventilator/suflantă montată la capătul inițial al instalației, înaintea zonei de încărcare a materialului. Materialul este alimentat din buncăr și este transportat de curentul de aer în silozul de descărcare. Separarea granulelor antrenate se face în ciclon și în filtrul cu saci. Presiunea aerului este de 2...5 bar, iar distanța de transport ajunge până la 300 m.

În sistemele de *medie presiune*, transportul se realizează tot în fază diluată, concentrațiile amestecului trebuie să fie $\mu < 25 \text{ kg/kg}$ iar presiunile $\Delta p < 0,8 \text{ bar}$, astfel că distanța de transport ajunge la maxim 150 m.

În sistemul de transport pneumatic prin depresiune (aspirație) (fig.9.2), transportul materialului se realizează cu un exhaustor montat la capătul instalației pneumatice, astfel că acesta se află în întregime în depresiune. Exhaustorul, montat după punctul final al instalației, produce depresiunea necesară (0,5...0,6 bar) aspirației curentului de aer în vederea antrenării materialului. Materialul granular este aspirat împreună cu aerul prin capul de aspirație și transportat pe conductă până la silozul de descărcare. Separarea ultimelor granule antrenate de aer se face într-un ciclon. Reglarea depresiunii se face în funcție de natura, mărimea granulelor și pierderile prin frecare care intervin pe întreaga lungime a instalației. Transportul pneumatic prin aspirație este eficient în cazul descărcării materialelor din vagoane, platforme, remorci etc. la distanțe de până la 120 m.

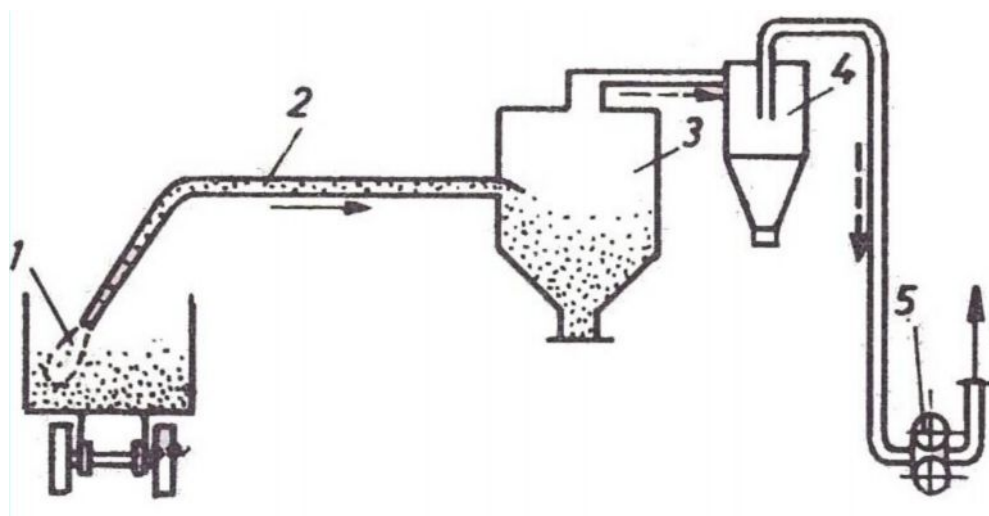


Fig. 9.2 Sistem de transport pneumatic în depresiune
1 – cap aspirație; 2 – conductă transport; 3 – siloz; 4 – ciclon; 5 - exhaustor.

În sistemele de înaltă presiune, transportul se poate face în fază diluată pentru $\mu < 25 \text{ kg/kg}$ pe distanțe de sute de metri sau în fază densă pe distanțe $< 100 \text{ m}$ cu presiunea de refulare de 1 ... 5 bar.

Consumul de energie pentru transportul aerului în instalațiile de medie și înaltă presiune atinge 5 ... 20 % din total, astfel va scădea și indicele de consum pe unitatea de masă de material transportat.

Sistemele în depresiune se utilizează pentru transportul unui material din mai multe locuri, la aceeași destinație, se recomandă în cazul substanțelor toxice, urât mirositoare etc. Transportul se face în fază diluată pentru $\mu < 25$ kg/kg pe lungimi sub 100 m iar depresiunea realizată fiind de cel mult 500 mbar. Viteza aerului este mai mare decât în instalațiile în suprapresiune având același debit masic de aer. Instalația necesită un singur punct de etanșare la ieșirea din instalație.

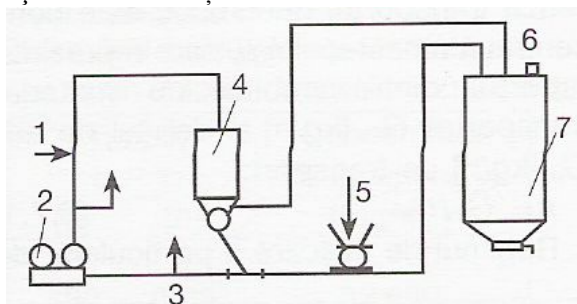


Fig. 9.3 Sistem de transport pneumatic în buclă închisă
 1 – punct zero; 2 – suflantă volumică; 3 – supapă; 4 – filtru; 5 – introducere material; 6 –
 reducere presiune; 7 – buncăr depozitare.

În varianta prelevării materialului din locuri diferite și cu mai multe destinații se utilizează sisteme combinate. Un caz particular îl constituie sistemele în buclă (fig. 9.3) închisă, utilizate pentru transportul materialelor care nu trebuie să vină în contact cu aerul, ca fază de dispersie se utilizează un gaz inert. Introducerea gazului de adaos, necesar pentru completarea pierderilor, se face în „punctul zero” al instalației, în care presiunea este egală cu cea atmosferică. Controlul presiunii se realizează cu supape de reducere a presiunii în aval de suflantă și de reducere a depresiunii în amonte de aceasta.

O instalație de transport pneumatic este formată din:

- conducte prin care se face transportul;
- dispozitivul de alimentare al conductei cu material;
- sursa de aer comprimat sau de aspirație;
- dispozitivul pentru separarea materialului de aerul folosit la transport.

Conductele prin care se face transportul sunt de obicei din oțel, având diametrul de 50...250 mm. Alimentarea cu material se face cu dispozitive elicoidale, dispozitive cu camere, dozatoare celulare în transportul pneumatic prin refulare și sorb de aspirație pentru transportul prin aspirație.

Sursa de aer comprimat este dată de compresoare cu una sau doua trepte, turbosuflyante și ventilatoare sau pompe de vid. Separarea materialului antrenat de aer se face în aparate numite silozuri, cicloane și filtre cu saci.

9.3. Calculul instalațiilor de transport pneumatic

9.3.1. Viteza materialului în conductele de transport pneumatic

În conducte materialul transportat se comportă diferit față de aerul de antrenare, datorită în special masei mai mari. Forțele ce se exercită asupra particulelor (de frecare cu pereții conductei, de impact dintre particule, centrifugă, de greutate, rezistență la înaintare etc.) produc accelerarea sau frânarea materialului, încât pentru menținerea vitezei necesare transportului sunt necesare consumuri suplimentare de energie.

a) *Viteza de regim a materialului* – reprezintă viteza limită constantă pe care o ating particulele de material aflate în echilibru dinamic. Relațiile de calcul sunt pentru regimul de mișcare a particulelor în flux rarefiat (transport volant).

Pentru viteze relative: $v_r = v_a - v_m$ care determină valori $Re > 2 \cdot 10^5$, relația este:

$$\frac{v_m}{v_a} = \frac{1 - \left[\frac{\lambda^* Fr^*}{2} \left(1 - \frac{\beta Fr^*}{Fr} \right) + \frac{\beta Fr^*}{Fr} \right]^{0.5}}{1 - \frac{\lambda^* Fr^*}{2}} \quad (9.1)$$

Pentru viteze mari de transport, când se consideră $\beta = 0$, relația devine:

$$\frac{v_m}{v_a} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\lambda^* Fr^*}{2} \right)^{0.5}} \quad (9.2)$$

în care:

- v_a, v_m – viteza aerului, respectiv a materialului în conductă, în m/s;
- v_p – viteza de plutire a materialului, în m/s;
- λ^* - coeficientul de frecare inițial, în funcție de natura materialului transportat;
- β - coeficientul de frecare dintre particulele de material în mișcare de târâre și conductă; $\beta = 1$ pentru conducte verticale; $\beta = v_p / v_a$ pentru conducte orizontale;
- Fr – criteriul Froude, este $Fr = v_a^2 / (g D)$ și $Fr^* = v_p^2 / (g D)$;
- D – diametrul conductei, în m.

Pentru toate tipurile de particule, inclusiv pentru praf se recomandă relația implicită:

$$\left(\frac{\Psi'}{\Psi} \right) \cdot \left(\frac{v_r}{v_p} \right)^2 - \left(\frac{v_m^2}{2gD} \right) \cdot \lambda^* - \beta = 0 \quad (9.3)$$

în care: Ψ' și Ψ sunt coeficienți de rezistență aerodinamică, stabiliți în funcție de viteza de plutire, respectiv viteza relativă a materialului (tabelul 9.1).

Tabelul 9.1

Coeficientul de rezistență aerodinamică

Re	Ψ	Re	Ψ	Re	Ψ	Re	Ψ
0,1	240	1	26,5	10	4,1	100	1,07
0,2	120	2	14,4	20	2,55	200	0,77
0,3	80	3	10,4	30	2,0	300	0,65
0,5	49,5	5	6,9	50	1,5	500	0,55
0,7	36,5	7	5,4	70	1,27	700	0,50
-	-	-	-	-	-	1000	0,46

b) Viteza materialului în perioada de accelerare - între momentul introducerii materialului în conducta de transport pneumatic și atingerea vitezei de regim, există o perioadă de accelerare a materialului, căreia îi corespunde o lungime de accelerare. Asupra particulei acționează (fig. 9.4) forța propulsivă/ascensională (F_A), forța gravitațională (G), forța de reținere datorită ciocnirilor dintre particule (F_i), ca urmare particula se deplasează sub acțiunea forței rezultante care este o forță de accelerație de tip Newtonian (F_{acc}).

$$F_A = c \cdot S \cdot m \cdot \frac{v_r^2 \rho_a}{2}; \quad G = m \cdot g; \quad F_i = i \cdot m \cdot \frac{v_m^2}{2}; \quad F_{acc} = m \cdot \frac{dv_m}{d\tau}$$

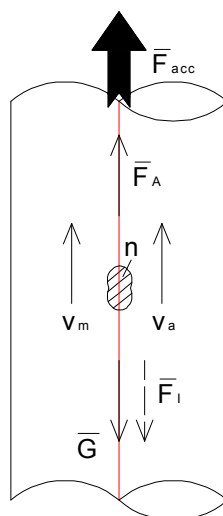


Fig. 9.4 Acțiunea forțelor asupra particulei în perioada de accelerare

În care:

- c – coeficient de rezistență la înaintare;

- S – secțiunea particulei, în m^2 ;
- $v_r = v_a - v_m$ viteza relativă, ca diferență între viteza aerului și viteza materialului din conductă, în m/s ;
- ρ_a – densitatea aerului, în kg/m^3 ;
- m – masa materialului transportat, în kg ;
- i – coeficient de impact, funcție de dimensiunea și natura particulei.

Din proiecția forțelor pe verticală se obține ecuația de echilibru:

$$F_{acc} + F_A - G - F_i = 0 \quad (9.4)$$

$$m \frac{dv_m}{d\tau} + c \cdot S \cdot m \cdot \frac{v_r^2 \rho_a}{2} - mg - i \cdot m \cdot \frac{v_m^2}{2} = 0 \quad (9.5)$$

$$m \frac{dv_m}{d\tau} = -c \cdot S \cdot m \cdot \frac{(v_a - v_m)^2 \rho_a}{2} + mg + i \cdot m \cdot \frac{v_m^2}{2} \quad (9.6)$$

dacă se notează:

$$A = -\frac{c \cdot S}{2} \rho_a + \frac{i}{2}; \quad B = v_m \cdot v_a \cdot c \cdot S \cdot \rho_a; \quad C = -c \cdot S \cdot \frac{v_a^2}{2} + g;$$

Ecuația diferențială se poate scrie sub forma:

$$\frac{dv_m}{d\tau} = A \cdot v_m^2 - B \cdot v_m + C \quad (9.7)$$

Se rezolvă ecuația cu notațiile:

$$\varphi = \frac{\sqrt{B^2 - 4AC}}{m}; \quad \delta = \frac{B - m \cdot \varphi}{B + m \cdot \varphi} \quad (9.8)$$

Rezultă viteza materialului în perioada de accelerare:

$$v_m = v_a \cdot \beta \cdot \frac{1 - e^{-\varphi \tau}}{1 - \delta e^{-\varphi \tau}} \quad (9.9)$$

Timpu de accelerare, se determină din relația generală, fiind o funcție inversă de viteza aerului:

$$\tau_{acc} = \frac{1}{\varphi} \ln \frac{1 - \delta \frac{v_m}{v_a \cdot \beta}}{1 - \frac{v_m}{v_a \cdot \beta}} \quad (9.10)$$

Lungimea de accelerare, rezultă din integrarea ecuației:

$$l_{acc} = \int_0^{\tau_{acc}} v_m d\tau \quad (9.11)$$

Lungimea tronsoanelor drepte pentru accelerare se determină în funcție de timpul necesar ca viteza materialului să atingă 95 % din valoarea vitezei de regim (la timpul $\tau = \infty$, $v_m = v_{m \infty}$). Fenomenul de accelerare este important pentru practică, fiind necesară o configurare a sistemului cu porțiuni drepte care să permită aducerea materialului în mișcare de regim, după curbe și punctul de alimentare, pentru evitarea fenomenului de înfundare al conductei. Pentru variația energiei cinetice a particulelor trebuie să se asigure o presiune suplimentară la ventilator.

Diferența de presiune necesară accelerării materialului se determină cu relația:

$$\Delta p = G_m \frac{v_{m2} - v_{m1}}{0,785 D^2} \quad (\text{Pa}) \quad (9.12)$$

în care:

- G_m – debitul de material, în kg/s;
- v_{m1} , v_{m2} – viteza inițială, respectiv finală (după accelerare) a materialului, în m/s;
- D – diametrul conductei de transport, în m.

c) Viteza materialului în curbe

În curbe datorită forței centrifuge se produce separarea materialului de aer, particulele formează un strat ce căptușește peretele exterior, datorită frecării de peretele conductei, stratul de material este puternic frânat, viteza descrește dar influențează în mică măsură pierderea de presiune datorită trecerii aerului curat. După curbă materialul trebuie accelerat în tronsonul rectiliniu al conductei.

Curbă în plan orizontal – forțele care acționează asupra particulei (fig. 9.5) sunt: forța normală la peretele conductei (N), forța de frecare (F_f), forța de inerție (F_i) (masa x accelerația). Din proiecția forțelor rezultă:

$$F_i = -m \frac{dv}{d\tau}; \quad F_f = \eta \cdot N = \eta \cdot \frac{mv^2}{R} \quad (9.13)$$

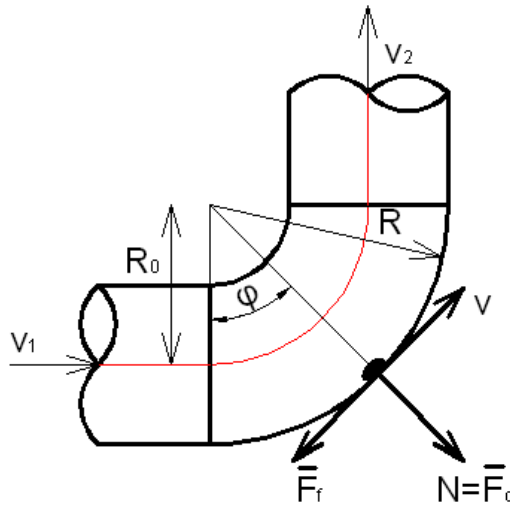


Fig. 9.5 Mișcarea particulei într-un cot în plan orizontal

$$-m \frac{dv}{d\tau} = \eta \cdot \frac{mv^2}{R} \quad (9.14)$$

Pentru un element de lungime $ds = v d\tau = R d\varphi$, de unde $R = v \cdot \frac{dv}{d\tau}$. Înlocuind în ecuație și introducând simplificări, și punând condițiile limită, se obține:

$$\int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = -\eta \int_0^{\varphi_2} d\varphi; \quad \ln \frac{v_2}{v_1} = -\eta \cdot \varphi; \quad \frac{v_2}{v_1} = e^{-\eta \cdot \varphi} \quad (9.15)$$

în care:

- φ - unghiul curbei, în radiani;

- η - coeficientul de frecare al materialului de peretele conductei, determinat experimental;
- R - raza de curbură, în m.

$$v_2 = v_1 \cdot e^{-\eta \cdot \varphi} \quad (9.16)$$

Se observă că viteza la ieșirea din curbă nu depinde de raza de curbură și este cu atât mai mică cu cât coeficientul de frecare este mai mare, motiv pentru care nu se admit la aceste instalații curbe din segmente, sunt indicate curbe emailate sau cu alte prelucrări care să diminueze coeficientul de frecare. Viteza v_2 este cu atât mai mică cu cât crește unghiul de deschidere al curbei, fapt ce duce la recomandarea privind alcătuirea unui ansamblu de două curbe de 45° între care se intercalează un tronson drept care va favoriza și revenirea la viteza de regim, față de o singură curbă de 90° .

Curbă în plan vertical cu intrare orizontală și ieșire verticală în sus – asupra particulei va acționa (fig. 9.6) componenta normală la peretele conductei, rezultată din însumarea forței centrifuge cu componenta forței gravitaționale $m \cdot g \cdot \cos \varphi$, încât din proiecția forțelor, se obține ecuația:

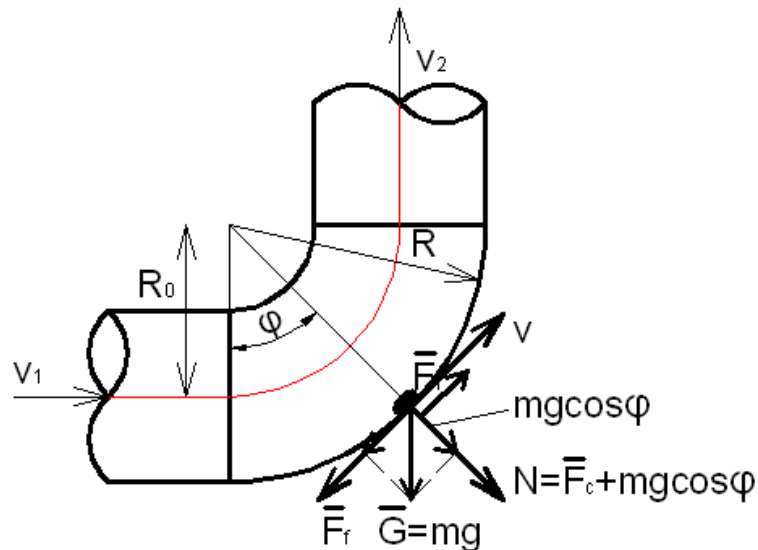


Fig. 9.6 Mișcarea particulei în curbă verticală, cu ieșirea în sus

$$-m \frac{dv}{d\tau} = m \cdot g \cdot \sin \varphi + \eta \left(m \cdot g \cdot \cos \varphi + \frac{m \cdot v^2}{R} \right) \quad (9.17)$$

din care, prin integrare și punând condițiile limită se obține:

$$v_2 = \sqrt{\frac{v_1^2}{e^{\eta\varphi}} - 2gR \frac{3\eta + \frac{(1-2\eta^2)}{e^{\eta\varphi}}}{1+4\eta^2}} \quad (9.18)$$

Dacă se notează: $a = 2\eta^2 - 1$ și $b = (2\eta^2 - 1) \cdot \cos \varphi + 3 \sin \varphi$, relația se poate scrie sub forma:

$$v_2 = e^{-\varphi\eta} \sqrt{\frac{v_1^2 - 2Rg(a - be^{2\varphi\eta})}{1 + 4\eta^2}} \quad (9.19)$$

Viteza la ieșirea din curbă este cu atât mai mică cu cât coeficientul de frecare, unghiul de deschidere și raza de curbură sunt mai mici.

Curbă în plan vertical cu intrare orizontală și ieșire verticală în jos – din proiecția forțelor (fig. 9.7) pe direcția vitezei, care acționează asupra particulei, rezultă o ecuație diferențială neliniară care prin analogie cu varianta anterioară, devine de forma:

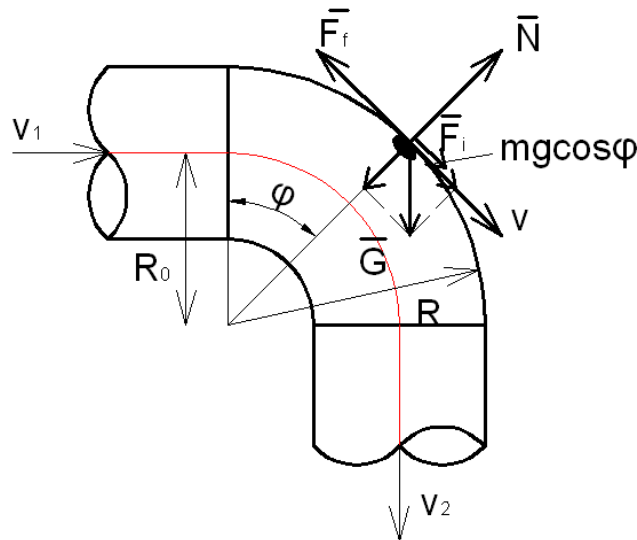


Fig. 9.7 Mișcarea particulei în curbă verticală, cu ieșirea în jos

$$v_2 = \sqrt{\frac{v_1^2}{e^{\eta\varphi}} - 2gR \frac{1 - \eta^2 - \frac{3\eta}{e^{\eta\gamma}}}{1 + 4\eta^2}} \quad (9.20)$$

sau de forma:

$$v_2 = e^{-\varphi\eta} \sqrt{\frac{v_1^2 - 2Rg(a + be^{2\varphi\eta})}{1 + 4\eta^2}} \quad (9.21)$$

Condiția ce trebuie respectată este: $\frac{mv^2}{R} \geq mg \sin \varphi$ ($N > 0$). În caz contrar există riscul căderii particulei și creșterea numărului de ciocniri. Se poate scrie:

$$v \geq \sqrt{g \cdot R \cdot \sin \varphi} \quad (9.22)$$

Pentru curbe uzuale $\varphi = \frac{\pi}{2}$ și rezultă condiția ca viteza finală a materialului să fie:

$$v > 3,15 \sqrt{R} \quad (9.23)$$

9.3.2. Pierderile de presiune în conductele de transport pneumatic

O particulă, pentru a fi purtată în suspensie de aer, este necesar să se găsească într-un echilibru dinamic al forțelor care acționează asupra ei: forța de propulsie creată de presiunea dinamică a curentului de aer, forța gravitațională și forța lui Arhimede.

Într-o conductă de verticală, cât timp viteza aerului este mai mare decât viteza de plutire a particulei rezultată din forțele ce acționează asupra ei, va exista o deplasare a materialului în sensul de curgere a aerului.

În cazul conductelor orizontale deplasarea particulei se datorează forței portante, deși viteza aerului este mare, particulele de material vor avea o tendință de cădere, astfel că deplasarea se va produce sub forma unor salturi, cu atât mai mari cu cât viteza de antrenare este mai mare. Atingând peretele conductei, particula va suferi o frânare a mișcării de deplasare, pentru ca imediat să fie absorbită de curentul de aer și re-accelerată la starea de plutire. Transportul pe orizontală al particulelor implică un consum mai mare de energie, decât pe verticală, din cauza re-accelerării materialului de-a lungul traseului parcurs.

Simplificat, pentru a lua în considerare efectul transportului de material, pierderile de presiune se majorează în funcție de concentrația amestecului. Calculul pierderilor de presiune în conductele de transport pneumatic se efectuează pentru un traseu cu porțiuni verticale și orizontale, utilizând relația lui Gasterstätt:

$$\Delta p_t = \Delta p (1 + K \mu) \quad (\text{Pa}) \quad (9.24)$$

în care:

Δp_t – pierderea de presiune liniară a instalației de transport pneumatic, în Pa;

Δp – pierderea de presiune liniară în ipoteza că prin rețeaua de transport ar circula numai aer curat, în Pa;

K – coeficient experimental (tabelul 9.1);

μ - concentrația *inițială* a amestecului (raportul dintre masa materialului transportat și masa aerului utilizat) (tabelul 9.1).

În domeniul mișcării în flux rarefiat (cu particule în zbor) coeficientul K nu depinde de viteza aerului și concentrația amestecului. În domeniul de mișcare în flux compact și cu strat continuu, valoarea lui K se mărește la scăderea vitezei. Se poate lua și în aceste cazuri valoarea corespunzătoare mișcării în flux rarefiat, dacă în loc de concentrația inițială μ se introduce concentrația amestecului în regim μ^* .

Deoarece viteza materialului este mai mică decât viteza aerului, concentrația amestecului în regim μ^* este diferită de concentrația inițială μ și se calculează în funcție de factorul de alunecare S , cu relația:

$$\mu^* = \mu / (1 - S) = \mu v_a / v_m \quad (9.25)$$

în care:

- v_a – viteza aerului în conductă, în m/s;
- v_m – viteza materialului în conductă, în m/s.

Dacă se cunoaște λ^* coeficientul de frecare în funcție de natura materialului transportat, se poate calcula coeficientul K cu relația:

$$K = 1,3 \frac{\lambda_s}{\lambda} \quad (9.26)$$

în care:

- λ - coeficientul pierderilor de presiune liniare ;
- λ_s – coeficientul pierderilor de presiune liniare suplimentare, determinat cu relația:

$$\lambda_s = \frac{v_m}{v_a} \lambda^* + \frac{2 \beta v_a}{v_m Fr} \quad (9.27)$$

în care:

- β - coeficientul de frecare, dintre particulele în mișcare de târâre și conductă;
- Fr – criteriul Froud, calculat cu viteza aerului.

Relația 9.1 se aplică și pentru majorarea pierderilor de presiune în curbe, în acest caz viteza materialului se consideră egală cu viteza medie din curbă.

Mărimea Δp reprezintă pierderea de presiune locală în curbă și se calculează în funcție de coeficientul de rezistență locală ξ și lungimea desfășurată a curbei.

Pentru conducte verticale e ia în considerare și pierderea de presiune datorită deplasării materialului pe verticală Δp_v .

$$\Delta p_v = \rho_a g l_v [1 + \mu^* (1 - \rho_a / \rho_m)] \quad (\text{Pa}) \quad (9.28)$$

în care:

- ρ_a, ρ_m – densitatea aerului, respectiv a materialului, în kg/m^3 ;
- L_v – lungimea conductei verticale, în m.

Pierderea de presiune la alimentarea cu material a sistemului se poate calcula și ca o pierdere locală, corespunzătoare presiunii dinamice a aerului:

$$\Delta p_{aa} = \xi_a \frac{\rho_a v_a^2}{2} \quad (9.29)$$

În care ξ_a este coeficientul de rezistență locală a dispozitivului de alimentare.

În tabelul 9.2 sunt indicate valorile μ și K corespunzător unor viteze optime v_{pot} ale aerului.

Tabelul 9.2

Valorile coeficienților K și μ

Denumirea materialului	ρ (kg/m^3)	μ (kg/kg)	v_{opt} în conduțe verticale	v_{opt} în conduțe orizontale	Valoarea lui K		
					Tronsoane de conduțe orizontale și verticale	Pentru guri de captare	Pentru coturi în curent ascen- dent
0	1	2	3	4	5	6	7
Praf de pământ și nisip	2600	0,8-1,0	13	15	0,7	1,0	2,2
Argilă mărunțită	2400	0,8-1,0	14	17	0,6	1,0	2,2

0	1	2	3	4	5	6	7
Rumeguș și talaș de lemn	250 -300	0,1-0,5	21-22	21-22	1,4	-	-
Pilitură din fontă, oțel	7300-7800	0,8-1,0	19	23	0,8	0,4	2,0
Praf de cărbune	900-1000	1,0	14	15	1,0	1,0	-
Bumbac	-	0,2-0,5	17	18	1,5-2,2	-	-
Lână	-	0,2-0,5	17	18	1,5-2,2	-	-
Grâu	-	7,1-12,6	26-30	26-30	0,2	-	-
Așchii	-	0,2-0,3	22	22	1,4	-	-

Pentru dimensionarea rețelei de transport pneumatic trebuie cunoscute atât debitele de aer aspirate de la mașini, cât și debitele de material rezultate sau coeficientul de amestec, date stabilite de tehnologi.

Pierderile de presiune datorită rezistențelor locale este proporțională cu presiunea dinamică calculată în funcție de viteza aerului din secțiunea respectivă și cu coeficientul de rezistență locală ξ care are pentru majoritatea dispozitivelor de captare valoarea unu, iar pentru cicloane $\xi = 2,75 \dots 4,30$. Pentru majoritatea utilajelor, producătorul precizează pierderea de presiune din dispozitivul de captare și secțiunea necesară pentru racordul la rețeaua de transport pneumatic.

Diametrul minim admisibil al canalelor de aer care transportă:

- aer încărcat cu materiale pulverulente, este de 80 mm,
- aer încărcat cu materiale sub formă de talaș, așchii, fibre lungi, este de 100 mm.

Dimensionarea ramificațiilor se va face în așa fel încât la punctul de joncțiune presiunile să fie echilibrate, nu se admit diferențe decât de maxim 5 – 10 Pa.

La alegerea ventilatorului se ține seama că în rețeaua de transport mai pătrunde aer prin neetanșități, datorită depresiunii, încât debitul aspirat de ventilator se va considera cu 15 – 30 % mai mare decât cel stabilit ca necesar pentru transportul materialelor.

9.3.3. Viteza optimă de transport pneumatic

Elementul de lucru în instalațiile de transport pneumatic este viteza aerului. În regimul de mișcare cu particule de material în suspensie, pentru un anumit debit de material, cu cât crește viteza aerului, cu atât cresc și pierderile de presiune și implicit consumul de energie pentru transport.

Este economic transportul materialului cu viteza cea mai apropiată de limita la care se realizează antrenarea particulei, respectiv în imediata apropiere a limitei de depunere sau înfundare, viteză ce reprezintă v_{opt} viteza optimă de transport a materialului (tabelul 9.2).

Din studiul curgerii în conducte orizontale, verticale și piese speciale, s-a stabilit necesitatea prevederii unor tronsoane drepte după piesele speciale pentru revenirea la viteza de regim și asigurarea în oricare punct al instalației a condiției $v_m > 0$ respectiv viteza aerului mai mare decât viteza de plutire a materialului.

În conductele orizontale (fig 9.8) se realizează la început un regim de mișcare în flux compact, după care la scăderea în continuare a vitezei aerului se formează regimul de strat continuu. Este zona de mișcare în care aparent pierderile de presiune cresc odată cu reducerea vitezei. Prin reducerea vitezei aerului, crește grosimea stratului de material depus iar secțiunea reală de trecere a aerului scade și în consecință viteza reală a aerului va crește, ceea ce explică creșterea pierderilor de presiune.

În conductele verticale (fig. 9.9), la scăderea vitezei aerului sub valoarea vitezei limită de transport volant, după o zonă critică de instabilitate, se stabilește transportul în strat fluidizat, pierderile de presiune sunt mult mai mari decât în regimul cu particule în suspensie. La scăderea în continuare a vitezei, sub valoarea limită de cădere, particulele nu mai pot fi antrenate de curentul de aer.

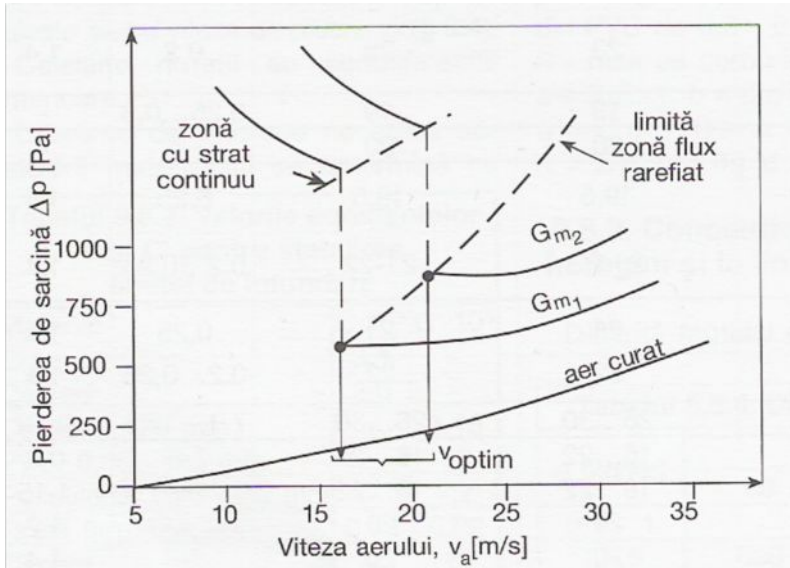


Fig. 9.8 Pierderi de presiune în conducte de transport pneumatic – orizontale.

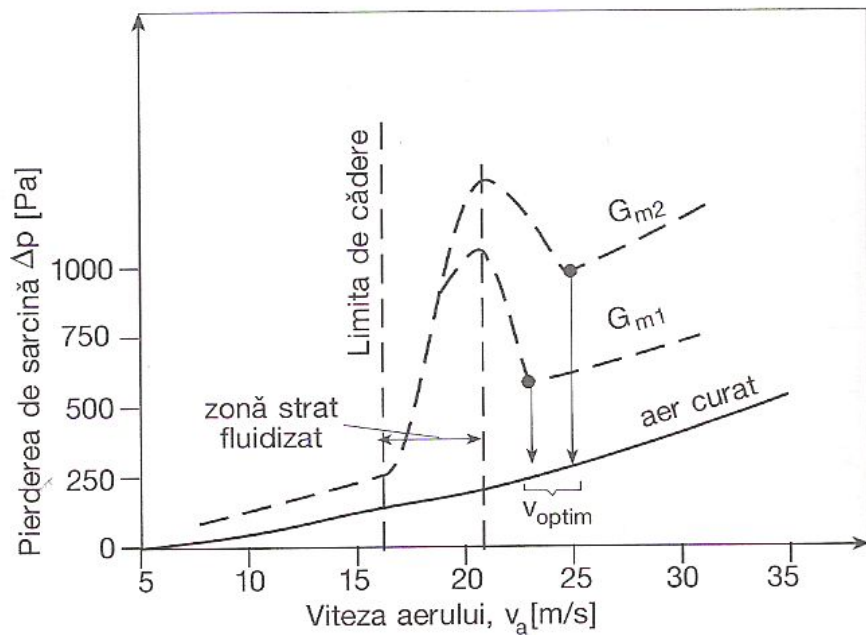


Fig. 9.9 Pierderi de presiune în conducte de transport pneumatic - verticale.

Cercetările experimentale ale fenomenului de transport pneumatic, au evidențiat influența diametrului conductei, datorită modificării vitezei de plutire, ca urmare a creșterii concentrației de material și a condus la stabilirea unei valori constante a raportului μ / Fr^2 pentru fiecare material.

10. RECUPERAREA CĂLDURII DIN AERUL EVACUAT

10.1. Probleme generale

Recuperarea unei părți din energia conținută în aerul evacuat, se realizează prin intercalarea în circuitul aerului proaspăt și evacuat a unui schimbător de căldură. Dispozitivul intercalat introduce o pierdere de presiune suplimentară, care nu modifică caracteristicile funcționale ale instalației, energia suplimentară pentru antrenarea ventilatorului fiind acoperită de energia termică recuperată. Un recuperator de căldură utilizat în instalațiile de ventilație și climatizare trebuie să aibă eficiență ridicată, etanșeitate sporită, sensibilitate acceptabilă la îngheț, pierderi de sarcină moderate, rezistență la coroziune și să fie simplu de întreținut.

Metodele generale de recuperare pot fi clasificate în următoarele categorii:

- sisteme cu schimbătoare *recuperative*, utilizând o suprafață de schimb de căldură solidă, care nu permite de obicei decât transmiterea căldurii perceptibile deoarece cei doi curenți de aer nu vin în contact direct, în această categorie sunt incluse: recuperatoarele multitubulare, cu plăci plane, cu tuburi termice și cu fluid intermediar;
- sisteme cu schimbătoare *regenerative*, bazate pe existența unui material acumulator de căldură, care înmagazinează căldura perceptibilă, latentă sau amândouă, pentru a le reda ulterior, din această categorie fac parte recuperatoarele rotative cu regenerare;
- sisteme cu *pompe de căldură*, utilizând un agent frigorific care asigură transferul de căldură cu ajutorul unui aport de energie electrică sau termică, de la o sursă caldă (rece) către mediul de încălzit (răcit).

Pentru instalațiile de ventilație obișnuite, cel mai bun procedeu de recuperare este recircularea aerului, motiv pentru care se încearcă perfecționarea unor dispozitive de reținere a impurităților sau neutralizarea noxelor, încât să facă posibilă reintroducerea în încăperea a aerului evacuat tratat. Toate sistemele de recuperare permit economisirea unei cantități de energie dar necesită pe de altă parte costuri suplimentare de investiții.

10.2. Recuperarea căldurii cu schimbătoare recuperative

Schimbătoarele de căldură recuperative sunt schimbătoare tip aer – aer, se intercalează între priza de aer proaspăt și filtrul instalației de ventilație sau climatizare. Principalele tipuri de schimbătoare utilizate în prezent sunt:

a) *tip multitubulare*, (fig. 10.1) cu circulația aerului proaspăt sau filtrat prin țevi, iar aerul evacuat circulă transversal peste fasciculul de țevi, astfel alcătuit încât eventualele depuneri să poată fi îndepărtate periodic printr-o deschidere de acces la partea inferioară;

b) *tip plăci plane* (fig. 10.2a) din oțel, aluminiu, material plastic etc., (cu onduleurile în paralel) suprapuse una peste alta cu spații echidistante (5 ... 10 mm) sau pot fi variabile, dacă debitele de aer proaspăt și evacuat sunt mult diferite.

Construcția lor simplă permite utilizarea de diverse materiale, în funcție de gradul de agresivitate chimică sau corozivă a aerului evacuat; se pot folosi pentru temperaturi ale aerului mai mici de 60 °C, pentru aer cu concentrații de praf mari, limita maximă a diametrului particulelor de praf fiind 5 mm;

Aerul străbate plăcile în curent încrucișat (fig. 10.2b) sau paralel și nu există nici un contact între aerul proaspăt și cel evacuat. În practică, producătorul prezintă diagrame cu randamentul (gradul de recuperare al căldurii) pentru diverse rapoarte de debite de aer și temperaturi.

Dacă aerul evacuat conține mai multă umiditate decât aerul exterior, în contact cu suprafața rece, aerul evacuat condensează, randamentul recuperatorului crește, deoarece căldura necesară condensării este preluată din aerul exterior și crește diferența de temperatură între aer proaspăt exterior și aer evacuat.

În cazul temperaturii exterioare foarte scăzute, condensul poate îngheța, pierderea de presiune la trecerea aerului crește și pot apărea deteriorări ale recuperatorului. Fenomenul se poate evita prin preîncălzirea aerului exterior sau amestec cu aer recirculat. Limitele de îngheț se determină din nomogramele producătorului, ele sunt cu atât mai mari cu cât aerul este mai uscat.

Recuperatoarele de căldură cu plăci plane (RCPP) (fig. 10.4) sunt tipizate, au randamentul de recuperare (fig. 10.3) $\eta_i = 40 \dots 50 \%$ și $\Delta p = 100 \dots 250 \text{ Pa}$.

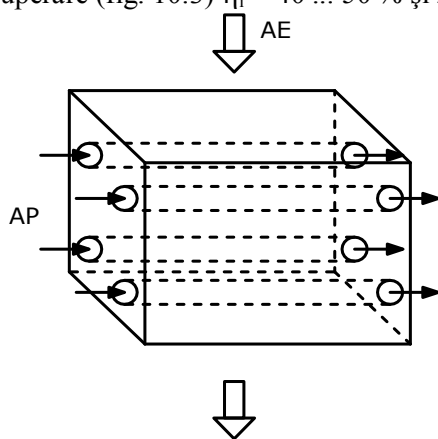


Fig.10.1. Recuperator multitubular

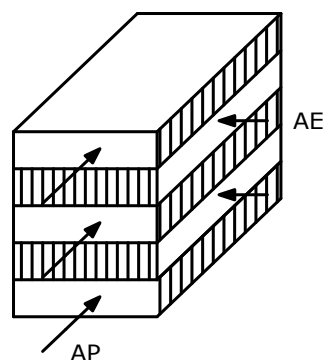


Fig.10.2a. Recuperator cu plăci

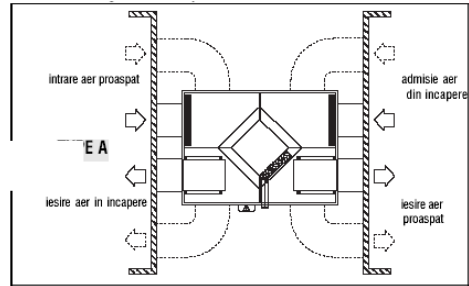


Fig. 10.2b. Recuperator cu plăci în curent încrucișat

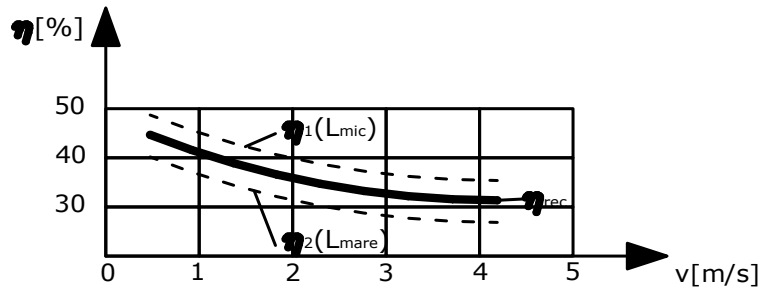


Fig. 10.3. Randamentul recuperatoarelor cu plăci plane

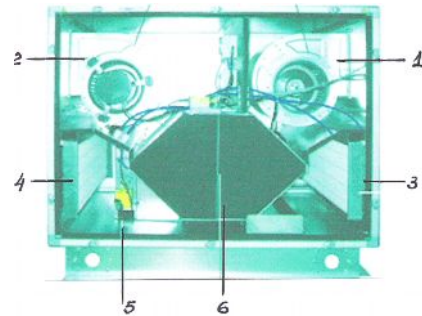


Fig. 10.4 Aparate recuperatoare cu plăci

1 – ventilator de refulare; 2 – ventilator de evacuare; 3,4 – filtru pe aer aspirat/refulat; 5 – bypass; 6 – recuperator;

c) tip țevi cu aripioare transversale la exterior (fig. 10.5) și nervuri longitudinale la interior, asigurând o creștere a transferului termic între cei doi agenți; aerul cu conținut mai mare de impurități circulă prin partea interioară, curățirea realizându-se cu aer comprimat;

d) cu folosirea tuburilor termice, (fig. 10.6) sisteme alcătuite din țevi cu aripioare, vidate, în care un fluid, de obicei agent frigorific, vaporizează și condensează la temperatură constantă. Se montează jumătate în canalul de aer evacuat și jumătate în canalul de aer proaspăt. Tubul termic este format dintr-un cilindru închis etanș, în care se află un lichid la o presiune scăzută de $4 \cdot 10^{-5}$ mmHg. Se pot realiza din oțel inoxidabil, cupru, aluminiu, nichel etc. în funcție de agresivitatea gazelor din care se recuperează căldura.

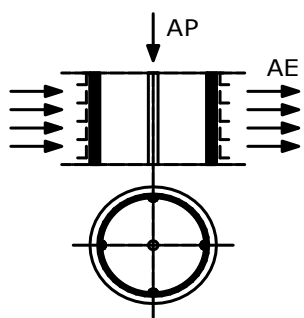


Fig. 10.5 Recuperator cu țevi cu aripioare

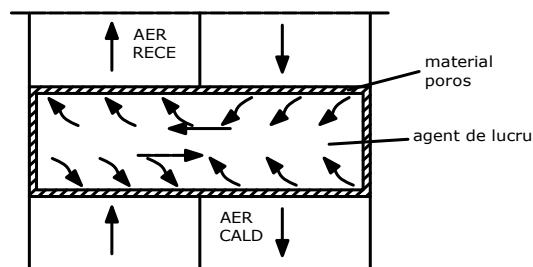


Fig. 10.6 Recuperator cu tub termic

Fluidul de lucru trebuie să fie inert în raport cu tubul și să aibă următoarele caracteristici:

- tensiune superficială mare, udare bună a structurii, vâscozitate mică pentru a asigura o bună pompare capilară;
- căldură latentă de vaporizare mare, conductibilitate termică mare, pentru facilitarea transferului termic.

În cazul montării verticale a tuburilor termice, aerul cald evacuat determină vaporizarea agentului frigorific din jumătatea inferioară a tubului, iar în jumătatea superioară datorită aerului rece condensează și gravitațional ajunge în partea de jos. Aerul evacuat se răcește iar aerul exterior se încălzește.

În cazul montării orizontale a tuburilor termice, întoarcerea agentului frigorific se asigură prin forțele capilare formate într-un material poros care captușește interiorul țevilor. În acest fel pe partea aerului cald se preia căldură în procesul de vaporizare a fluidului interior care în stare de vapori se deplasează spre partea rece unde în urma

procesului de condensare o cedează aerului rece. Printr-o ușoară înclinare a tuburilor orizontale se poate regla debitul de căldură.

Un recuperator este realizat din mai multe tuburi termice grupate în baterie, având lamele (aripioare) pentru mărirea suprafeței de schimb de căldură. Fiecare țevă este o unitate independentă, fluidul și vaporii sunt în echilibru la fiecare temperatură.

Prezintă importante avantaje, cum ar fi: separarea completă a celor doi agenți, randament între 50 ... 60 %, poate lucra până la diferențe de temperatură de 1 °C între cei doi agenți, se asigură separarea completă a celor două curenți de aer, eliminând riscul de trecere al impurităților din aerul evacuat în aerul proaspăt; sunt ușoare, nu au elemente în mișcare, întreținerea este simplă, nu ocupă mult spațiu, prezintă dificultăți sub aspect tehnologic, al găsirii agentului de lucru și al gradului de vidare inițial, care trebuie corelat cu regimul de temperatură la care lucrează.

Recuperatoarele cu tuburi termice sunt construite pentru debite de aer între 300 ... 30000 m³/h și pot fi utilizate în centrale de tratare a aerului. Alegerea recuperatoarelor cu tuburi termice se efectuează după metodologii și nomograme realizate de producător.

Din punct de vedere al modificării stării aerului în diagrama i-x (fig. 10.7), se constată că în perioada de iarnă, aerul exterior de stare E se încălzește până la starea E₁ datorită căldurii preluate din aerul evacuat, aer care se răcește de la starea I_i la starea I_i'. Pe partea aerului evacuat apare condens și de aceea schimbătorul trebuie prevăzut cu posibilitatea de acumulare și evacuare a condensului rezultat. Condensul depus, prezintă pericol de îngheț în perioada temperaturilor scăzute, poate compromite transferul de căldură sau degradarea unor părți componente ale schimbătorului. Se recomandă să se facă un amestec de aer proaspăt cu aer evacuat sau după caz să se introducă un schimbător suplimentar (SCS) care să fie folosit doar în anumite perioade.

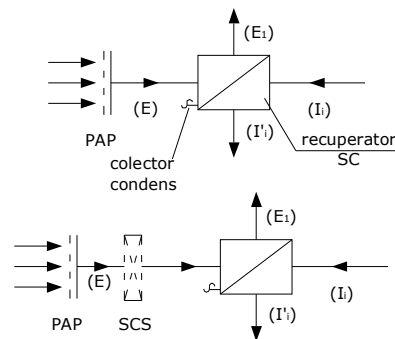
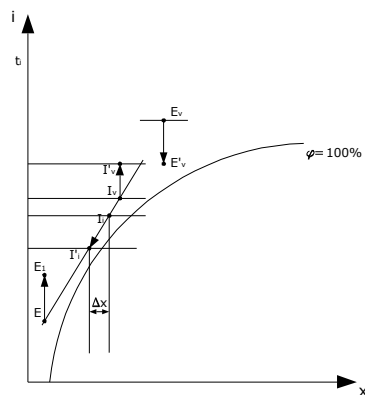


Fig.10.7. Schimbarea stării în diagrama $i - x$

e) recuperarea căldurii utilizând fluide intermediare (fig. 10.8) se utilizează în situația când cele două canale de introducere / evacuare sunt depărtate sau când temperatura aerului evacuat este ridicată și căldura recuperată ar fi mult peste cea necesară încălzirii aerului proaspăt.

În această soluție, pe fiecare din cele două canale se montează câte un schimbător de căldură SC_1 și SC_2 de tip serpentină, țevi cu aripioare etc., tipul schimbătorului fiind în funcție de impuritățile conținute în aer. Vehicularea agentului de lucru se realizează cu ajutorul pompei de circulație PC, ceea ce înseamnă un consum suplimentar de energie. Ventilul de reglaj VR modifică debitul de fluid în funcție de regimul de cedare al căldurii.

În cazul instalațiilor de ventilare tehnologice se poate obține prin acest sistem apă caldă sau abur, în această situație căldura preluată nu mai este cedată aerului proaspăt.

Randamentul de recuperare se poate exprima:

$$\eta_r = \frac{t_f - t_{in}}{t_1 - t_{in}} \frac{G c_1}{L c} \quad \text{sau} \quad \eta_r = \frac{h_f - h_{in}}{h_1 - h_{in}} \frac{G}{L} \quad (10.1)$$

în care:

L – debitul de aer cald, kg/s;

G – debitul de fluid intermediar, kg/s;

t_1, t_2 – temperatura inițială și finală a aerului, °C;

t_{in}, t_f – temperatura inițială și finală a fluidului intermediar, °C;

c, c_1 – căldura specifică a aerului respectiv a fluidului, kJ/kg °C.

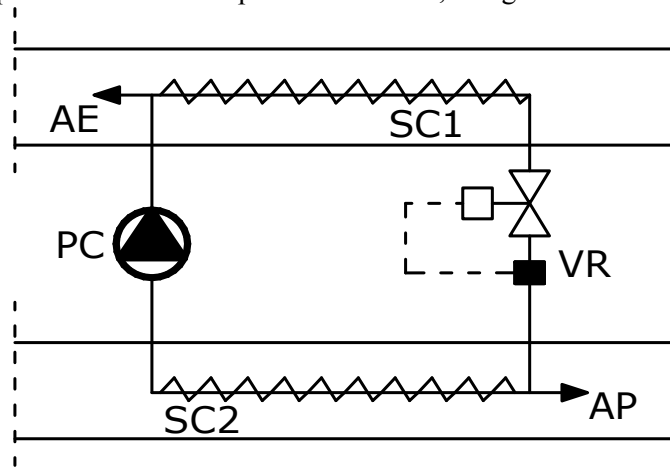


Fig.10.8. Recuperator de căldură cu fluid intermediar

Sistemul funcționează bine la instalațiile de ventilare sau climatizare care utilizează numai aer proaspăt și nu necesită trasee comune pentru cele două canale de aer. Sistemul este etanș, are randamente până la 60% și permite diverse posibilități de amplasare: - complet separată; - suprapusă sau în linie cu cele două schimbătoare de căldură. Există posibilitatea recuperării căldurii în serie de la mai multe surse cu potențial diferit: aer evacuat, gaze de ardere etc.

10.3. Recuperarea căldurii cu schimbătoare regenerative

Recuperatoare rotative sunt alcătuite dintr-un rotor (5 ... 15 rot./min) cu o masa de acumulare a căldurii și umidității, străbătute pe o parte de aerul evacuat și pe cealaltă parte de aerul exterior. Masa acumulatorie este poate fi alcătuită folie ondulată de aluminiu sau fibre de azbest, acoperite cu o substanță higroscopică, clorură de litiu, care facilitează și schimbul de masă prin absorbția vaporilor de apă din aerul cald, adăugând la schimbul de căldură perceptibilă și schimbul de căldură latentă, asigurând astfel o creștere a randamentului de recuperare la 75 – 85 %.

Materialul acumulator este realizat dintr-o folie subțire cu onduleuri fine rulată sub formă de cilindru, obținându-se un fagure cu canale fine, cu diametrul hidraulic echivalent de 1,5 mm. Variația parametrilor în procesul de schimb de căldură este redată în fig. 10.9. Se produc pentru debite de aer între 1.000 ... 150.000 m³/h, cu pierderi de presiune 50 ... 350 Pa și diametrul rotorului 950 ... 5000 mm.

În varianta recuperatoarelor românești (SCAROM) (fig. 10.10), masa de acumulare este constituită din foi de polietilenă dispuse concentric, între care sunt montate foi ondulate, impregnate cu clorură de litiu.

Variantele constructive sunt cu montaj fie în centrala de tratare a aerului sau în cazul halelor industriale cu montaj la nivelul acoperișului. Recuperatorul utilizat pentru aer din surse industriale unde apar fenomene de coroziune este construit din materiale care să reducă acest fenomen. Parametrii de funcționare și de alegere sunt dați de firmele producătoare.

Expresia randamentului este :

$$\eta_{rec} = \frac{L \Delta h_{rec}}{L \Delta h_{teoretic}} = \frac{h_{e1} - h_e}{h_{i1} - h_e} 100 [\%] \quad (10.2)$$

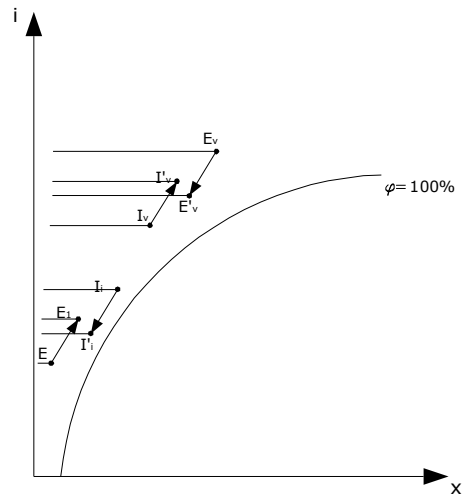


Fig. 10.9. Evoluția procesului în diagrama $i-x$

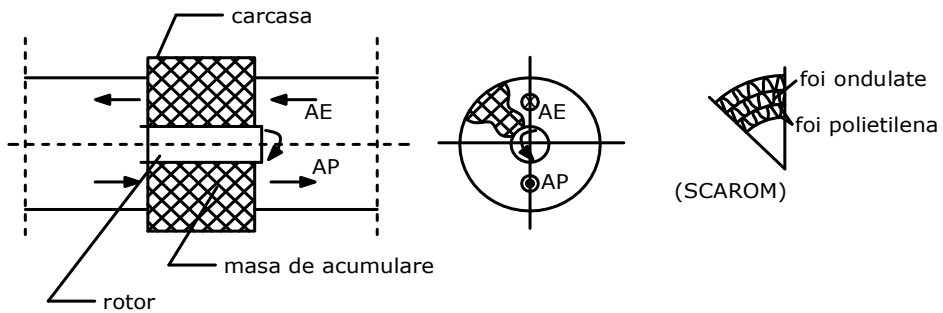


Fig.10.10. Recuperatoare rotative

La funcționarea în perioada de iarnă există riscul apariției înghețului în recuperator și pentru evitarea fenomenului se poate utiliza o baterie de preîncălzire sau se reduce viteza de rotație a recuperatorului. Recuperatorul utilizate în instalații mari unde aerul proaspăt este preîncălzit prin intermediul recuperatorului și reîncălzit într-o baterie de reîncălzire sau de la condensatorul unei mașini frigorifice este prezentat în fig. 10.11.



Fig. 10.11 Recuperator rotativ în domeniul industrial

Recuperatoarele pot fi utilizate și în instalații mici, de acoperiș, cu cutii de amestec și baterie de preîncălzire pentru mărirea parametrilor aerului refulat.

10.4. Recuperarea cu ajutorul pompelor de căldură

Aceste sisteme asigură transferul de energie de la o sursă de căldură cu temperatură coborâtă (sursa rece) către un mediu cu temperatura mai ridicată (sursa caldă). Procesul se realizează prin intermediul unui compresor frigorific și al unui fluid frigorific care trece ciclic prin stările lichidă și gazoasă (pompa de căldură termodinamică) sau cu ajutorul efectului Peltier (pompa de căldură termoelectrică).

În perioada de vară, folosirea pompelor de căldură permite răcirea aerului proaspăt până la temperatura necesară încăperii climatizate. Schema utilizată (fig. 10.12) pentru situația de vară are prevăzută pe circuitul aerului proaspăt și respectiv al celui evacuat sau exterior pompele de căldură PC_1 , PC_2 și PC_3 , alcătuite din vaporizatoarele V_1 , V_2 și V_3 , condensatoarele cd_1 , cd_2 și cd_3 , compresoarele C_1 , C_2 și C_3 și ventilele de laminare VL_1 , VL_2 și VL_3 . În prima treaptă, căldura preluată din aerul proaspăt în procesul de vaporizare din V_1 este condusă prin intermediul compresorului C_1 în condensatorul cd_1 unde este cedată aerului exterior.

Fluidul de lucru răcit, după ce trece prin ventilul de laminare VL_1 se reîntoarce la vaporizatorul V_1 și se reia ciclul. Pompele de căldură PC_2 și PC_3 lucrează similar, cu observația că cedarea de căldură se face către aerul viciat care are o temperatură mai

scăzută decât cel exterior. Când este posibilă recircularea, se face înainte de ultima treaptă (pompa de căldură) datorită potențialului termic mai scăzut al aerului interior.

În perioada de iarnă, printr-un sistem de bay-pass de vane față de refularea și aspirația compresoarelor, se inversează sensul de circulație al agentului termic, vaporizatorul devine condensator și invers, ceea ce face posibilă încălzirea aerului proaspăt introdus.

Printr-o cascadă de pompe de căldură, se poate înlocui mașina frigorifică necesară pentru climatizarea încăperii, folosind potențialul termic al aerului evacuat.

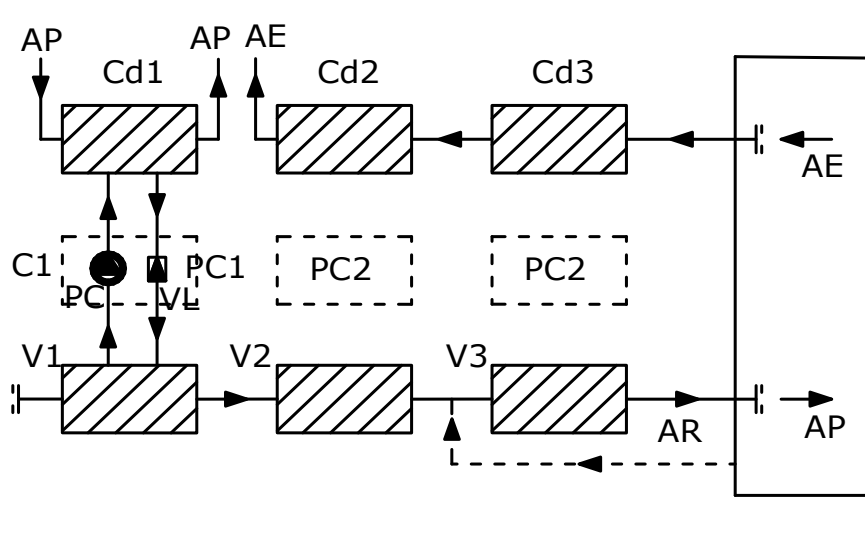


Fig.10.12. Pompă de căldură cu recuperarea căldurii din aerul aspirat din încăpere.

Pompa de căldură termodinamică poate utiliza diverși agenți în procesul de recuperare a căldurii. În funcție de acești agenți se deosebesc tipurile de pompe de căldură: aer – aer; apă – aer; apă – apă, sol – aer.

Pompa de căldură aer – aer este cea mai utilizată în instalațiile de ventilație și climatizare. Principiul funcțional al pompei aer – aer este redat în fig. 10.13. Iarna, aerul proaspăt este încălzit la trecerea prin condensatorul mașinii frigorifice, iar aerul evacuat se răcește în vaporizator, căldura latentă de vaporizare fiind cedată aerului proaspăt. În perioada de vară, ciclul mașinii frigorifice se schimbă, aerul proaspăt fiind răcit de vaporizator, iar cel evacuat este încălzit în condensatorul mașinii frigorifice.

Pompă de căldură este rentabilă atunci când necesarul de frig și cel de căldură sunt aproximativ egale, lucru posibil iarna, în clădirile în care degajările de căldură de la sursele interioare (mașini și utilaje) sunt importante.

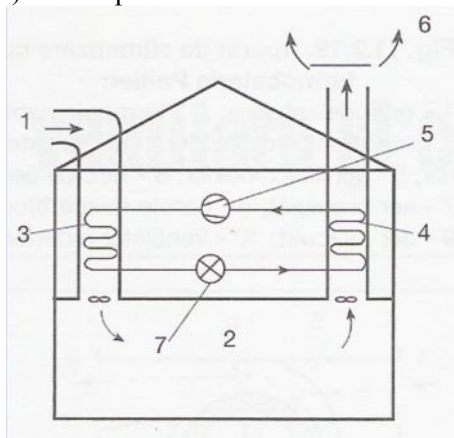


Fig. 10.13 Pompă de căldură aer – aer

1 – aer proaspăt; 2 – incintă industrială; 3 – condensator; 4 – vaporizator; 5 – compresor;
6 – aer evacuat; 7 – ventil de laminare

În general necesarul de căldură nu este egal cu cel de frig și pentru a asigura o funcționare constantă a mașinii frigorifice se completează instalația cu o instalație de acumulare a căldurii sau frigului.

Instalația în care condensatorul și vaporizatorul mașinii frigorifice sunt realizate în construcție dublă, vara surplusul de căldură este evacuat prin turnul de răcire iar în perioada de iarnă, necesarul suplimentar de încălzire este preluat din pânza de apă freatică sau de la aerul evacuat, iar surplusul de apă caldă poate fi stocat în recipientul de acumulare, este reprezentată în fig. 10.14.

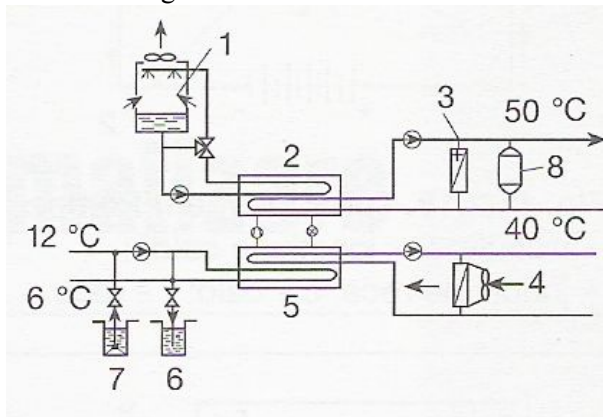


Fig. 10.14 Pompa de căldură dublă
 1 – turn de răcire; 2 – condensator; 3 – rețea de încălzire; 4 – aer evacuat; 5 – vaporizator; 6 – puț de reinjecție; 7 – foraj; 8 – acumulator.

Pompa de căldură termoelectrică utilizează termoelemente realizate din două metale diferite, sudate împreună la capete (termocuplu). La trecerea unui curent continuu prin circuitul format dintr-un termocuplu, una din suduri se răcește absorbind căldură (sudură rece) iar cealaltă se încălzește cedând căldură (sudură caldă). fenomenul numit Peltier (după numele descoperitorului).

Un asemenea termoelement este similar unei instalații frigorifice, joncțiunea caldă are rolul de detentor – evaporator, iar cea rece, de compresor – condensator. Ansamblul de termoelemente formează o baterie Peltier și se poate utiliza în aparatele de climatizare. Bara Peltier este amplasată într-o carcasă care are la partea superioară o grilă de refulare reglabilă, iar la partea inferioară, o grilă de aspirație cu un filtru de aer. Partea din spate a aparatului are de asemenea două guri de aer, pentru aspirația aerului exterior. Circulația aerului în aparat este realizată cu ajutorul a două ventilatoare axiale. Aparatul funcționează atât vara cât și iarna, prin inversarea sensului curentului electric ce străbate termoelementele.

10.5. Randamentul anual de recuperare

În vederea determinării randamentului anual al recuperatoarelor trebuie calculată cantitatea de căldură recuperată anual de sistem, cu relația:

$$Q_R = f_u f_h f_z L q_r \quad (\text{MWh/an}) \quad (10.3)$$

în care:

- Q_R - randamentul anual de recuperare, în MWh/an;
- f_u – factor de utilizare a instalației și reprezintă raportul dintre numărul de zile de funcționare a instalației și 365 zile;
- f_h – factor de funcționare orară, în tabelul 10.1;
- f_z – factor de zonă climatică cu valorile: 0,9 – pentru localități cu un număr de grade – zile mai mic de 3800; 1,0 – pentru localități cu un număr de grade – zile între 3800 ... 4200; 1,1 – pentru localități cu un număr de grade – zile mai mare de 4200;
- L – debitul masic de aer, în kg/s;
- q_r – cantitatea de căldură recuperabilă anual pentru 1 kg/s aer proaspăt, în funcție de randamentul de recuperare a căldurii perceptibile (sensibile) Φ (indicată de producător) sau de randamentul de recuperare a entalpiei.

Tabelul 10.1

Factorul de funcționare orară

<i>Orarul de funcționare</i>	f_h	<i>Orarul de funcționare</i>	f_h
6 ... 17	0,41	7 ... 19	0,44
6 ... 18	0,45	8 ... 19	0,40
6 ... 19	0,49	14 ... 23	0,35
7 ... 17	0,37	0 ... 24	1,00
7 ... 18	0,40		

În tabelul 10.2 se redă diferența generală dintre sistemele de recuperare a căldurii.

Tabelul 10.2

Comparație între sistemele de recuperare a căldurii

Tipul de recuperator	Aer refulat și evacuat necesită alăturare	Schimbul de masă este posibil	Pierdere în mișcare	Randament (căldură sensibilă)	Investiția pentru aparate Euro pe m^3/h	Investiția totală Euro pe m^3/h	Volumul specific al instalației $m^3/10000 m^3/h$
cu plăci	da	nu	nu	50-70%	0,3-0,46	0,51-0,81	2-3
cu fluid intermediar	nu	nu	da	40-70%	0,3-0,61	0,61-1,28	0,8-1,4
cu tuburi termice	da	nu	nu	50-70%	0,3-0,61	0,51-0,81	0,8-1,4
rotativ cu material ne higroscopic	da	da (reduc)	da	65-90%	0,25-0,66	0,46-0,72	1,0-1,6
rotativ cu material higroscopic	da	da	da	65-90%	0,46-0,78	0,51-0,81	1,1-1,6

10.6. Eficiența recuperatorului

Relația generală a eficienței recuperatorului de căldură, în cazul în care se recuperează atât căldura perceptibilă (uscată) cât și căldura latentă (umedă) în ipoteza debitelor de aer egale (fig. 10.15) este:

$$E = \frac{h_1'' - h_1'}{h_2' - h_1'} \cdot 100 \quad (\%) \quad (10.4)$$

în care:

- h_1', h_1'' – entalpiile inițiale și finale ale aerului proaspăt, în kJ/kg;
- h_2', h_2'' – entalpiile inițiale și finale ale aerului evacuat, în kJ/kg;

Randamentul schimbului de căldură perceptibilă se definește ca:

$$\Phi_1 = \frac{t_1'' - t_1'}{t_2' - t_1'} \quad \text{sau} \quad \Phi_2 = \frac{t_2' - t_2''}{t_2' - t_1'} \quad (10.5)$$

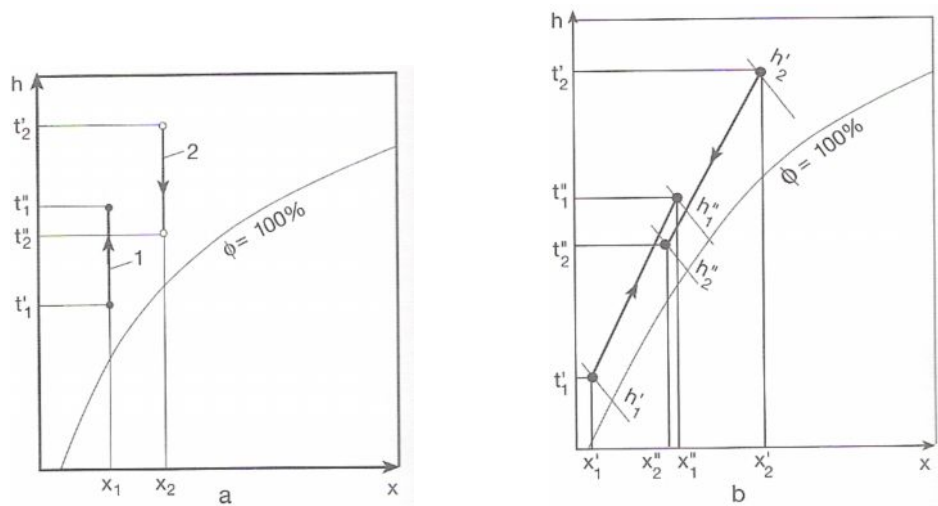


Fig. 10.15 Schimbarea stării aerului într-un recuperator de căldură
 a – schimb de căldură perceptibilă; b - schimb de căldură latentă
 1- aer exterior; 2 – aer evacuat;

în care:

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_1} = \frac{\dot{m}_1 \cdot c_1}{\dot{m}_2 \cdot c_2}$$

Randamentul schimbului de căldură latentă se definește ca:

$$\Psi_1 = \frac{x_1'' - x_1'}{x_2' - x_1'} \quad \text{sau} \quad \Psi_2 = \frac{x_2' - x_2''}{x_2' - x_1'} \quad (10.6)$$

în care:

- x_1', x_1'' – conținutul de umiditate inițiale și finale ale aerului proaspăt, în g/kg;
- x_2', x_2'' – conținutul de umiditate inițiale și finale ale aerului evacuat, în g/kg;

10.7. Particularitățile recuperării căldurii din instalații de ventilare tehnologice

Recuperarea căldurii din aerul evacuat prin instalațiile de ventilare din clădiri social – culturale și parte din cele industriale se caracterizează prin temperaturi moderate, debite de aer constante și aer relativ curat. În cazul instalațiilor de ventilare tehnologică, recuperarea căldurii intră cu pondere însemnată în balanța energetică a multor întreprinderi industriale și se necesită o cunoaștere amănunțită a instalației întrucât recuperarea căldurii depinde de elemente specifice cum ar fi:

- temperaturi ridicate ale amestecului aer – gaze evacuate, care pot ajunge accidental sau pe durate de timp relativ scurte la valori de 1400 – 1600 °C; din condiții economice se acceptă aspirația unor debite de aer mari din hală pentru scăderea temperaturii, ceea ce determină un regim aeraulic variabil în instalație și influențează regimul de transfer termic;

- pe durata procesului tehnologic regimul de temperaturi și debite de aer vehiculate în sistem este variabil și impune o anumită flexibilitate a instalației la recuperarea căldurii;

- în gazele de ardere pot exista vapori de substanțe cu punct de condensare diferențiat, ceea ce limitează inferior temperatura până la care se poate face recuperarea; temperatura inferioară de recuperare trebuie să fie mai mare decât temperatura maximă de condensare al unui constituent al amestecului de aer – gaze; depunerile de materiale pe suprafețele de schimb de căldură determină o schimbare a caracteristicilor recuperatorului; fenomenul este frecvent la instalațiile cu funcționare intermitentă, în faza inițială de punere în funcțiune când suprafețele de schimb de căldură sunt reci;

- pentru limitarea poluării mediului înconjurător se intercalează în circuitul aerului evacuat al instalațiilor de ventilare tehnologice, aparate sau dispozitive pentru reținerea sau neutralizarea impurităților conținute în suspensie; aceste componente pot fi influențate negativ la nefuncționarea schimbătoarelor de căldură, de aceea în mod frecvent se montează filtre industriale cu saci care în situația scăderii temperaturii sub valoare minimă admisibilă determină colmatarea rapidă a suprafețelor filtrante iar la depășirea temperaturii

maxime admisibile, prin creșterea debitului volumic și a vitezei, determină creșterea pierderilor de presiune în sistem sau după caz chiar distrugerea materialului filtrant;

- condițiile variabile de temperatură și viteză sau avarii ale instalației de recuperare a căldurii modifică parametrii funcționali ai instalației și pentru a nu influența procesul tehnologic se prevede de obicei un by-pass direct cu exteriorul, întrucât parte din canalele de aer și accesoriile montate după schimbătorul de căldură nu vor mai îndeplini caracteristicile funcționale;

- o automatizare corectă a acestor instalații asigură îndeplinirea tuturor caracteristicilor funcționale în limitele optime.

Recuperarea căldurii din instalațiile de ventilare tehnologică are un aport mare în bilanțul energetic al unei întreprinderi și impune o cunoaștere în detaliu a procesului tehnologic și a măsurilor de siguranță și securitate a muncii necesare, fără să compromită desfășurarea producției.

Implementarea soluțiilor de recuperare a căldurii conduce la investiții și cheltuieli suplimentare pentru vehicularea agenților termici din aparatele recuperatoare, asigurând în schimb economie însemnată de energie pentru încălzirea aerului și o amortizare rapidă a investiției.

O soluție de recuperare a căldurii se consideră eficientă din punct de vedere economic dacă timpul de recuperare a investiției suplimentare, prin economii anuale de combustibil, este mai mic de 8 ani.

Timpul n se calculează cu relația:

$$n = I / (c \cdot G) \quad (10.7)$$

în care: $I = I_2 - I_1$

I_1 – investiția în varianta fără recuperarea căldurii;

I_2 – investiția în varianta cu recuperarea căldurii;

c – costul combustibilului convențional;

$G = G_1 - G_2$ economia de combustibil realizată prin aplicarea soluției cu (2) și fără (1) recuperarea căldurii.

Pentru fiecare soluție se calculează cantitatea necesară de combustibil G , în funcție de consumul de combustibil pentru furnizarea căldurii necesare în instalația respectivă G_Q și de combustibilul în centralele electrice pentru livrarea energiei electrice consumate în instalație pentru vehicularea fluidelor G_E .

$$G = G_Q - G_E \quad (10.8)$$

$$G_Q = \frac{Q}{\eta P_{ci}} n_f' \quad (10.9)$$

$$G_E = c_E \cdot N \cdot n_f'' \quad (10.10)$$

în care:

- Q - este debitul de căldură mediu orar furnizat de sursa de încălzire;
- P_{ci} – puterea calorifică inferioară pentru combustibilul convențional (29300 kJ/kgcc);
- η - randamentul centralei termice (0,7 pentru centrale pe combustibil solid și 0,85 pentru centrale cu combustibil lichid);
- n_f' – numărul orelor de funcționare într-un an, a instalației de recuperare a căldurii;
- $Q \cdot n_f'$ – cantitatea de căldură livrată anual de sursa de încălzire (pentru alimentarea bateriilor de încălzire ale instalației);
- c_E - consumul de combustibil pentru furnizarea unei energii de 1 kWh ($c_E = 0,375$ kgcc/kWh);
- N – puterea electrică a instalației pentru soluția considerată, în kW;
- n_f'' – numărul orelor de funcționare într-un an, a instalației de ventilare.

Valorile numărului orar de funcționare n_f' și n_f'' sunt diferite, astfel că economia de combustibil pentru încălzire se obține numai în perioada de funcționare a recuperatorului n_f' , în timp ce energia suplimentară pentru vehicularea aerului în instalație se realizează în tot timpul anului, respectiv pentru un număr de ore n_f'' , n_f' . Dacă se utilizează și pompe pentru vehicularea unui fluid intermediar, calculul trebuie făcut separat pentru puterea instalată a pompelor și ventilatoarelor, deoarece pompele vor funcționa numai în perioada de utilizare a recuperatoarelor.

Se va ține seama de faptul că în perioada caldă a anului modul de funcționare al instalației de ventilare este diferit, recuperatoarele de căldură ne fiind utilizate, existând un circuit by-pass, pierderile de presiune sunt mai mici, dar crește debitul de aer datorită modificării poziției punctului de funcționare pe curba caracteristică a ventilatorului.

În vederea reglării, se poate intercala o rezistență locală suplimentară (tip șibăr, jaluzele de reglare) încât puterea consumată să fie egală cu valoarea puterii consumate în cazul în care aerul trece prin recuperator. Economia de energie se poate realiza prin reglarea turației ventilatorului sau folosind un dispozitiv de reglare cu palete cu unghi variabil.

De exemplu, pentru determinarea fluxului de căldură Q în condițiile utilizării recuperatoarelor de căldură cu plăci, trebuie să se cunoască temperatura aerului la ieșirea din recuperator t_2 , aerul de temperatură inițială t_1 (aer exterior), temperatura aerului refulat t_r la ieșirea din bateria de încălzire și temperatura aerului viciat evacuat din încăperea cu temperatura t_3 ($t_3 \geq t_1$) care cedează căldură aerului proaspăt și se evacuează în exterior. Temperatura t_2 se determină în funcție de eficiența recuperatorului, stabilită experimental, în funcție de viteza de circulație a aerului (respectiv de debitul de aer L) și de obicei reprezentată grafic de producător, printr-o curbă de variație.

$$\eta = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \cdot 100 \quad (\%) \quad (10.11)$$

Debitul de căldură al bateriei de încălzire se determină cu relația:

$$Q = L \cdot c_p \cdot (t_r - t_2) \quad (W) \quad (10.12)$$

Timpul de recuperare a energiei înglobat reprezintă un indicator economic care exprimă efortul energetic al recuperării căldurii, deoarece unele investiții se realizează cu materiale energo – intensive. Se calculează timpul de recuperare n cu relația:

$$n = G_{\text{ingl}} / G \quad (10.13)$$

în care:

G_{ingl} – energia înglobată în instalația suplimentară pentru recuperarea căldurii;

$G = G_1 - G_2$ economia de combustibil prin aplicarea soluțiilor cu și fără recuperare;

Pentru calculul energiei înglobate se consideră energia necesară producerii materialelor suplimentare utilizate în instalația de recuperare $G_{\text{ingl I}}$ și energia înglobată în construcția instalațiilor de centrală electrică ce trebuie să furnizeze puterea suplimentară corespunzătoare funcționării instalației de recuperare $G_{\text{ingl E}}$.

$$G_{\text{ingl}} = G_{\text{ingl I}} - G_{\text{ingl E}} \quad (10.14)$$

$$G_{\text{ingl I}} = M_i \cdot K_i \quad (10.15)$$

$$G_{\text{ingl E}} = N \cdot c_E \quad (10.16)$$

în care:

M_i – masa fiecărui material din instalație, în t;
 K_i - indicele de energie înglobată K_i , în kgcc/t;
 N – puterea electrică suplimentară în instalația de recuperare față de soluția obișnuită, în kW;
 c_E – indice de energie înglobată al unei centrale termoelectrice convenționale, $c_E = 900$ kgcc/kW.

11. VENTILAREA GARAJELOR

11.1. Generalități

Ventilarea garajelor prezintă o importanță deosebită, deoarece gazele de eșapament ale motoarelor, conțin o serie de substanțe otrăvitoare, hidrați de carbon în diverse combinații, compuși ai sulfului și plumbului, vapori de ulei, funingine și în special oxid de carbon. Motoarele cu ardere internă – Otto (pe benzină) sau Diesel (cu motorină), în funcționare consumă cantități însemnate de oxigen producând gaze care conțin CO și alți compuși toxici (bioxid de sulf, aldehide, acroleina, benzopirina, oxizi de azot, aliaje de plumb).

Aceste gaze sunt periculoase pentru sănătatea umană, în funcție de durata de expunere și de concentrația lor.

Rolul ventilării constă în evacuarea cât mai rapidă a acestor gaze sau în reducerea concentrației de gaze la valori limită admise (proces de diluție).

Compoziția cantitativă și calitativă a gazelor de eșapament depinde în principal de construcția motorului, tipul și calitatea combustibilului, starea tehnică a motorului și de regimul de funcționare.

Clasificarea garajelor:

- după modul de construcție:
 - individuale; - în serie; - multietajate; - cu ascensor;
 - speciale pentru: autobuze, pompieri, autovehicule poștale, camioane, servicii urbane;
 - combinate cu stații de alimentare, moteluri;
 - după numărul mașinilor și suprafață:
 - garaje mici (≤ 4 mașini) cu suprafața $\leq 100 \text{ m}^2$
 - garaje mijlocii (≤ 40 mașini) cu suprafața $\leq 1000 \text{ m}^2$
 - garaje mari (> 40 mașini) cu suprafața $> 1000 \text{ m}^2$
- Suprafața necesară se consideră $\approx 25 \text{ m}^2 / \text{autoturism}$.

Cantitatea gazelor evacuate prin țevile de eșapament ale unui autovehicul, raportată la 1 km parcurs și greutatea 1 t sunt indicate în tabelul 11.1 sub formă de valori orientative, pentru autoturisme și autocamioane în diferite regimuri de funcționare. Norma VDI și normele altor țări consideră că diluarea monoxidului de carbon este acoperitoare. Conținutul de CO al acestor gaze, depinde de tipul motorului, mărimea, starea tehnică și viteza lui.

Exploatarea garajelor și tunelurilor indică faptul că ventilarea calculată pe baza diluării CO este acoperitoare și pentru celelalte nocivități. În garajele în care nu se fac reparații, concentrațiile admisibile se dublează, deoarece conducătorii auto stau numai câteva minute, la venire sau placare. Degajarea de CO poate fi considerată aproximativ:

- la mers în gol = 14 l/min.t
- la viteza I mers intermitent = 22 l/min.t
- la viteza I mers intermitent pe pantă de 6% = 25 l/min.t
- accelerare la pornirea de pe loc = 30 l/min.t

Tabelul 11.1

Emisia de nocivități a autovehiculelor (după VDI 2053-1987)

	Consum m l/h	Debit de gaze		Conținut CO (% din vol.)	Debit de CO (m ³ _N /h vehicul)
		m ³ _N /100k m	m ³ _N /h. vehicul		
A) Autoturisme cu motor pe benzină sau diesel					
-motor rece (mers în gol)	1,34	-	11,0	5	0,55
-motor cald (mers în gol)	1,24	-	10,5	4,5	0,47
-mers cu intermitență (10 km/h)	2,16	175	17,5	2,9	0,60
-funcționare continuă	4,74	64	38,4	2,7	1,04
B) Autocamioane cu motor diesel *					
-mers cu intermitență (10 km/h)	-	750	75	0,2	0,15
-funcționare continuă	-	420	250	0,2	0,50

* se consideră pentru fiecare 10 t greutate a autocamionului

Pentru deplasarea unui autovehicul, cum ar fi intrarea în garaj, manevrarea pe locul de parcare, întoarcere sau pornirea motorului, întoarcere și ieșire din garaj, se pot considera următorii durate și cantități de gaze degajate:

- mersul în gol al motorului: 1 minut și 14 l CO/t;
- mers intermitent în viteza I: 1 minut și 22 l CO/t;
- accelerarea la pornirea de pe loc: 20 secunde și 10 l CO/t.

În medie la o intrare sau ieșire, se consideră 50 l CO/t. Pentru camioane și autobuze se multiplică valorile cu 2 ... 3. În cazul funcționării cu benzine etilate, oxidul de plumb conținut în gazele arse se poate considera aproximativ 0,004 mg/l.

În gazele de eșapament ale motoarelor diesel se găsesc următoarele componente periculoase: 38% oxid de carbon și 14% acroleină. Specific pentru garajele de mașini cu motoare diesel este volumul mare de fum iritant, care reduce vizibilitatea.

11.2. Procedee de ventilare după modul de vehiculare al aerului

a) **Ventilare naturală** – se realizează prin montarea pe pereții opuși ai garajului a unor deschideri pentru ventilare transversală, uniform distribuită. Secțiunea transversală totală va fi:

- pentru garaje mijlocii și mari $0,06 \text{ m}^2/\text{loc de parcare}$
- pentru garaje cu suprafața până la 100 m^2 , sunt suficiente deschideri (orificii) în ușile exterioare, cu dimensiunea $150 \text{ cm}^2/\text{loc de parcare}$.

b) **Ventilarea mecanică** – se prevede atunci când nu sunt posibilități de amenajare a ventilării naturale (fig. 11.1).

Debitul de aer evacuat mecanic se determină:

- pentru garaje mici, din clădiri de locuit $6 \text{ m}^3/\text{h}$ pentru 1 m^2 suprafața garaj
- pentru garaje mijlocii și mari $12 \text{ m}^3/\text{h}$ pentru 1 m^2 suprafața garaj

Pentru o suprafață de garaj de 25 m^2 , în cazul garajelor mijlocii și mari corespunde: $25 \times 12 = 300 \text{ m}^3/\text{h}$. automobil; dacă înălțimea garajului este de $3,0 \text{ m}$, rezultă un număr de 4 schimburi orare de aer. Normele prevăd pentru garaje $n = 4 \dots 5 \text{ h}^{-1}$.

Se recomandă ca ventilarea să fie în depresiune (debitul de aer evacuat să fie cu 10% mai mare decât debitul de aer refulat), să se asigure viteze de curgere ale aerului în limitele $5 \dots 8 \text{ m/s}$, pentru a evita producerea zgomotului, evacuarea aerului să se facă peste cea mai înaltă clădire și priza de aer proaspăt să fie la minimum 3 m deasupra solului, evitând zona intrării și a rampelor de acces (fig. 11.2).

Instalația de ventilare se prevede cu două ventilatoare identice, alimentate independent, de un circuit autonom, astfel încât în cazul în care se oprește unul, celălalt să intre automat în funcție.

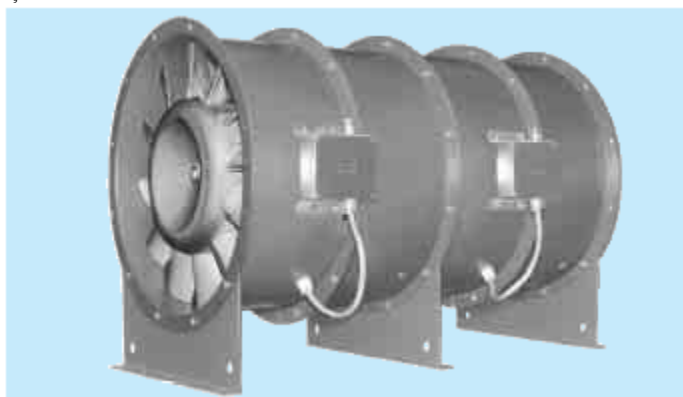


Fig. 11.1 Ventilator axial pentru ventilarea garajelor

c) **Principii de ventilare**

- *transversală* (fig. 11.3a) – refularea la partea superioară pe o parte în lungul garajului, evacuarea pe latura opusă la partea inferioară (65 ... 70 %) și superioară (30 ... 35%);
- *longitudinală* (fig. 11.3b) – refularea la partea superioară pe latura scurtă în direcție longitudinală, evacuarea pe latura opusă la partea inferioară;
- *semitransversală* (fig. 11.3c) – refulare la partea superioară în lungul celor doi pereți longitudinali, evacuarea longitudinală în partea inferioară prin canal în pardoseală pe mijlocul încăperii.

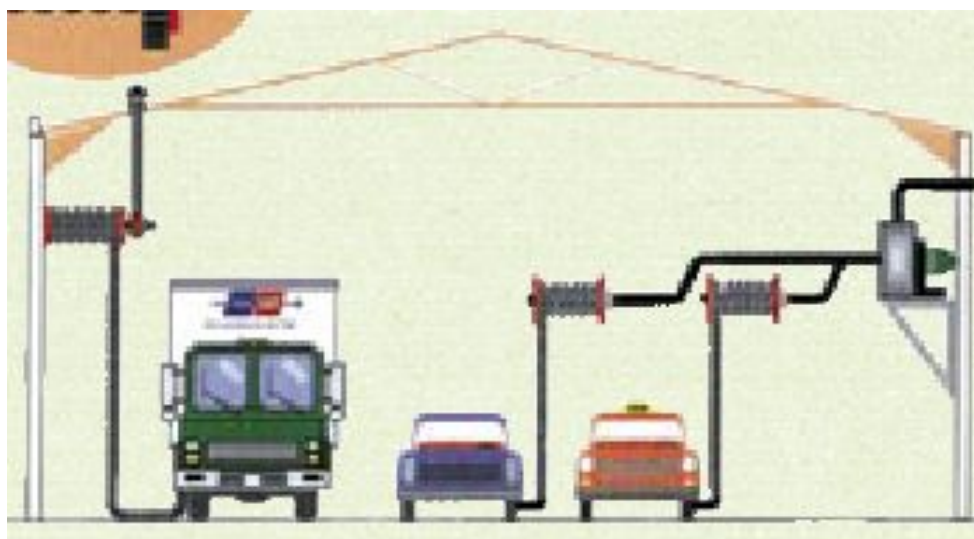


Fig. 11.2 Sisteme de ventilare a garajelor - aspirația gazelor de eșapament prin tub flexibil.

Instalația de ventilare va trebui să îndeplinească următoarele cerințe:

- să asigure siguranță deplină în exploatare;
- să avertizeze la întreruperea energiei electrice sau defectarea ventilației.

Garajele mari închise, cu circulație intensă a vehiculelor, trebuie prevăzute cu instalații de măsurare a monoxidului de carbon, de reglare și semnalizare optică și acustică.

În diferite puncte ale garajului sunt prelevate probe de aer, prin intermediul unor prize de aer racordate la un canal de aer și trecute printr-un aparat de semnalizarea monoxidului de carbon (fig. 11.4). La sesizarea depășirii concentrației de 250 ppm, instalația intră în funcțiune. Aparatura necesită o verificare anuală.

În garajele de dimensiuni mari, în care se fac reparații, se prevăd instalații de aspirație montate sub nivelul pardoselii sau la nivelul tavanului, la care se racordează eșapamentele motoarelor prin intermediul unor tuburi flexibile.

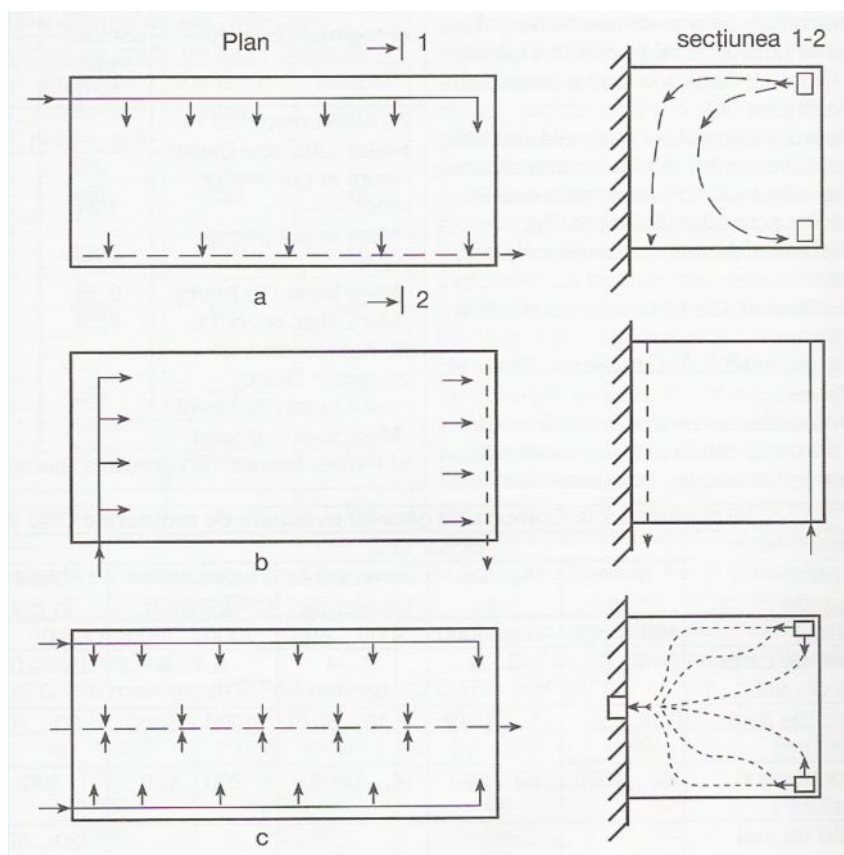


Fig. 11.3 Principii de ventilare a garajelor
a - transversal; b - longitudinal; c - semitransversal

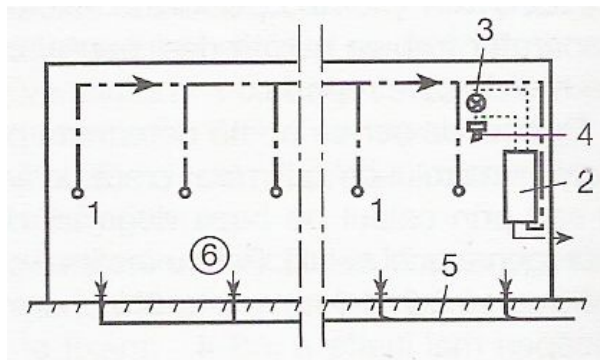


Fig. 11.4 Schema instalației de control al CO
 1 – dispozitiv de prelevare probe; 2 – aparat control CO; 3 – semnalizare optică;
 4 – semnalizare acustică; 5 – instalație de evacuare gaze; 6 - garaj

11.3. Determinarea debitului de aer

Ventilarea garajelor se bazează pe un proces de diluție, debitul de aer proaspăt introdus trebuie să asigure reducerea concentrației de gaze la limita valorilor admise.

Ventilarea se realizează în așa fel încât conținutul de CO la o înălțime de 1,5 m de la nivelul pardoselii să fie mai mic sau egal cu 0,001 % în interval de 1 oră. La pornirea unei mașini CO din aer ajunge la 0,0035 ... 0,004 %; dacă schimbul de aer este bine realizat, CO se disipează repede.

Cantitatea orară de oxid de carbon sau acroleină eliminată de un automobil se poate calcula cu relația:

$$G = C_s \cdot K \cdot q \cdot \frac{p}{100} \sqrt{N} \quad [\text{kg/h}] \quad (11.1)$$

În care:

C_s – consumul specific de combustibil pe 1CP al motorului, în kg/h;

K – coeficient al consumului de combustibil pentru diferite regimuri de funcționare:

$K = 1$ motor rece (pornire și ieșire din garaj)

$K = 0,75$ motor cald (manevre, intrare în garaj)

$K = 1,5$ reglare și probe motor.

q – cantitatea de gaze de eșapament produse la arderea a 1kg combustibil;

$q = 14 \dots 15$ kg/kg

p – conținutul procentual de oxid de carbon sau acroleină în gazele de eșapament, funcție de regimul de lucru al motorului;

- motor rece, regim încălzire, ieșire din garaj	0,15
- motor cald, manevre, intrare în garaj	0,13
- reglare motor	0,15
- probe motor	0,13

N – puterea motorului, în CP

În multe situații, deoarece o instalație de ventilare mecanică a garajului ridică probleme de cost și întreținere mari, este necesară determinarea exactă a debitului de aer, pe baza valorilor CMA (concentrație maxim admisă) a oxizilor de carbon conținuți în gazele de eșapament, rezultând debite de aer pentru ventilare mai reduse.

Concentrația maxim admisă de CO în garaje este:

$$CO_{adm} = 100 \text{ ppm} = 100 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3_N \text{ CO} / \text{m}^3_N \text{ aer}$$

Debitul de aer proaspăt necesar pentru un automobil va fi:

$$L = \frac{Q_{CO}}{c_{adm} - c_{ext}} \quad [\text{m}^3 / \text{h} \cdot \text{autovehicul}] \quad (11.2)$$

În care:

Q_{CO} – emisia de CO a unui automobil, în m^3 / h

c_{adm} – concentrația admisibilă de CO

c_{ext} – concentrația de CO în aerul exterior, în $\text{m}^3_n \cdot \text{CO} / \text{m}^3_n \cdot \text{aer}$; având valorile:

10 ... 20 . 10^{-6} pe străzi cu circulație medie;

30 . 10^{-6} pe străzi cu circulație intensă de autovehicule;

0 ... 5 . 10^{-6} în zone rezidențiale.

În funcție de frecvența mișcării automobilelor în garaje, se aplică un factor de exploatare f_{expl} cu valori:

- pentru garaje cu mișcare redusă a automobilelor, aproximativ 60% din ele sunt manevrate în interval de 1 oră, $f_{expl} = 0,6$
- pentru garaje publice $f_{expl} = 0,8 \dots 1,5$
-

O determinare exactă a debitului de aer, va ține seama și de numărul de porniri orare ale automobilelor și timpul în care motoarele funcționează la rece.

EXEMPLU 1: Garaj pentru un bloc de locuințe.

Capacitatea garajului este 16 locuri de parcare, viteza de deplasare 10 km/h, media între distanța cea mai scurtă și lungă parcursă în garaj: 29 m. Timpul de pornire: 20 secunde. Emisia de CO a unui autovehicul:

$$Q_{CO} = \left(0,55 \text{ m}^3_{\text{n}}/\text{h} \frac{20 \text{ s}}{3600 \text{ s/h}} + 0,60 \text{ m}^3_{\text{n}}/\text{h} \frac{29 \text{ m}}{10000 \text{ m/h}} \right) \cdot 0,6 \text{ h}^{-1} =$$

(motor rece) (mers cu intemitentă)

$$= (0,0031 + 0,0017) \cdot 0,6 = 0,0029 \text{ m}^3_{\text{n}}/\text{h CO pentru un autovehicul}$$

Debitul de aer necesar ventilării pentru un autovehicul:

$$L = \frac{Q_{CO}}{c_{adm} - c_{ext}} = \frac{0,0029}{(100 - 5)10^{-6}} = 30,5 \quad [\text{m}^3 / \text{h} \cdot \text{autovehicul}]$$

Pentru cele 16 locuri de parcare, va fi necesar un debit total:

$$L_{\text{total}} = 16 \cdot 30,5 = 488 \text{ m}^3/\text{h}$$

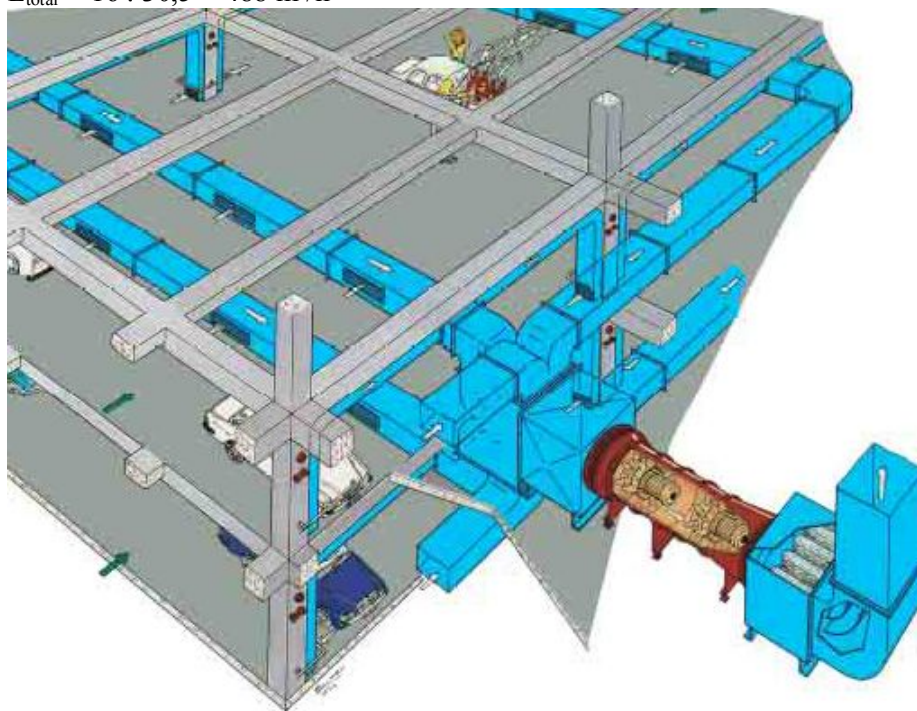


Fig. 11.5 Instalație de ventilare și defumare a unui garaj subteran

EXEMPLUL 2: Garaj subteran dintr-un complex comercial (fig. 11.5)

Capacitatea garajului este de 196 locuri de parcare, distanța dintre intrare și ieșire este 80 m. Emisia de CO a unui autovehicul este $0,55 \text{ m}^3/\text{h}$ la pornire (durata 20 secunde) și $60 \text{ m}^3/\text{h}$ la circulația cu intermitență (10 km/h) la un factor de exploatare $f_{\text{expl}} = 0,8$ (durata de parcare 75 min, ceea ce înseamnă că la fiecare 14,7 s intră și iese un autovehicul).

$$Q_{\text{CO}} = \left(0,55 \frac{20}{3600} + 0,60 \frac{80}{10000} \right) 0,8 = 0,0063 \text{ m}^3/\text{h autovehicul}$$

Debitul de aer necesar ventilării ($c_{\text{ext}} = 30 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3_{\text{n}} \text{ CO} / \text{m}^3_{\text{n}} \text{ aer} - \text{circulație intensă}$) va fi:

$$L = \frac{Q_{\text{CO}}}{c_{\text{adm}} - c_{\text{ext}}} = \frac{0,0063}{(100 - 30)10^{-6}} = 90 \quad [\text{m}^3 / \text{h} \cdot \text{autovehicul}]$$

$$L_{\text{total}} = 90 \cdot 196 = 17640 \text{ m}^3/\text{h}$$

12. DESFUMAREA INCINTELOR INDUSTRIALE

12.1. Principii de realizare

Desfumarea spațiilor, încăperilor și zonelor în care s-a produs fum datorat unui incendiu se poate realiza natural – organizat, mecanic sau mixt (natural și mecanic).

Soluția adoptată va trebui să asigure circulația aerului, în sensul evacuării fumului și introducerii de aer proaspăt și să creeze un regim de presiune care să elimine riscul împrăștierei spre spațiile vecine.

Condițiile de siguranță la foc în clădiri și oprirea propagării fumului poate fi asigurată prin: etanșeitatea elementelor de compartimentare a clădirii; - crearea de suprapresiuni sau curenți de aer proaspăt cu direcția de mișcare în sens opus mișcării naturale a fumului.

Pentru limitarea propagării incendiilor în construcții cu spații mari necompartimentate se asigură evacuarea fumului și a gazelor fierbinți cu sisteme alcătuite din dispozitive de evacuare a fumului și cu ecrane verticale coborâte sub tavan, realizate din materiale incombustibile.

12.2. Componente ale sistemului de evacuare a fumului și gazelor fierbinți

1. Trapă – un dispozitiv de evacuare a fumului montat la partea superioară a construcției, cu acționare manuală, prin buton de comandă sau automat la sesizarea unui detector de fum, temperatură, fuzibil etc.

Dispozitivele cu deschidere exterioară, practice la partea superioară a clădirii pot fi de tip: - fereastră (oscilantă cu articulație, oblon cu articulație etc.); - volet (ramă cu jaluzele montată în perete); - luminatoare de acoperiș cu cupoletă.

2. Uși rezistente la foc – elemente mobile de protecție a golurilor de circulație, cu rolul limitării incendiului și oprirea trecerii fumului.
3. Canale – utilizate în sistemul de evacuare a fumului și gazelor fierbinți, realizate din materiale incombustibile, rezistente la foc **minimum 15 minute**.
4. Canalele pot fi: - canale colectoare colective, ce formează o ghenă cu pereții din clădire; - canal colector compartimentat, compus din canal central la care se racordează canale individuale pe înălțimea unui etaj
5. Ventilatoare – pentru evacuare fumului și gazelor fierbinți, rezistente la **400 °C, cel puțin 1 oră**.
6. Dispozitive de acționare electrică a elementelor componente ce alcătuiesc sistemele de evacuare a fumului și gazelor fierbinți: - dispozitive electrice de acționare a trapelor, ferestrelor, voleților, obloanelor etc.; - detectoare optice de fum; - detectoare de temperatură
7. Centrale de comandă pentru evacuarea fumului și gazelor fierbinți
8. Dispozitive de închidere automată a ușilor rezistente la foc.

12.3. Desfumare prin tiraj natural – organizat

Desfumarea se realizează prin pătrunderea de aer proaspăt din exterior și evacuarea de fum, sub efectul presiunii termice.

Introducerea de aer proaspăt se poate face prin: - goluri ale incintei, practicate în fațade;

- uși practicate în pereții exteriori ai clădirii; - încăperi, coridoare, tampoane, sasuri, circulații orizontale în suprapresiune; - scări interioare deschise; - guri de introducere racordate la canale (ghene).

Evacuarea fumului se realizează prin: - goluri în fațade sau acoperiș, libere sau închise, cu dispozitive care se deschid automat sau pot fi acționate manual de la distanță în caz de incendiu; guri racordate la canale.

12.4. Desfumarea mecanică

Evacuarea fumului se asigură prin guri de evacuare racordate la un ventilator de evacuare (fig. 12.1; fig. 12.2). Debitul de aer evacuat mecanic trebuie să fie **cel puțin 1 m³/s pentru 100 m² pardoseală, sau după caz 12 schimburi orare de aer**. Introducerea mecanică a aerului se face prin guri de introducere racordate la canale, la un ventilator de introducere care să asigure minim 60% din debitul de aer evacuat. Canalele de evacuare a fumului (fig. 12.3; fig. 12.4) trebuie să îndeplinească condițiile tehnice de rezistență la foc conform normativului P 118.

Viteza aerului în gurile de introducere să nu depășească **5 m/s**.

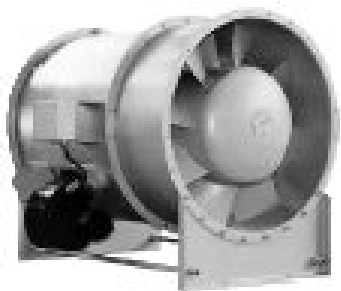
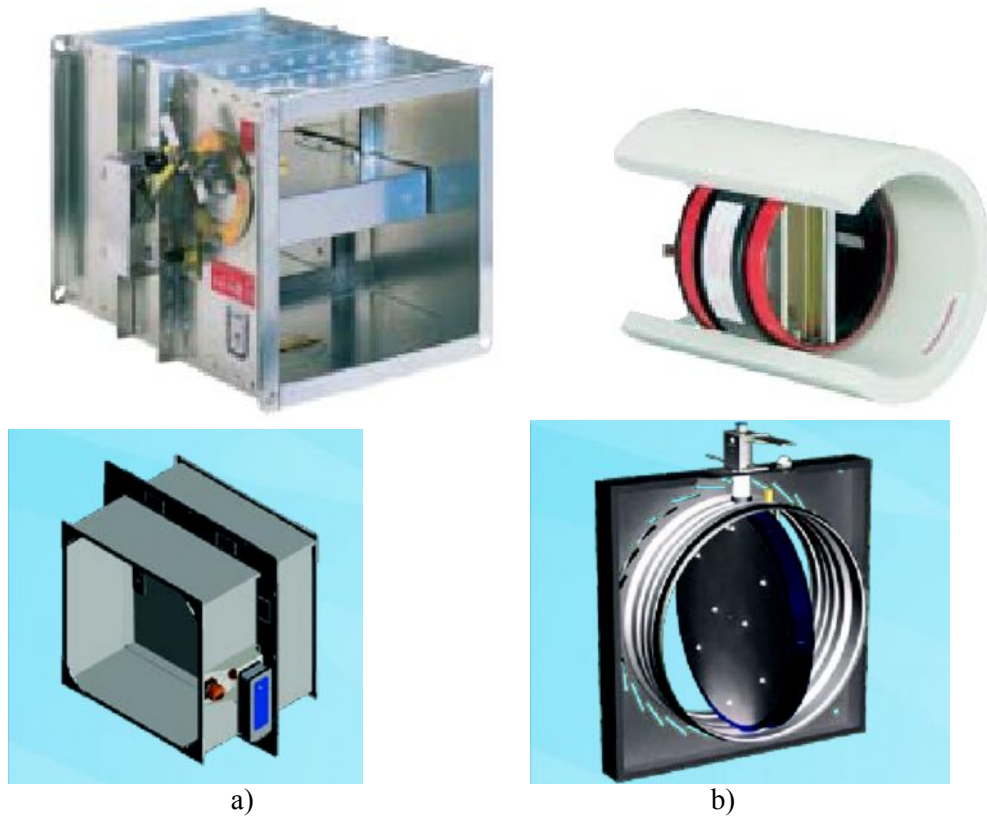


Fig.12.1 Ventilator axial antifoc



Fig. 12.2 Ventilator centrifugal antifoc

Gurile de desfumare trebuie să fie protejate cu voleți de închidere din materiale incombustibile CO (CA1), etanșe la foc cele de introducere și rezistente la foc cele de evacuare. Dispozitivele de acționare a voleților de protecție se realizează cu acționare manuală sau automată și trebuie să asigure punerea automată în funcțiune a ventilatoarelor de desfumare.



a)

b)

Fig. 12.3 Clapetă antifoc pe canal:
a – rectangular; b – circular;

Desfumarea prin tiraj natural-organizat are următoarele reguli:

- introducerile de aer și evacuările fumului se dispun alternat, la distanțe care să nu depășească 10,00 m în linie dreaptă și 7,00 m în linie frântă,
- ușile încăperilor accesibile publicului trebuie situate la cel mult 5,00 m de orice gură de introducere sau evacuare,
- gurile de introducere de aer și de evacuare fum vor avea suprafețe minime de 0,10 m² pentru fiecare flux de evacuare al circulației comune orizontale din zona pe care o desfumează,

- gurile de introducere vor fi dispuse cu partea lor cea mai înalta la maxim 1,00 față de pardoseală, iar gurile de evacuare vor avea partea de jos la minim 1,80 m de pardoseală (trebuie să se afle în treimea superioară a circulației comune).



Fig. 12.4 Dispozitiv antifoc

Desfumarea mecanică va respecta următoarele:

- introducerile de aer și evacuările fumului se dispun alternat, la distanțe, măsurate în axele de circulație, care să nu depășească 15,00 m în linie dreaptă și 10,00 m în linie frântă,
- ușile încăperilor accesibile publicului trebuie situate la cel mult 5,00 m de orice gură de introducere sau evacuare,
- gurile de introducere vor fi dispuse cu partea lor superioara la maxim 1,00 față de pardoseală, iar gurile de evacuare vor avea partea de jos la minim 1,80 m de pardoseală (trebuie să se afle în treimea superioară a circulației comune)
- porțiunile de circulație comună cuprinse între o gura de evacuare a fumului una de introducere a aerului, trebuie să aibă asigurat un debit de extragere de cel puțin 0,50 m³/s pentru fiecare flux de evacuare asigurat.

Diferența de presiune dintre casa scării și circulația comuna orizontală desfumată trebuie să fie mai mica de 80 Pa la toate ușile închise ale scării. In anumite situații, la construcții fără pereți interiori despărțitori, se prevăd în acoperiș sisteme alcătuite din dispozitive de evacuare și ecrane verticale C0(CA1) coborâte sub tavan în funcție de densitatea sarcinii termice din spatiile respective.

Evacuarea mecanica a fumului va respecta următoarele:

- dispunerea ecranelor sub plafon se face conform prevederilor evacuării prin tiraj natural,
- gurile de evacuare se prevăd la o suprafață de maxim 320 m²,
- debitul de extragere al unei guri este de cel puțin 1 m³/s pentru 100 mp delimitați de ecran, iar pentru încăpere de minim 1,5 m³/s,
- introducerea aerului se poate realiza mecanic sau natural, prin partea de jos a pereților, cât mai aproape de pardoseală.

Densitatea sarcinii termice “q” (MJ/m ²)	Raportul dintre suma ariilor libere ale dispozitivelor (deschiderilor) și aria încăperii	Distanța maximă (m) între	
		axele a doua deschideri	ecranele suspendate sub tavan
q < 420	1 : 150	45	75
420 ≤ q < 840	1 : 125 ... 1 : 80	35	70
840 ≤ q < 1680	1 : 80 ... 1 : 60	35	70
1680 ≤ q < 4200	1 : 60 ... 1 : 40	30	30
q ≤ 4200	1 : 30	30	30

13. DETERMINAREA PULBERILOR LA LOCURILE DE MUNCĂ DIN INCINTE INDUSTRIALE

13.1. Metode de determinare a gradului de prăfuire

Măsurile eficiente de combatere a pulberilor industriale și de prevenire a îmbolnăvirilor profesionale, au la bază determinarea caracteristicilor calitative și cantitative ale pulberilor din zona de lucru. Prin recoltarea probelor de pulberi se urmărește stabilirea concentrației, granulației (gradul de dispersie), compoziția mineralogică și forma particulelor. Metodele și tipurile de aparate se diferențiază după principiul de funcționare respectiv după modul de exprimare a concentrației de pulberi: numărul de particule, greutate, suprafața particulelor raportate la unitatea de volum.

Principiul funcțional al majorității aparatelor de recoltare se bazează pe filtrare, sedimentare, centrifugare, barbotare sau spălare, pe impact, precipitare termică sau electrostatică. Aprecierea gradului de prăfuire se efectuează prin următoarele analize:

- analiza gravimetrică, care indică gradul de prăfuire la locul de muncă , în $\text{mg}/\text{m}^3 \text{ aer}$
- analiza conimetrică, care indică gradul de prăfuire la locul de muncă , în număr de particule / $\text{m}^3 \text{ aer}$;
- dispersometria, care pune în evidență mărimea particulelor de pulberi, în μm ;
- compoziția chimică și conținutul de SiO_2 liber cristalin, care indică gradul de agresivitate.

Gradul de expunere la pulberi silicogene la locul de muncă, se stabilește pentru etapele procesului tehnologic, pentru momentele de maximă și minimă prăfuire și se stabilește un plan de recoltări. Rezultatele controlului se exprimă prin fișe pe locuri de muncă care vor stabili și periodicitatea recoltării probelor.

13.2. Analiza gravimetrică

Principiul metodei constă în reținerea prin aspirare pe filtre a unei cantități de pulberi, cântărire și raportarea acesteia la volumul de aer aspirat.

• Una dintre cele mai precise metode de determinare gravimetrică a gradului de prăfuire este *metoda alonjei*. Se trece un volum determinat de aer printr-un filtru de vată (bumbac sau sticlă), așezat într-un tub de sticlă numit alonjă și se stabilește prin cântărire înainte și după recoltarea probei, cantitatea de praf reținută în filtru. Înainte de utilizare alonjele se spală cu alcool etilic, se aduc la greutate constantă prin menținere 4 ore în etuvă la temperatura de 105°C . Recoltarea se face simultan pe o pereche de alonje, folosind o instalație a cărei elemente se unesc între ele printr-un tub de cauciuc (fig. 13.1). Reometrul este un tub de sticlă în formă de U, ale cărei capete superioare sunt unite printr-un tub orizontal, separat pe mijloc de o diafragmă cu un mic orificiu.

Cele două alonje folosite pentru recoltare simultană trebuie să fie absolut paralele, iar distanța dintre orificiile de aspirare să nu depășească 5 mm.

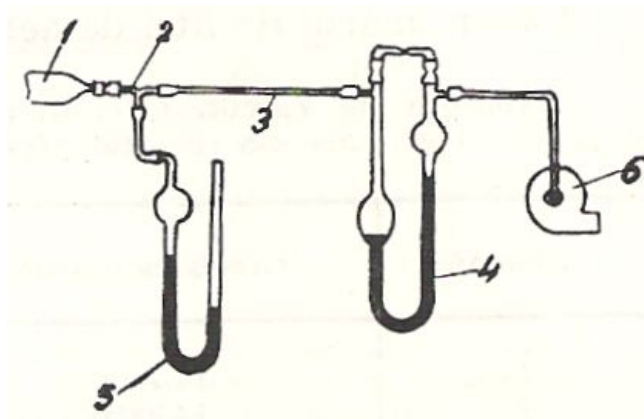


Fig. 13.1 Montarea aparatelor pentru recoltarea probelor

1 – alonjă; 2 – tub T; 3 – tub de cauciuc; 4 – reometru; 5 – manometru cu apă; 6 – aspirator.

Viteza de trecere a aerului prin aparat se reglează cu o clemă, urmărind ca indicația reometrului să rămână aceeași. Dacă diferența dintre greutatea cantităților de praf recoltate cu cele două alonje este mai mare de 10 %, proba nu se consideră valabilă și se elimină.

Din greutatea constantă a alonjelor în care s-au recoltat probe de aer cu praf, se scade greutatea lor inițială. Se calculează volumul de aer aspirat, ca produsul dintre debitul de aspirație și durata recoltării probei.

Se determină cantitatea de praf aflată în suspensie în aer cu relația:

$$G = \frac{d \cdot 1000}{n} \quad (\text{mg/m}^3) \quad (13.1)$$

în care:

- d – media diferențelor de greutate a celor două alonje în care s-a făcut recoltarea;
- n – numărul de litri de aer aspirat.

• Determinarea gravimetrică cu ajutorul *împingerului*, constă în aspirarea aerului sub forma unui jet puternic în aparat (fig. 13.2), prin izbire de fundul vasului se produce umezirea particulelor din aer și reținerea lor în lichidul de absorbție.

Aparatura necesară aspirării și măsurării volumului de aer recoltat este aceeași ca la determinarea gravimetrică cu filtre.

Lichidul de recoltare din împinger, în cantitate de 75 ... 100 cm³ este apă distilată (3/4) și alcoole etilic (1/4).

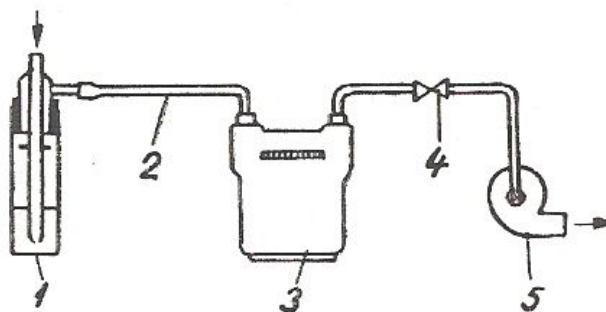


Fig. 13.2 Montarea aparatelor pentru recoltarea cu împingerul
1 – împinger; 2 – tub de cauciuc; 3 – gazometru; 4 – robinet; 5 – aspirator.

Recoltarea probelor se efectuează la locul de muncă ce urmează a se analiza, unde se montează în serie împingerul, gazometrul și sursa de aspirare, legate prin tuburi de cauciuc. Viteza de aspirare se reglează la 20 – 30 l/min și se recoltează o cantitate de 200 l aer. Pentru analiza lichidului de recoltare se folosesc creuzete cu capacitatea de 100 cm³ care s-au adus la greutate constantă, lichidul de recoltare se evaporă după care se determină gravimetric cantitatea de praf recoltată. Determinarea se poate face și prin numărarea particulelor depuse pe 4 ... 5 suprafețe de 1 mm² pe lamele, examinate al microscop. În acest caz numărul de particule N, se determină cu relația:

$$N = \frac{n \cdot 10 \cdot L}{A} \quad (\text{nr. part./cm}^3) \quad (13.2)$$

în care:

- n – numărul mediu de particule citite;
- L – cantitatea de lichid în care s-a făcut recoltarea, în cm³;
- A – numărul de litri de aer aspirat.

• Aparatele de recoltare bazate pe *centrifugare* (fig. 13.4) realizează captarea prafului prin inerția particulelor în suspensie într-un curent de aer cu direcție de curgere determinată.

Reținerea particulelor se produce după granulometrie, formă și natura lor, funcție de debitul de aer, de viteza de rotație și de dimensiunile geometrice ale sistemului. Turbocaptatoarele cu funcționare continuă sunt alimentate cu energie electrică, au rotația capului de recoltare de aproximativ 6000 rot./min la un debit de aspirație de 75 l/h.

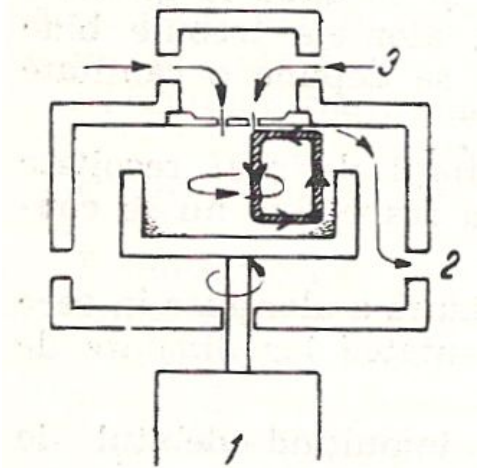


Fig. 12.

Fig. 13.4 Capul de captare:

1 – motor; 2 – ieșire aer; 3 – intrare aer cu praf.

- Determinarea concentrației de praf cu *tyndaloscopul*, se bazează pe faptul că particulele de pulberi au proprietatea de a reflecta difuz un fascicul de raze luminoase, intensitatea luminii difuzate fiind în funcție de suprafața particulelor de praf, culoare, compoziție chimică și greutate. Aparatul este alcătuit dintr-o cameră de praf, sursă de iluminat și o instalație fotometrică. Metoda prezintă o limită superioară peste care determinarea concentrației nu mai poate fi efectuată.

13.3. Analiza coniometrică

Coniometria se referă la determinarea numărului de particule de praf raportat la volumul de aer. Metoda constă în reținerea pe o lamelă de sticlă unsă cu un adeziv, a particulelor de praf conținute într-un volum mic de aer. Lamela se examinează la microscop.

- *Coniometrul Zeiss* se compune dintr-o pompă de aer cu tub de aspirație, microscop și disc rotativ, toate montate pe o placă suport. Citirea probei se face cu ajutorul unei rețele micrometrice.

- Determinarea conimetrică cu *sedimentatorul Green*, se bazează pe precipitarea prin impact. Aparatul constă dintr-o cameră cilindrică cu pereți netezi, cu partea inferioară și capacul detașabile, cu dimensiunile: $h = 50 \text{ mm}$ și $\varnothing = 36 \text{ mm}$. La partea inferioară a camerei se așează lamela pe care sedimentează praful. Metoda este destul de exactă, deoarece sedimentarea particulelor se face pe cale naturală.

- Determinarea conimetrică prin *scintilație*, se bazează pe impulsul luminos emis de o particulă în urma trecerii printr-o flacără de hidrogen în camera de încălzire. Impulsul luminos este transformat în impuls electric, cu ajutorul unui dispozitiv electrono-optic, intensitatea impulsului luminos fiind proporțională cu mărimea particulei. Metoda permite stabilirea gradului de dispersie al pulberilor iar aparatul se poate regla funcție de compoziția chimică a acestora, fiind posibilă atât determinarea numărului de particule cât și o determinare calitativă a lor. Ultima generație de detectori cu scintilație, montați în partea opusă surselor, înregistrează intensitatea radiației transmisă. Pe măsura ce conținutul de pulberi are un nivel de absorbție mai mare decât elementul combustibil, această absorbție este o măsură directă a conținutului de particule.

- Determinarea conimetrică cu *thermo - precipitatorul*, se efectuează cu un aparat bazat pe precipitare termică. Aerul încărcat cu praf trece peste un filament incandescent, curenții radiali care se formează întâlnesc un obstacol rece și particulele de praf vor fi reținute. Capul de recoltare de formă cubică (fig. 13.5), este străbătut de un canal în care se găsește un fir de platină ($\varnothing = 0,5 \text{ mm}$) alimentat de la un acumulator de 4 V. De ambele părți ale filamentului se introduc două lamele de sticlă, fixate cu dopuri metalice, pe care se depun particulele de praf. Partea inferioară a capului de recoltare se înșurubează la un recipient cu apă.

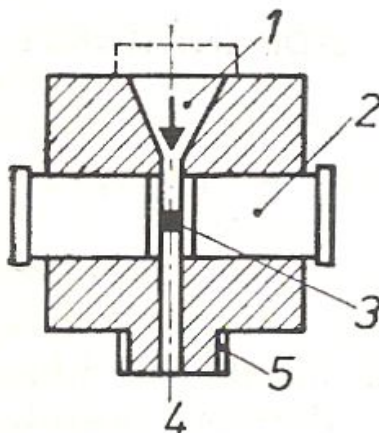


Fig. 13.5 Capul de recoltare al precipitatorului termic.
1 – canal; 2 – dopuri metalice; 3 – lamele de sticlă; 4 – fir de platină; 5 – cap filetat.

Lamelele se studiază la microscop și se stabilește prin numărare și raportarea la volumul de aer aspirat prin capul de recoltare, concentrația de praf.

- Determinarea prin *metoda electrostatică*, permite stabilirea cantității de praf și a numărului de particule. Sub influența unui câmp electric intens, particulele în suspensie încărcate electric au tendința de deplasare spre anod sau catod. Aparatul de recoltare electrostatic se compune dintr-un tub (electrodul colector) și o tijă interioară (electrod ionizat) racordat la un generator de curent continuu de 20 kW. Gradul de prăfuire se determină prin numărarea particulelor de praf și raportarea lor la volumul de aer aspirat.

13.4. Determinarea gradului de dispersie

Aprecierea riscului de expunere la pulberi are la bază determinarea dimensiunilor prafului. Materialele necesare, pregătirea lor în laborator și recoltarea probelor este similară cu determinarea coniomtrică, se folosește împingerul pentru recoltare de probe. Analiza probei la micrometru etalonat, înseamnă citirea la microscop a câmpului de pe lamelă (probă) pe care au sedimentat particulele de praf, se suprapun particulele de praf pe scara micrometrului ocular și se dimensionează 400 – 500 de particule de pe mai multe câmpuri microscopice. Se grupează pe dimensiuni ($< 1 \mu\text{m}$, $1 \dots 3 \mu\text{m}$, $3 \dots 5 \mu\text{m}$, $5 \dots 10 \mu\text{m}$ și $> 10 \mu\text{m}$) și se calculează procentul particulelor dimensionat stabilind granulometria (distribuția).

Distribuția prafului - Praful polidispers se caracterizează printr-o repartiție neuniformă a masei și numărului de particule în diferite intervale granulometrice. Modul în care este repartizată masa particulelor în ansamblul unei probe, în funcție de dimensiunea lor, reprezintă așa numita distribuție masică iar după modul de repartizare a numărului particulelor dintr-o probă, în funcție de dimensiunea lor, reprezintă distribuția numerică.

Aceste distribuții pot fi la rândul lor fracționare, diferențiale sau integrale.

Distribuția masică fracționară, reprezintă raportul dintre masa particulelor cu dimensiunea cuprinsă între anumite limite și masa totală a particulelor. Dacă limitele intervalului de granulometrie sunt r (raza particulei) și $r + dr$, se obține o distribuție masică diferențială exprimată prin funcția $g(r)$, pentru care:

$$dg = g(r) \cdot dr \quad (13.3)$$

reprezintă fracțiunea masică corespunzătoare.

Distribuția numerică integrală este dată de raportul dintre numărul de particule cu dimensiunea mai mică sau mai mare decât o valoare dată și numărul total de particule dintr-o probă.

Compoziția granulometrică se exprimă prin tabele de valori ale resturilor parțiale sau ale trecerilor totale corespunzătoare unor intervale de granulometrie, de obicei: mai mici de 5, între 5 ... 10, 10 ... 20, 20 ... 40, 40 ... 60 și mai mari de 60 μm .

În fig. 13.6 sunt reprezentate domeniile de dimensiuni ale prafului și fumului degajat în urma diverselor procese.

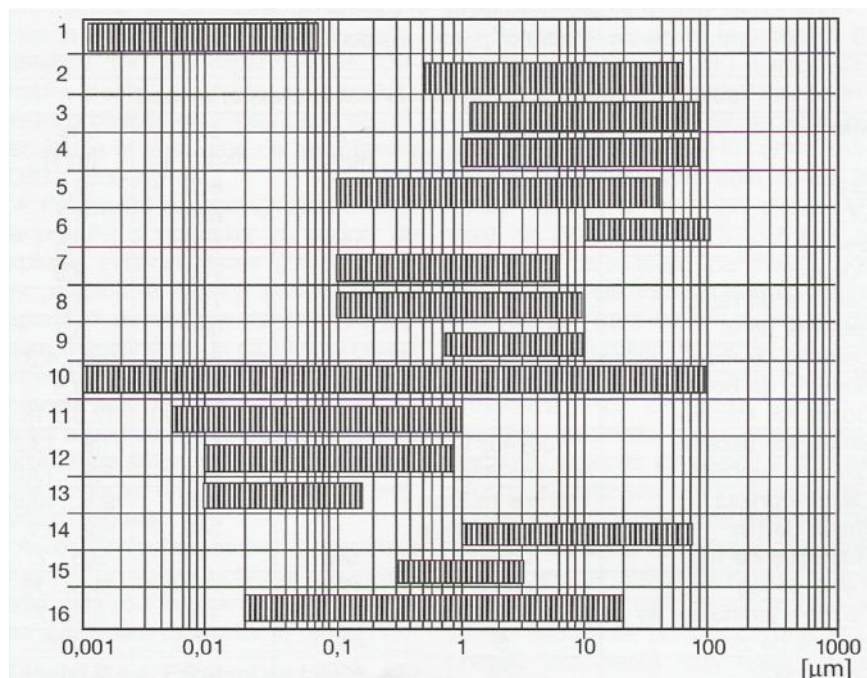


Fig. 13.6 Intervalul granulometric pentru tipuri de particule de praf:
 1 – virusuri; 2 – pudră de talc; 3 – praf de ciment; 4 – praf de cărbune; 5 – praf atmosferic; 6 – polen; 7 – pigmenți; 8 – lapte praf; 9 – insecticid praf; 10 – praf metalurgic; 11 – fum ulei; 12 fum tutun; 13 – fum oxid de zinc; 14 – făină; 15 – ceață cu acid sulfuric; 16 – bacterii.

În tabelul 13.1 sunt date domeniile de dimensiuni ale prafului rezultat în diferite procese industriale, valorile reprezintă fracțiuni masice cumulate (%).

Tabelul 13.1

Compoziția granulometrică a prafului

Dimensiuni (μm)	<1	<3	<5	<10	<20	<30	≥30
Praf de turnătorii	13,31	38,48	47,32	49,04	50,76	52	48
Praf sablare piese fontă	9,15	24,7	29,28	31,3	31,6	32	58

continuare tabel 13.1

<i>Deșeuri de la mașini de prelucrat lemn</i>							
Dimensiuni (μm)	<0,022	<0,05	<0,1	<0,2	<0,5	<1	<2
Praf de la calibrat panouri PAL	0,20	0,98	5,72	22,20	73,83	99,10	99,89
Rumeguș de la ferăstrău panglică	-	0,18	0,54	5,26	79,67	97,82	99,64
Rumeguș de la circular – retezat fag	0,12	0,87	3,62	13,61	57,31	89,02	99,50
Rumeguș de la circular – croit PAL	0,21	0,62	2,66	10,02	39,26	74,84	98,36
Rumeguș de la circular – croit rășinoase	0,16	0,49	1,15	3,14	16,41	37,97	64,84
Praf fin de șlefuit	0,31	1,54	16,16	41,11	93,36	98,98	99,59

În figura 13.7 este reprezentată o clasificare a prafului în cinci zone după mărimea dispersiei:

- I – foarte mare; - II – mare; III – medie (de exemplu, cimentul); IV – mică (de exemplu, praful atmosferic); V – foarte mică.

Pentru încadrarea prafului într-o anumită categorie se reprezintă în diagramă fracția masică a trecerilor totale (în ordonată) corespunzător particulelor având diametrul mai mic sau egal cu valoarea d (din abscisă). Diametrul corespunzător ordonatei de 50 % reprezintă diametrul mediu al probei de praf d_{50} , ceea ce înseamnă că 50 % din masa probei este dată de particule cu diametrul $d \leq d_{50}$. Dacă reprezentarea în diagramă a compoziției granulometrice a prafului depășește limitele unei zone, praful se încadrează în clasa corespunzătoare zonei superioare. Reprezentarea grafică a distribuției în aceste coordonate, permite calculul abaterii geometrice standard respectiv dispersia, notată σ .

$$\log \sigma = \log d_{50} - \log d_{15,9}$$

$$\log \sigma = \log d_{84,1} - \log d_{50} \quad (13.4)$$

în care:

- $d_{15,9}$, $d_{84,1}$ – sunt diametrele particulelor stabilite astfel încât 15,9 % și respectiv 84,1 % din masa probei este alcătuită din particule având dimensiunea mai mică sau egală decât aceste valori.

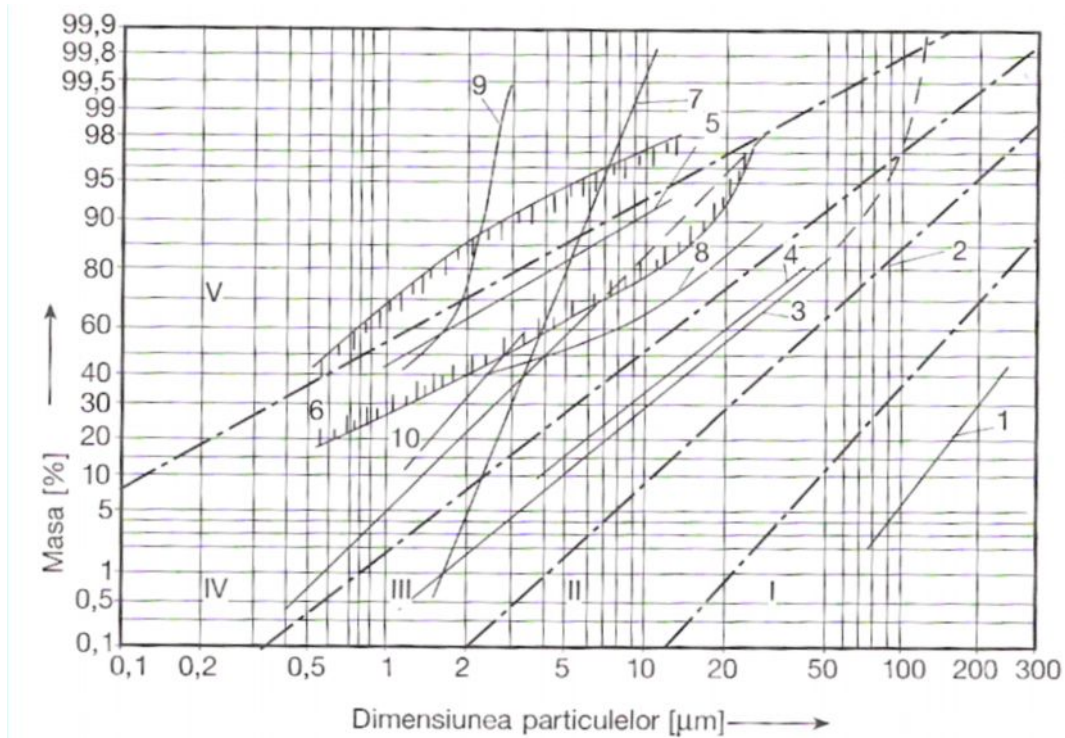


Fig. 13.7 Diagrama de clasificare a prafului

1 – cărbune; 2 – nisip cuarțos; 3 – cuarț; 4 – ciment; 5 – fum; 6 – praf atmosferic; 7 – cuarț încercare filtre; 8 – praf încercare filtre (ASHARE); 9 – încercare filtre Germania; 10 – încercare filtre pentru instalații de climatizare.

Crearea unor condiții optime de microclimat, prin înlăturarea tuturor nocivităților sau limitarea concentrației lor la valori care nu dăunează sănătății și nu prezintă pericol de inflamabilitate respectiv explozie și permit o bună desfășurare a procesului tehnologic și asigură securitatea muncii, constituie principalul obiectiv al instalațiilor de ventilare industrială. Dimensionarea corectă a acestor instalații necesită o cunoaștere exactă a gradului de viciere, iar pentru anumite nocivități se pot utiliza datele indicate în tabelul 13.2 și tabelul 13.3.

Valoarea concentrației maxim admisibile se referă la pulberea integrală aflată în suspensie în momentul recoltării prin reținere pe filtru. În cazul în care pulberile se găsesc în amestec, se normează separat, considerând pulberea cu acțiunea cea mai nocivă.

Tabelul 13.2

Concentrațiile maxime de pulberi admise în atmosfera zonei de lucru

Denumirea pulberilor	Concentrația maximă admisă (mg/m³)	Denumirea pulberilor	Concentrația maximă admisă (mg/m³)
1	2	1	2
Pulberi cu conținut de SiO ₂ liber cristalin peste 70 %	1,00	Germaniu și oxizi de germaniu	2,0
Pulberi cu conținut de SiO ₂ liber cristalin 40 – 70 %	2,00	Mangan	0,5
Pulberi cu conținut de SiO ₂ liber cristalin 10 – 40 %	4,00	Molibiden (compuși insolubili)	8,0
Pulberi cu conținut de SiO ₂ liber cristalin sub 10 %	8,00	Molibiden (compuși solubili)	4,00
Pulberi dioxid de siliciu amorf	4,00	Nichel	0,50
Pulberi de abrazive sintetice	5,00	Oxid de calciu	2,00
Pulberi de silicați:		Seleniu	2,00
- pulberi de azbest cu 10% silicați fibroși	2,00		
- pulberi de alți silicați (mică, talc, caolin, steatit)	4,00		
- pulberi de ciment	15,00		
Pulberi de cărbune	10,00	Staniu	0,10
Pulberi de bumbac, cânepă, in, iută, tutun, ceai	4,00	Sulfuri de plumb	0,50
Aluminiu, oxid și aliaje de aluminiu	2,00	Tantal și oxizi de tantal	10,0
Argint	0,01	Telur	0,10
Brom	1,00	Thaliu	0,01
Cobalt (oxid de cobalt)	0,50	Titan și oxizi de titan	10,0
Crom	0,10	Trinitrotoluen	1,00
Cupru	1,0	Uraniu (compuși insolubili)	0,25
DDT	1,0	Vanadiu	0,50
Fero - vanadium	1,0	Zirconiu	5,0

Tabelul 13.3

Concentrațiile maxime de substanțe toxice admise în atmosfera zonei de lucru

Denumirea substanțelor	Concentrația maximă admisă (mg/m ³)	Denumirea substanțelor	Concentrația maximă admisă (mg/m ³)
1	2	1	2
Acetaldehidă	50	Anhidridă fosforică	1
Acetat de amil	150	Anhidridă ftalică	2
Acetat de butil	300	Anilină	5
Acetat de etil	500	Anisidină	0,50
Acetat de metil	200	Antimoniu	0,50
Acetat de propil	300	Arsen și compuși anorganici	0,50
Acetat de vinil	20	Benzen	50
Acetonă	500	Benzină aromatică	100
Acetonă cianhidridă	3	Benzine (carburanți)	500
Acetonitril	20	Benzoat de etil	200
Acid acetic	15	Bioxid de carbon	5000
Acid azotic	10	Bioxid de clor	0,20
Acid bromhidric	10	Bioxid de sulf	10
Acid butiric	20	Butil mercaptan	30
Acid cianhidric	0,30	Camfor	3
Acid clorhidric	10	Cianuri și cianogeni	0,30
Acid fluorhidric	1	Ciclohexan	1000
Acid fosfatic	1	Ciclohexanol	200
Acid sulfuric și anhidridă	1	Ciclohexanonă	150
Acroleină	0,50	Ciclopentadienă	200
Alcool alilic	3	Clor	1,00
Alcool amilic (izoamilic)	200	Clor anilină	10
Alcool butilic	200	Clor benzen	80
Alcool etilic	1000	Clor brom metan	1000
Alcool furfurilic	200	Clor naftaline (până la 3 Cl)	1,00
Alcool metil amilic	100	Clor naftaline (peste 3 Cl)	0,50
Alcool metilic	150	Clor nitrobenzen	1,00
Alcool propilic (izopropilic)	500	Clor nitro propan	50
Aldehidă cloracetică	3	Cloroform	50
Amoniac	25	Clorpicrină	0,50
Anhidridă acetică	10	Clorură de benzoil	10

continuare tabel 13.3

1	2	1	2
Clorură de clor acetil	10	Dimetil anilină	20
Clorură de etil	2000	Dimetil benzil amină	5
Clorură de metil	50	Dimetil dioxan	50
Clorură de metilen	200	Dimetil hidrazină	1
Clorură de sulf	5	Dinitrat de etilen glicol	1
Clorură de sulfuril	5	Dinitro benzen	1
Clorură de tionil	25	Dinitro fenol	1
Clorură de tiofosforil	5	Dinitro fluor crezol	3
Clorură de vinil	100	Dinitro orto crezol	0,20
Crezol (toți izomerii)	15	Dinitro toluen	1
Cupru	0,10	Etanol amină	1
Decalină	150	Eter butilic	30
Diacetonă alcool	200	Eter etilic	500
Diciclohexil amină	150	Eter propilic	1500
Diclor benzen	50	Etil amină	30
Diclor etan	50	Etil benzen	300
Diclor etilen	50	Etil mercaptan	50
Diclor propan	300	Etil toluen	100
Dietil amină	50	Etilen clorhidrină	10
Difenilol propan	5	Fenol	5,00
Dimetil amină	10	Flour	0,10

BIBLIOGRAFIE

1. ASHRAE - Handbook – Fundamentals, HVAC Systems and Equipments, 2002.
2. AIIR - Manualul de instalații – Instalații de ventilare și climatizare – Ed. ARTECNO București, 2002.
3. Arbeitskreis der Doz. – Handbuch der Klimatechnik, Verlag C.F. Müller, Karlsruhe, 1988.
4. Bancea, O. – Instalații de ventilare și climatizare – curs, Lit. U.P.T. 1996.
5. Bancea, O., Cîncă, M. – Instalații de ventilare și climatizare – Îndrumător de lucrări de laborator, Litografia UPT, 1994.
6. Bancea, O. - Reglarea instalațiilor de climatizare cu recuperarea căldurii, Conferința internațională de instalații, AIIR-ICCA, Timișoara, 1997.
7. Bancea, O. - Considerații asupra climatizării secțiilor de filatură și țesătorie, Conferința internațională de instalații, AIIR-ICCA, Timișoara, 1998.
8. Bancea, O. - Ventilarea în sistem descentralizat a halelor industriale, Conf. AIIR-ICCA Inst. în Constr. Și Confortul Ambiental, Timișoara, 2001.
9. Bancea, O. - Aspecte privind eficiența tehnicii de filtrare a aerului, Conf. AIIR-ICCA Inst. în Constr. Și Confortul Ambiental, Timișoara, 2002.
10. Bancea, O., Dorhoi, S. – Ventilarea și climatizarea clădirilor, Ed. Politehnica, Timișoara, 2007.
11. Bancea, O. - New conceptions in the technique for building services INSTALATORUL nr. 6/2006.
12. Bancea, O. - Ventilation and heat recovering systems, Buletinul Științific al U.T. „G. Asachi” Iași Construcții, 2008.
13. Bancea, O., Cîncă, M. - Reducerea emisiilor de noxe la arderea combustibilului lichid, Buletinul AGIR – Protecția mediului, Nr.1/2002.
14. Bancea, O., Dorhoi, S. - Low energy consumption and heat recovering system in ventilation, Bul. Științific al UPT Tom 50(64) Construcții și Arhitectură, 2007.
15. Brun, M., Porcher, G. – Conception et calcul des procédés de climatisation – Ed. Paris, Chaud Froid Plomberie, 1987.
16. Christea, A. – Ventilarea și condiționarea aerului vol. I, Ed. Tehnică, București, 1968.
17. Christea, A., Niculescu, N. - Ventilarea și condiționarea aerului vol. II, Ed. Tehnică, București, 1971.
18. Christea, A., Teretean, T. – Ventilarea și condiționarea aerului vol III, Ed. Tehnică, București, 1976.
19. Niculescu, N., Duță, Gh., Stoenescu, P., Colda, I. – Instalații de ventilare și climatizare, E.D.P., București, 1982.
20. Rietschel, H. – Raumklimatechnik, Springer Verlag, 1994.

21. Recknagel – Spengler – Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, Oldenbourg Verlag, 2006/2007.
22. Stoenescu, P., Zgavarogea, M., Enache, D. –Instalații de ventilare industrială – curs, Lit. UTCB, 2000.
23. NP 008 Norme privind igiena compoziției aerului în spații cu diverse destinații în funcție de activitățile desfășurate în regim de iarnă – vară.
24. P 118 – Norme tehnice de proiectare și realizare a construcțiilor, privind protecția la acțiunea focului.
25. STAS 4369 – Instalații de încălzire și ventilare. Terminologie.
26. STAS 185/6 – Instalații sanitare, de încălzire centrală, de ventilare și de gaze. Aparat de măsură și control. Semne convenționale.
27. STAS 7465 – Ventilatoare. Terminologie și clasificare.
28. STAS 9660 – Instalații de ventilare și climatizare. Canale de aer. Forme și dimensiuni.
29. STAS 13046/2 – Instalații de ventilare și condiționare. Rame cu jaluzele. Determinarea caracteristicii de reglare.
30. SR 11573 – Instalații de ventilare. Ventilarea naturală organizată a clădirilor. Prescripții de calcul și de proiectare.
31. I 5 - 98 – Normativ privind proiectarea și executarea instalațiilor de ventilare și climatizare.
32. I 5/2 - 98 - Normativ privind exploatarea instalațiilor de ventilare și climatizare.
33. I 13/1 - 02 – Normativ pentru exploatarea instalațiilor de încălzire centrală.
34. I 13 - 02 - Normativ privind proiectarea și executarea instalațiilor de încălzire centrală.
35. I 38 - 81 – Instrucțiuni tehnice pentru proiectarea sistemelor de recuperare a căldurii cu fluid intermediar în hale industriale.
36. GP 063 – 01 – Ghid pentru proiectarea, executarea și exploatarea dispozitivelor și sistemelor de evacuare a afumului și a gazelor fierbinți din construcții în caz de incendiu
37. Săvulescu, T. D. – Instalații de încălzire și ventilare – vol I și II, Ed. Tehnică, București, 1984
38. Voicu, V. – Noi procedee de combatere a noxelor în industrie prin sisteme de ventilare, Ed. Tehnică, București, 1985.
39. Voicu, V., Casian, E., Bărăscu, I. – Realizări recente în combaterea poluării atmosferei în industrie, Ed. Tehnică, București, 1977.
40. Voicu, V. – Tehnica desprăfuirii aerului, Ed. Tehnică, București, 1988.
41. *** Ventilation – Comfort 98 – Catalog produse Lindab, 2000.
42. *** Daikin air conditioning – Catalog produse, 2005.
43. *** GEA – Klimatechnik – Catalog produse, 2002.