

Cătălin Lisa

Operații hidrodinamice

Notițe de curs

Pentru uzul studenților de la specializarile din domeniul Inginerie Chimică

2024

Capitolul 1. Transportul lichidelor

Fluidele se deplasează prin conducte canale și aparate sub acțiunea unei energii primite din exterior și numai în cazul lichidelor și sub acțiunea energiei potențiale creată de o diferență de nivel. Transferul energiei de la sursa exterioară la fluid se realizează cu utilaje statice sau cu mașini, acestea din urmă sunt utilaje având subansamble mecanice sau organe principale în mișcare. În practică atât utilajele statice cât și mașinile sunt denumite: pompe, ventilatoare, suflante, turbosuflante, turbocompressoare și altele.

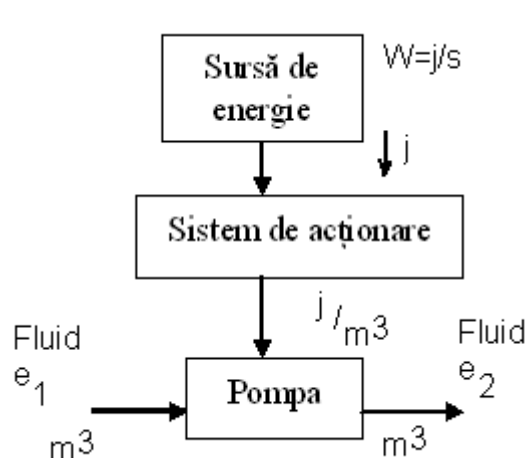
Denumirea de pompă se va referi în special la utilajul care servește pentru transferul energiei de la o sursă exterioară la un lichid.

Ingineria chimică nu se ocupă de proiectarea mecanică sau de execuția utilajului ci de calculul energiei care trebuie transferată lichidului din exterior.

Acest calcul se face pe baza ecuației lui Bernoulli cunoscând configurația sistemului și cerințele tehnologice: dimensiunea și traseul conductelor, tipurile de rezistență la curgere, debitul de fluid, presiunea statică a lichidului la intrarea și ieșirea din sistem. Pe baza acestui calcul inginerul chimist alege tipul adecvat de utilaj pentru transport. Inginerul chimist are în vedere problemele legate de natura fluidului, de agresivitatea chimică a acestuia, de presiune și temperatură și altele.

1.1. Metode pentru realizarea curgerii fluidelor

Transferul de energie de la o sursă la fluid este redat de schema 1:



Ecuția de transfer:

$$L_m \cdot \rho = e_2 - e_1 \quad j/m^3$$

În care:

L_m - lucrul mecanic specific transferat j/Kg

ρ - densitatea fluidului Kg/m^3

e_2 - energia specifică a lichidului la ieșirea din pompă j/m^3

e_1 - energia specifică a lichidului la intrarea în pompă j/m^3

Schema 1

Definiție: Energia transferată fluidului servește la variația energiei acestuia de la valoarea e_1 la intrare până la valoarea e_2 la ieșirea din utilaj.

Produsul $Lm \cdot \rho$ reprezintă energia transferată unității de volum de fluid și este echivalentă cu variația presiunii fluidului

$$\frac{j}{m^3} \Leftrightarrow \frac{Kg \cdot m^2}{s^2} \cdot \frac{1}{m^3} \Leftrightarrow \frac{Kg \cdot m}{s^2} \cdot \frac{1}{m^2} \Leftrightarrow \frac{N}{m^2} \Leftrightarrow Pa$$

Mărimea e numită energie specifică se obține din ecuația:

$$\frac{E}{V} = e = \frac{1}{V} \cdot \frac{m \cdot v^2}{2} + \frac{1}{V} \cdot m \cdot g \cdot h = \rho \cdot \frac{v^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h = p_{dinamic} + p_{static}$$

Înlocuind în ecuația de transfer se obține o ecuație utilă în practică pentru analiza curgerii:

$$Lm \cdot \rho = (p_{d2} - p_{d1}) + (p_{s2} - p_{s1})$$

Este de dorit ca o mașină sau un utilaj de transport să satisfacă cerințele:

- la intrarea fluidului presiunea sa statică să scadă pentru ca să fie înlesnită pătrunderea din exterior a acestuia $\Rightarrow p_{s1}$ cât mai mic
- la ieșirea fluidului p_{s2} trebuie să fie cât mai mare pentru a putea fi convertită în alte forme de energie.

Ca o consecință a acestor cereri va rezulta că trebuie să crească p_{d1} la intrare și să scadă p_{d2} la ieșire. Creșterea lui p_{d1} presupune creșterea vitezei la intrare deci o secțiune mai mică în această zonă iar scăderea lui p_{d2} la ieșire presupune creșterea secțiunii de curgere la ieșirea din pompă.

Se cunosc șase metode care fac ca fluidul să se deplaseze în utilaj în conformitate cu cerințele de mai sus:

1. prin acțiunea forței centrifuge
2. prin deplasarea unui volum de fluid
3. printr-un impuls mecanic
4. prin transfer de impuls de la un alt fluid
5. prin acțiunea câmpului gravitațional
6. prin acțiunea unui câmp magnetic sau electric

1. Acțiunea forței centrifuge

Ca urmare a energiei primite, fluidul capătă o mișcare de rotație în spațiu cu geometrie variabilă. De exemplu, într-o pompă centrifugă, la intrare, secțiunea este mică, fluidul este aspirat deci crește viteza și implicit presiunea dinamică p_{d1} , iar la ieșire secțiunea pompei este considerabil mai mare, scăderea vitezei determină creșterea presiunii statice p_{s2} .

2. Transportul prin deplasarea unui volum de fluid.

Această acțiune se manifestă la pompele cu piston cu mișcare alternativă, sau la pompele volumice cu mișcare rotativă. Prin deplasarea pistonului în sensul aspirației, scade presiunea statică și crește cea dinamică, absorbindu-se fluidul, apoi la refulare, crește presiunea statică, scăzând cea dinamică în consecință.

3. Folosirea unui impuls mecanic.

În compresoarele cu deplasare axială, paletetele au un profil de aripă de avion sau de elice iar rezultanta forței ce acționează asupra fiecărui element de fluid determină o curgere axială din zona de aspirație către cea de evacuare. La acest tip de utilaj, deoarece densitatea fluidului transportat este mică (aer sau alte gaze) și presiunea statică este neglijabilă comparativ cu cea dinamică în consecință nu se mai justifică modificările de secțiune pe traseul de curgere, compresoarele având secțiunea aproximativ constantă.

4. Prin transfer de impuls de la un alt fluid.

Pe această metodă se bazează funcționarea injectoarelor și ejectoarelor. Se accelerează fluidul de transportat prin transferarea impulsului de la un alt fluid motor. Metoda se folosește când există un spațiu greu accesibil sau fluidul transportat este agresiv. Construcția injectoarelor și ejectoarelor permite transferurile de energie între cele două fluide și de asemenea balansarea între presiunea statică și cea dinamică pe traseul din interiorul utilajului.

5. Prin acțiunea câmpului gravitațional.

Se utilizează această metoda când există o diferență de nivel între punctul de stocare a lichidului și punctul de utilizare, evident punctul de stocare la o cotă mai ridicată față de cel de utilizare. De exemplu utilizarea castelelor de apă pentru alimentarea unor consumatori. În aceste cazuri fluidul are o componentă statică suplimentară, în realitate o presiune hidrostatică ce a fost transferată anterior fluidului ce este folosită la transport prin transferarea acesteia într-o presiune dinamică.

6. Utilizarea unui câmp magnetic sau electric.

Pentru un fluid bun conducător de electricitate se poate genera un câmp magnetic sau electric care să determine curgerea. Pe acest principiu funcționează pompele pentru recircularea lichidului de răcire în centralele atomice acestea conținând sodiu lichid.

1.2. Relații și mărimi caracteristice în transportul lichidelor

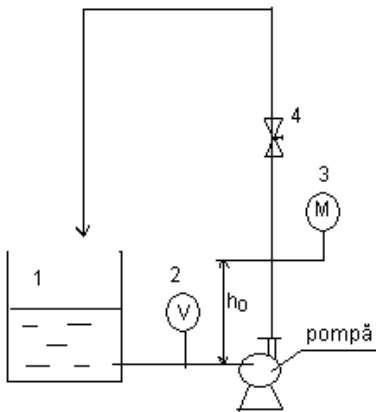
Sistemul pe care-l deservește o pompă este format din spațiu de aspirație, ansamblu de conducte și armături și spațiul de refulare. Pompa împreună cu sistemul formează instalația de pompare.

1. *Debitul masic al pompei (Mm)*– reprezintă cantitatea de lichid transportat de pompă în unitatea de timp (Kg/s sau Kg/h)

2. *Debitul volumic al pompei (Mv)*- reprezintă volumul de lichid transportat de pompă în unitatea de timp (m^3/s sau m^3/h)

Se va face deosebirea între debitul volumic real Mvr și debitul teoretic Mvt . Raportul lor $\frac{Mvr}{Mvt} = \eta_v$ reprezintă randamentul volumic al pompei.

3. *Înălțimea manometrică (Hm)* – reprezintă înălțimea unei coloane de lichid a cărei energie potențială este egală cu lucrul mecanic transferat lichidului de către pompă (m).



Fabricile constructoare încearcă pompele pe un stand de probă de tipul celui redat în figura 1:

1-Rezervor

2-Vacuometru

3-Manometru

4-Robinet reglare debit

h_0 - distanța pe verticală între punctele de măsurare a presiunii de aspirație și cele de refulare.

Figura 1 Stand de probă

Încercare se face cu apă ce este preluată de pompă din rezervorul 1 și transportată pe traseul de conducte înapoi în rezervor. Se pune în funcțiune pompa și la diferite valori ale debitului stabilit cu robinetul de reglare se citesc indicațiile vacuometrului și ale manometrului.

Dacă se scrie ecuația Bernoulli în secțiunile de intrare și ieșire a lichidului din pompă se obține:

$$Lm = \frac{p_r - p_a}{\rho} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2} + h_0 \cdot g \quad (\text{j/Kg}) \quad \text{în care:}$$

Lm -lucrul mecanic transferat lichidului

p_r -presiunea de refulare citită la manometrul 3 (Pa)

p_a - presiunea de aspirație citită la vacuometrul 2 (Pa)

v_r - viteza absolută a lichidului la ieșirea din pompă (m/s)

v_a - viteza absolută a lichidului la intrarea în pompă (m/s)

g - constanta accelerației gravitaționale $g=9.81 \text{ m/s}^2$.

Împărțind ecuația la g rezultă o ecuație în termeni de înălțime:

$$\frac{Lm}{g} = Hm = \frac{p_r - p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2 \cdot g} + h_0 \quad (\text{m}) \quad \text{în care:}$$

Hm – înălțimea manometrică.

Prin construcție se asigură secțiuni de curgere egale pentru conducta de aspirație și cea de refulare deci $v_r = v_a$, astfel al doilea termen din ecuație este nul.

$$\frac{Lm}{g} = Hm = \frac{p_r - p_a}{\rho \cdot g} + h_0 \quad (\text{m})$$

Ecuația scrisă nu ia în considerare pierderile datorate frecărilor în interiorul pompei reprezentând practic o înălțime manometrică efectivă.

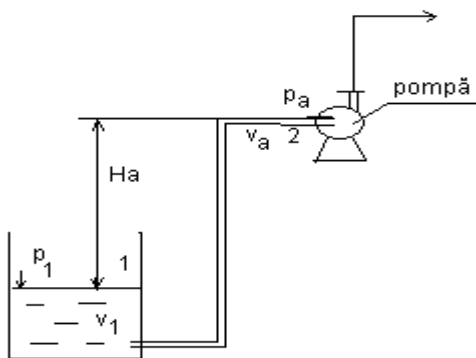
Dacă se iau în considerare și acestea se obține înălțimea manometrică teoretică Hmt :

$$\frac{Lm}{g} = Hmt = \frac{p_r - p_a}{\rho \cdot g} + h_0 + \frac{\Delta p_p}{\rho \cdot g} \quad (\text{m})$$

Raportul lor: $\frac{Hm}{Hmt} = \eta_h$ reprezintă randamentul hidraulic al pompei.

4. Înălțimea de aspirație

Este o mărime importantă privind amplasarea pompei în sistemul pe care îl deservește sau pentru calculul temperaturii maxime la care lichidul mai poate fi transportat.



P_1 – presiunea la suprafața lichidului din rezervor (P_a)
 V_1 – viteza de deplasare a lichidului în rezervor (m/s)
 P_a – presiunea statică a lichidului la aspirație sau intrarea în pompă (P_a)
 V_a – viteza lichidului la aspirație (m/s)
 H_a – Înălțimea de aspirație (m)

Scriind ecuația Bernoulli pentru cele două secțiuni 1 și 2 se obține:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} + H_a + H_{pa} \quad (\text{m})$$

în care H_{pa} – înălțimea pierderilor pe aspirație (m).

Relația permite calculul înălțimii de aspirație H_a astfel:

$$H_a = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - \frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2 - v_a^2}{2 \cdot g} - H_{pa} \quad (\text{m})$$

Deoarece v_1 reprezintă viteza de curgere în rezervor, această mărime este evident mică, permițând neglijarea ei.

$$H_a = \frac{P_1}{\rho \cdot g} - \frac{P_a}{\rho \cdot g} - \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - H_{pa} \quad (\text{m})$$

Se observă că primul termen are o valoare pozitivă apreciabilă, iar toți ceilalți termeni se scad din acesta, adică există o valoare maximă pentru înălțimea de aspirație:

$$H_a \leq H_{a \max} = \frac{P_1}{\rho \cdot g} \quad (\text{m})$$

Pentru un caz concret, de exemplu preluarea apei dintr-un vas aflat la presiunea atmosferică, practic preluarea apei dintr-un râu de exemplu:

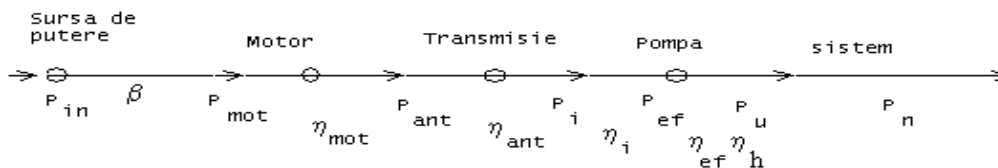
$P_1=1.013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$, $g=9.81 \text{ m/s}^2$ rezultă o valoare maximă de $H_{a \max}=10.33 \text{ m}$, ceea ce reprezintă, pentru situația dată, că, o pompă nu poate fi amplasată mai sus decât nivelul râului cu 10.33m sau pentru preluarea apei dintr-o fântână, pompa nu poate fi amplasată pe sol dacă fântâna este mai adâncă de 10.33m.

Mărimea H_a practic nu depinde de construcția pompei ci de amplasarea instalației și de natura fluidului transportat. Termenii care au fost inițial neglijați, contribuie la scăderea valorii înălțimii de aspirație, sau permit calculul temperaturii maxime la care mai are loc aspirația, dacă p_a se corelează cu presiunea de vapori a fluidului transportat, mărime dependentă puternic de temperatură. De exemplu la temperatura de $80 \text{ }^\circ\text{C}$ termenul $p_a/\rho g$ pentru apă are valoarea de 4.82 m rezultând că înălțimea de aspirație scade la cel mult 5 m .

Pentru pompele centrifuge aspirația în apropierea valorii maxime calculate poate duce la apariția fenomenelor de cavitație, adică apariția vaporilor pe conducta de aspirație, fenomen ce poate declanșa șocuri violente în instalația de transport, până la distrugerea acesteia.

5. Puterea și randamentul

Puterile și randamentele ce se definesc la un agregat de pompare reies din următoarea schemă numită noduri de putere:



P_{in} –puterea instalată (kw)	β - coeficient de instalare (inversul unui randament)
P_{mot} - puterea motorului (kw)	η_{mot} – randamentul motorului
P_{ant} – putere de antrenare (kw)	η_{ant} – randamentul transmisiei
P_i - putere indicată (kw)	η_i – randamentul indicat
P_e - putere efectivă (kw)	η_v – randamentul volumic
P_u – putere utilă (kw)	η_h – randamentul hidraulic
P_n – putere necesară sau nominală (kw)	

Evident va exista o scădere a puterilor transferate de la sursă către sistemul deservit, pe baza relației de definiție a randamentului se vor putea scrie formulele pentru fiecare randament și deasemenea o relație de calcul a unui randament total η_{tot} . De exemplu:

$$\eta_{mot} = \frac{P_{ant}}{P_{mot}}; \quad \eta_t = \frac{P_i}{P_{ant}}; \quad \eta_i = \frac{P_{ef}}{P_i}; \quad \eta_v \cdot \eta_h = \frac{P_u}{P_{ef}}$$

$$\eta_{tot} = \eta_{mot} \cdot \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_h$$

Iar pentru coeficientul de instalare $P_{in} = \beta \cdot P_{mot}$ (W).

Pompe pentru transportul lichidelor

Deoarece există o gamă constructivă de pompe extrem de variată, acestea ar putea fi clasificate astfel:

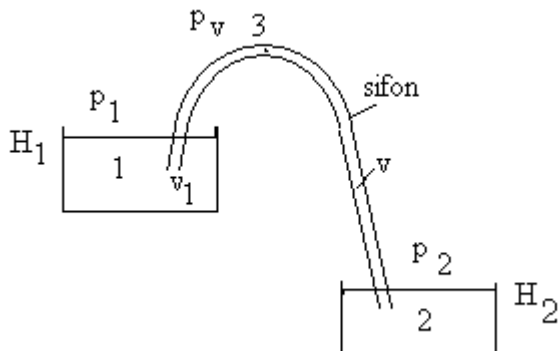
1. Pompe fără elemente mobile
2. Pompe cu elemente mobile
 - a. Pompe volumice
 - a.1 Cu pistoane cu miscare alternativă
 - a.2 Cu pistoane rotative
 - b. Pompe centrifuge
 - c. Pompe axiale sau elicoidale

1. Pompe fără elemente mobile

Din această categorie face parte sifonul, montejusul, pompa cu aer, injectorul și ejectorul.

Sifonul

Sifonul – este construit dintr-o teavă sau un furtun în formă de U cu brațele inegale, montat în poziție inversă.



Sifonul servește în general pentru transportul unui lichid de la un nivel superior (1) la unul inferior (2). Pentru a se putea realiza transportul, este necesară amorsarea sifonului, adică umplerea completă a acestuia cu lichid. Amorsarea se poate realiza prin mai multe moduri:

- 1- Prin umplerea sifonului folosind o conductă de umplere și un robinet pentru prevenirea golirii.
- 2- Folosind o pompă de vacuum sau o pară de aspirație
- 3- Folosind saboți speciali concepuți pentru sifon
- 4- Utilizând o pompă pentru amorsare

La un sifon se calculează H_s – înălțimea ramurei scurte cât și viteza de scurgere a lichidului prin sifon. Uneori se calculează și presiunea de saturație a vaporilor, eventual temperatura maximă la care se mai poate face amorsarea sifonului.

Scriind ecuația Bernoulli pentru cele două secțiuni 1 și 3 se obține:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot H_1 = p_v + \rho \cdot g \cdot H_3 + \rho \frac{v_3^2}{2} + \Delta p_1 \quad (\text{Pa}) \quad \text{în care:}$$

p_v – presiunea de vapori în zona superioară a sifonului (Pa)

v_3 – viteza de curgere în zona superioară a sifonului (m/s)

Δp_1 – pierderea de presiune pe ramura scurtă (Pa).

Se poate pune în evidență termenul H_s :

$$H_3 - H_1 = H_s = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - \frac{p_v}{\rho \cdot g} - \frac{v_3^2}{2 \cdot g} - \frac{\Delta p_1}{\rho \cdot g} \quad (\text{m}), \text{ sau termenul } p_v:$$

$$p_v = p_1 + \rho \cdot g \cdot (H_1 - H_3) - \rho \frac{v_3^2}{2} - \Delta p_1 \quad (\text{Pa}).$$

Pentru viteza de scurgere a lichidului în sifon se aplică ecuația Bernoulli pentru cele două secțiuni 3 și 2 astfel:

$$p_v + \rho \cdot g \cdot H_3 + \rho \frac{v_3^2}{2} = p_2 + \rho \cdot g \cdot H_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} + \Delta p_2 \quad (\text{Pa})$$

Pentru care $v_3 = v_2$ deoarece sifonul are secțiunea constantă:

$$p_v + \rho \cdot g \cdot H_3 = p_2 + \rho \cdot g \cdot H_2 + \Delta p_2 \quad (\text{Pa}) \text{ iar } p_v \text{ se substituie cu ecuația determinată mai sus:}$$

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot (H_1 - H_3) - \rho \frac{v_3^2}{2} - \Delta p_1 + \rho \cdot g \cdot H_3 = p_2 + \rho \cdot g \cdot H_2 + \Delta p_2 \quad (\text{Pa}). \text{ După simplificări se determină termenul ce conține viteza } v_3 :$$

$$\rho \frac{v_3^2}{2} = p_1 - p_2 + \rho \cdot g \cdot (H_1 - H_2) - \Delta p_1 - \Delta p_2 \quad (\text{Pa}) \text{ în care:}$$

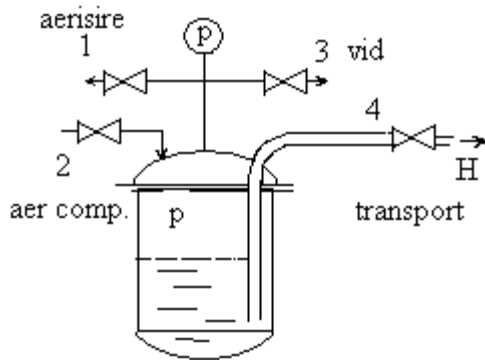
$$(H_1 - H_2) = H \quad \text{și} \quad \Delta p_1 + \Delta p_2 = \Delta p_p$$

Se obține pentru viteză o relație de forma:

$$v = \sqrt{2 \left(H \cdot g + \frac{p_1 - p_2}{\rho} - \frac{\Delta p_p}{\rho} \right)} \quad (\text{m/s}), \text{ ce permite și calculul debitului mediu transportat cu sifonul.}$$

Montejusul

Este un utilaj static cu funcționare discontinuă și servește la transportul pe verticală a lichidelor corozive. În mod obișnuit monteajul constă dintr-un recipient cilindric cu fund bombat pentru a rezista la presiune și cu un capac demontabil. În capac sunt practicate toate racordurile necesare pentru umplere, evacuare cât și legăturile la vid sau aer comprimat, pentru aerisire etc.



Funcționarea discontinuă presupune alimentarea monteșului ce se realizează prin absorbția cu ajutorul vidului a lichidului transportat, apoi se aerisește utilajul stabilindu-se și circuitul de transport. Urmează apoi alimentarea cu aer comprimat, realizându-se forța motrice pentru transport, se urmărește nivelul în monteș pentru a se stabili faza finală a transportului, când urmează o nouă aerisire în vederea realimentării utilajului cu lichidul transportat.

Presiunea aerului comprimat necesar pentru funcționarea monteșului se stabilește cu ecuația Bernoulli:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot H + \rho \frac{v^2}{2} + \Delta p_p \quad (\text{Pa}) \quad \text{în care:}$$

p_0 – presiunea în utilajul în care ajunge lichidul (Pa)

H – înălțimea de ridicare (m)

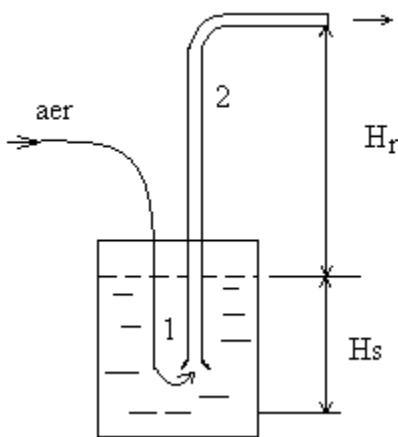
v – viteza medie în conducta de transport (m/s)

Δp_p – pierderile de presiune pe conducta de transport (Pa).

Monteșul are o productivitate mică, necesită multă manoperă și observarea permanentă în timpul exploatarei. Există și monteșuri numite pulsometre la care manevrele se fac automat după un program prestabilit, acestea funcționând în medii foarte nocive de exemplu la transportul acidului cianhidric.

Pompa cu aer – pompa Mammot – pompa gaz lift

A fost utilizată la scoaterea apei din mină sau a noroiului din sonde.



Funcționare:

În puțul 1 se află scufundată conducta de transport 2. Aerul este trimis la baza acestei conducte servind la realizarea unei emulsii aer-lichid cu o densitate $\rho_{em} < \rho_l$ unde ρ_l – densitatea lichidului transportat.

Din egalarea presiunilor hidrostatice se poate determina înălțimea de ridicare:

$$H_s \cdot \rho_l \cdot g = (H_s + H_R) \cdot \rho_{em} \cdot g \quad (\text{Pa}) \text{ din care rezultă:}$$

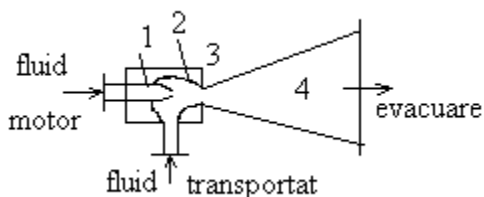
$$H_R = H_s \cdot \frac{\rho_l - \rho_{em}}{\rho_{em}} \quad (\text{m}).$$

Înălțimea de ridicare este cu atât mai mare cu cât densitatea emulsiei este mai mică, adică cu cât este mai mare debitul de aer trimis prin conductă.

O altă utilizarea a pompei mammut se referă la transportul sfeclei din băile de spălare la fabricarea zaharului.

Injectoarele și ejectoarele

Sunt utilaje statice de construcție identică în care pentru transport se face transfer de impuls de la un alt fluid motor.



Fluidul motor are la ieșirea din duză (1) o viteză mare datorită îngustării secțiunii de curgere. Creșterea acestei viteze determină local în vecinătatea duzei o scădere a presiunii statice lucru ce favorizează aspirația fluidului transportat. În confuzor (2) cele două fluide sunt amestecate, are loc un transfer de impuls în mod direct, și în conul difuzor (3), o dată cu creșterea secțiunii de curgere are loc o creștere a presiunii statice suficientă pentru a se transporta în continuare amestecul celor două fluide. Ca fluid motor se poate utiliza aerul, aburul sau un alt gaz cu o presiune de 1 până la 7 at.

Injectoarele sunt ieftine, ușor de exploatat, pot fi executate din materiale rezistente la coroziune, pot fi utilizate și pentru transportul suspensiilor sau emulsiilor.

Au ca dezavantaj un randament mic 15-30%, și necesită debite mari de fluide motoare.

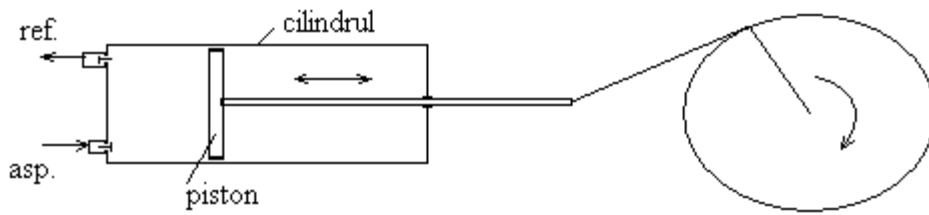
2. Pompe cu elemente mobile.

A.1 Pompe volumice cu pistoane cu miscare alternativă

Principiul de funcționare se bazează pe deplasarea unui volum de lichid. Aceste pompe se construiesc în următoarele variante:

1. pompe cu piston disc
2. pompe cu plunjer
3. pompe cu pernă de lichid
4. pompe cu membrană

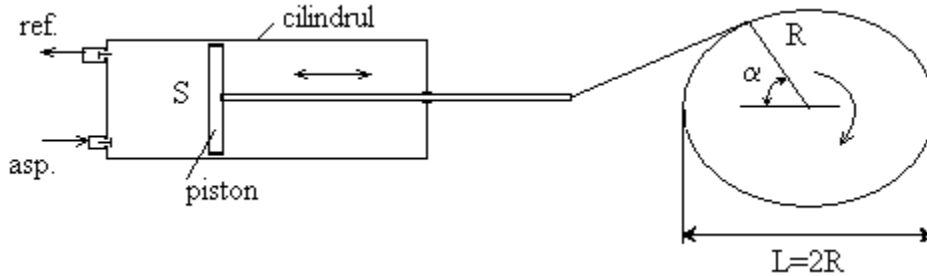
1. Pompe cu piston disc – sunt utilizate pentru transportul lichidelor cu debite relativ mici dar la presiuni ridicate.



Principiul de funcționare se bazează pe transformarea mișcării rotative a sistemului de acționare într-o mișcare alternativă a pistonului într-un cilindru. În faza de aspirație, adică la deplasarea pistonului spre dreapta în figura de mai sus, datorită creării unei depresiuni în interiorul cilindruului, are loc deschiderea supapei de aspirație și pătrunderea lichidului în interiorul pompei. La deplasarea în sens invers, are loc refularea pompei, deschiderea supapei de evacuare iar lichidul este evacuat pe conducta de refulare.

Debitul pompelor cu piston

Se pornește de la debitul momentan de lichid:



$M_v = \frac{dV}{dt}$, și de la expresia variației debitului funcție de viteza unghiulară ω .

$$dV = S \cdot dx = S \cdot R \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha = S \cdot R \cdot \sin \alpha \cdot \omega \cdot dt = \omega \cdot S \cdot R \cdot \sin \alpha \cdot dt$$

Se obține pentru debitul instantaneu o relație de forma:

$$M_v = \omega \cdot S \cdot R \cdot \sin \alpha \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad \text{în care:}$$

$\omega = 2\pi n$ - viteza unghiulară, n - turatia (rot/sec)

S - secțiunea interioară a cilindruului (m^2)

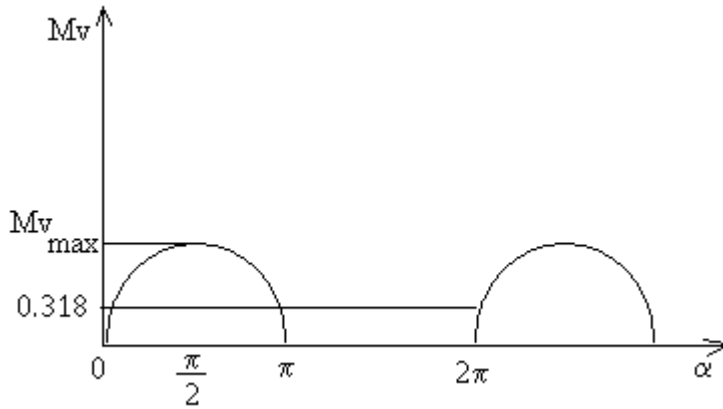
R - raza manivelei sau $L=2R$ unde L - lungimea cursei pistonului (m).

Pentru $\alpha=0 \Rightarrow \sin \alpha=0 \Rightarrow M_v=0$

$$\alpha=\pi/2 \Rightarrow \sin \alpha=1 \Rightarrow M_v = M_{v\max} = \omega SR$$

$$\alpha=\pi \Rightarrow \sin \alpha=0 \Rightarrow M_v=0$$

Reprezentarea grafică a debitului funcție de unghiul α ne arată o variație sinusoidală.



Pentru determinarea debitului mediu se poate obține o relație de forma:

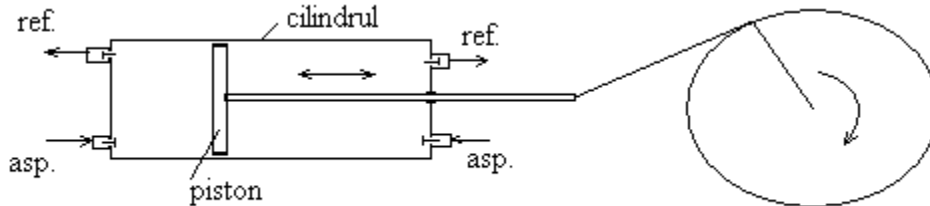
$$M_{v \text{ mediu}} = n S 2R = n S L \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

Pentru a determina corelația între debitul mediu și cel maxim se calculează raportul lor:

$$\frac{M_{v \text{ mediu}}}{M_{v \text{ max}}} = \frac{n \cdot S \cdot 2 \cdot R}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot S \cdot R} = \frac{1}{\pi} = 0.318$$

Se observă ușor că debitul unei pompe cu piston este neuniform și pulsatoriu. Pentru a uniformiza debitul și pentru a-l crește spre valoarea maximă se construiesc pompe cu dublu efect (duplex), cu triplu efect, sau multi efect.

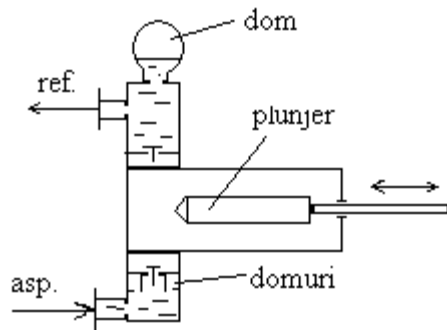
Pompa cu dublu efect – este o pompă cu piston disc la care funcționează și partea din spatele pistonului existând și pe această zonă supape de aspirație și de refulare.



La o pompă multi efect se cuplează mai multe pompe normale pe un ax cotit astfel încât dacă o pompă se găsește în faza de aspirație atunci una sau mai multe pompe se găsesc în faza de refulare la diferite momente, obținându-se astfel un debit rezultat destul de uniform. Pompele lucrează în paralel, debitând toate pe aceeași conductă.

Pompa cu piston plunjer

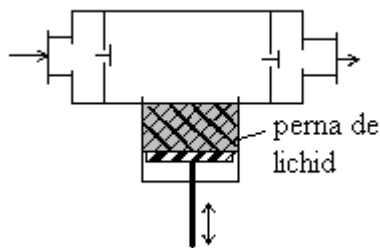
Pompele cu piston disc nu pot transporta lichide cu fază solidă în suspensie deoarece există riscul ca supapele sau pistonul să se blocheze. Se construiesc pompe la care pistonul are o secțiune mai redusă decât cilindrul neexistând o frecare directă între piston și cilindrul pompei. Deasemenea supapele se construiesc în așa fel încât să se evite blocarea lor. Pompele cu piston plunjer au prin construcție o cameră numită *dom* în care există o pernă de aer cu scopul uniformizării debitului atât în faza de aspirație cât și în cea de refulare.



Domuri pot exista atât pe traseul de refulare cât și pe cel de aspirație.

Pompa cu pernă de lichid

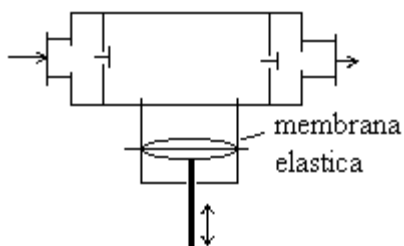
Este utilizată pentru transportul pe distanțe scurte a unor lichide corozive sau agresive.



Între piston și lichidul de transportat se află un strat sau o pernă de lichid necoroziv și nemiscibil cu lichidul de transportat, de exemplu ulei de parafină. Se evită în felul acesta contactul direct între elementele în mișcare a pompei și fluidul agresiv transportat.

Pompa cu membrană

Are o construcție asemănătoare cu a pompelor cu pernă de lichid dar se înlocuiește perna de lichid cu o membrană elastică din cauciuc, piele, pânză împregnată sau alte materiale elastice. Membrana asigură etanșarea perfectă și permite realizarea unui debit suficient pentru o deplasare relativ mică avându-se în vedere că poate fi acționată cu o frecvență ridicată.



A.2 Pompe cu pistoane rotative

Pompele volumice ale căror organe execută mișcări de rotație sunt utilizate în mod frecvent în toate ramurile industriale și în mod special unde nu pot fi utilizate pompele centrifuge sau pompele cu

piston cu mișcare alternativă. Cu precădere sunt folosite acolo unde se cer debite continue la presiuni ridicate, iar lichidele se caracterizează prin vâscozități mari.

La aceste pompe pistoanele au forme profilate rezultate din calcule de proiectare specifice tipului constructiv al pompei. Spațiul de aspirație este separat de cel de refulare chiar prin intermediul pistoanelor și din acest motiv aceste pompe nu mai au supape.

Pompa cu roți dințate

Sunt pompe utilizate pentru debite relativ mici dar presiuni extrem de ridicate până la 300ata.

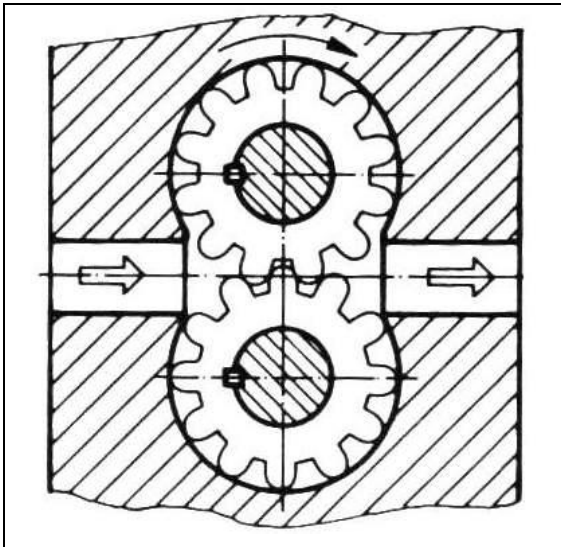


Fig. . Pompa cu roți dințate

Pistoanele în forma unor roți dințate se rotesc angrenându-se etanș între ele și față de pereții interiori ai carcasei. Una din roți este acționată numindu-se roată conducătoare iar cealaltă este numită roată condusă. Lichidul este divizat în mai multe elemente volumice ce sunt preluate în spațiul dintre dinți și carcasă, transportându-se din zona de aspirație către cea de refulare. Existența mai multor zone de etanșare între dinți și carcasă împiedică curgerea în sens invers asigurându-se totodată presiunile ridicate pe care le crează această pompă.

Debitul pompei cu roți dințate poate fi determinat cu relația:

$$M_v = \eta_v \cdot 2 \cdot s \cdot b \cdot z \cdot n \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad \text{în care:}$$

η_v – randamentul volumic

2 – numărul de roți dințate

s – aria secțiunii transversale a spațiului dintre dinți egală cu aria secțiunii unui dinte (m^2)

b – lățimea unui dinte sau interioară a carcasei (m)

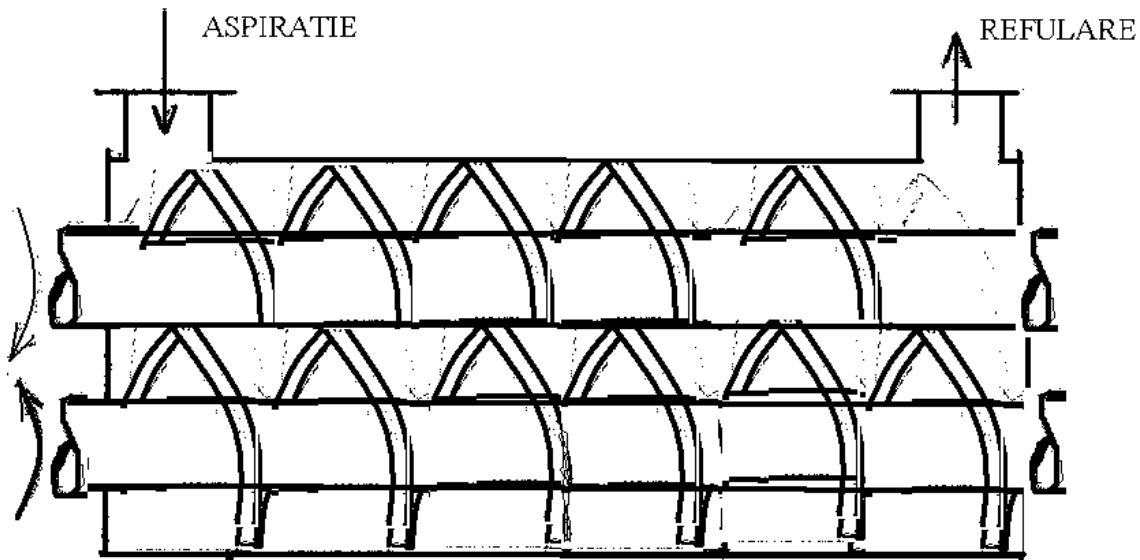
z – numărul de dinți pe o roată

n – turația (rot/s)

Pompele cu roți dințate pot transporta lichide cu viscozitate foarte mare de exemplu topituri de polimeri, nu pot transporta suspensii, au uzură mare și funcționare zgomotoasă când intervine uzura.

Pompa cu șnecuri

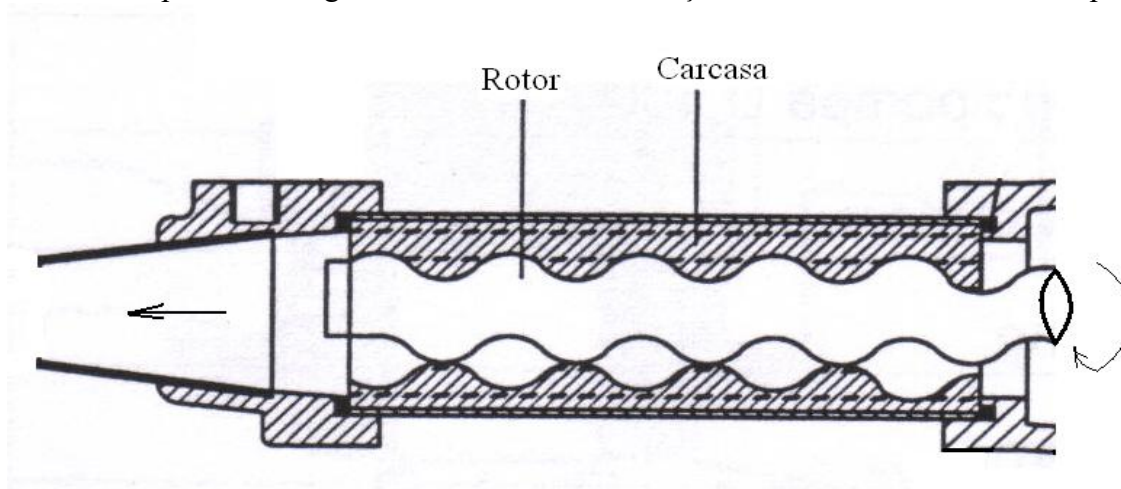
Este denumită astfel datorită faptului că pistoanele au un profil elicoidal asemănător spirelor unui șurub.



În interiorul carcasei se rotesc cele două pistoane dintre care unul este acționat iar celălalt este condus. Flancurile spirelor sunt în contact permanent astfel că se asigură o etanșare între cele două pistoane dar și între acestea și carcasă. Lichidul este preluat din zona de alimentare, divizat de cele două pistoane și transportat prin spațiul dintre pistoane și carcasă către evacuare. Datorită frecărilor intense, o dată cu transportul se poate realiza o amestecare foarte bună, o lichefiere (topire) sau alte operații de exemplu stoarcerea uleiului din semințe. Presiunea pe care o poate crea pompa cu șnecuri (până la 100ata) poate fi folosită la profilarea unor materiale prin atașarea unui cap de extrudare la evacuarea pompei.

Pompa mono sau cu șurub elicoidal

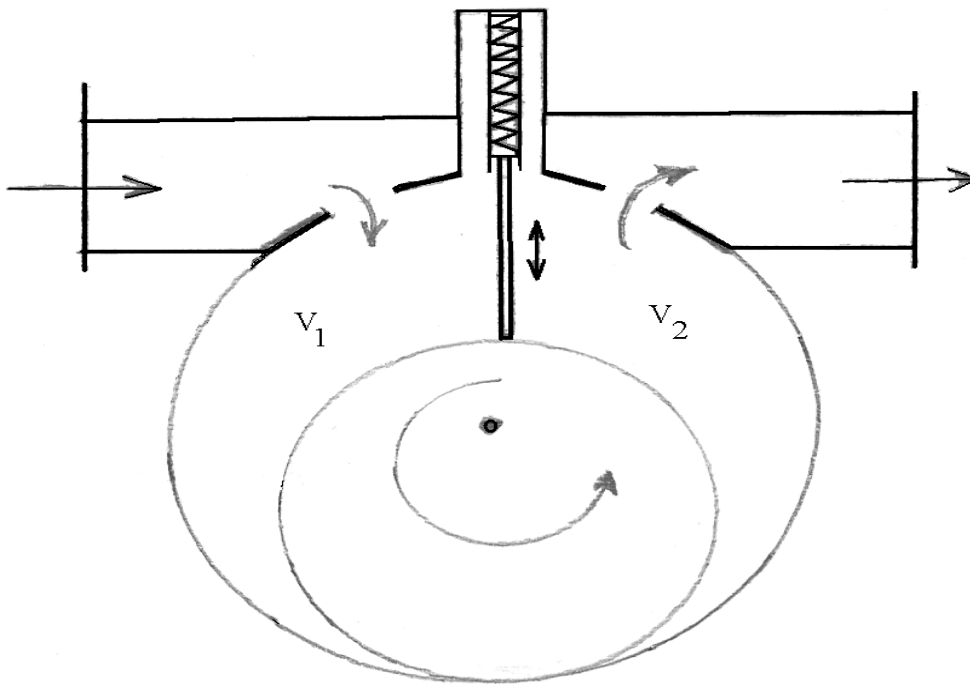
Pompa are un singur rotor elicoidal ce se rotește într-o carcasă deasemeni cu profil elicoidal.



Rotorul este dintr-un material de obicei metalic bine lustruit, iar statorul din cauciuc sau un alt material flexibil introdus într-o țevă. Rotorul execută o mișcare de rotație dar și o ușoară mișcare de revoluție. Prin aceste mișcări între rotor și stator se generează volume individuale care avansează dispre aspirație spre refulare lichidul fiind astfel transportat. Pompa mono debitează uniform, are o funcționare liniștită și poate realiza presiuni de până la 25 ata. Are multiple utilizări pentru transportul suspensiilor, a siropurilor, pastelor, nămolului etc.

Pompa cu tambur excentric și lamelă culisantă în stator

Rotorul pompei este amplasat excentric în carcasă și execută o mișcare de rostogolire pe peretele interior al acesteia generând două volume în formă de semilună.

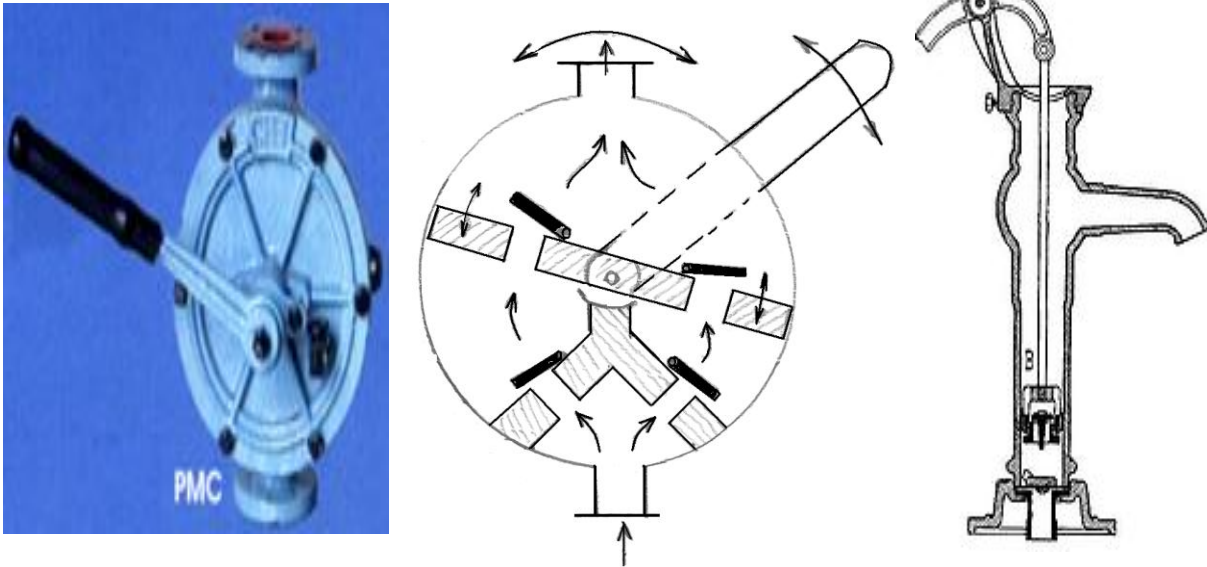


Lamela culisantă se ridică și coboară într-un locaș practicat în stator asigurând separarea celor două spații de aspirație și refulare. Volumele în formă de semilună, o dată cu rostogolirea rotorului, cresc din punct de vedere a zonei de aspirație și descresc din punct de vedere a zonei de refulare, realizându-se astfel transportul lichidului. Pompa cu tambur excentric debitează continuu, dar cu un debit relativ mic

Pompa de mână

Este o pompă volumică cu o construcție și funcționare mai deosebită. În carcasa cilindrică a pompei basculează un plan diametral etanș față de carcasa, prevăzut cu două supape de evacuare. Supapele de aspirație sunt montate pe doi pereți radiali fixe care împreună cu planul diametral împart corpul pompei în patru compartimente, I și II de volum fix și III și IV cu volume variabile funcție de poziția planului diametral. Poziția acestui plan se modifică prin acționarea pompei prin intermediul unei manete solidară cu axul pompei. Prin bascularea manuală a planului diametral, volumul camerelor variabile III și IV se modifică permițând aspirația când volumul crește și refularea când volumul se

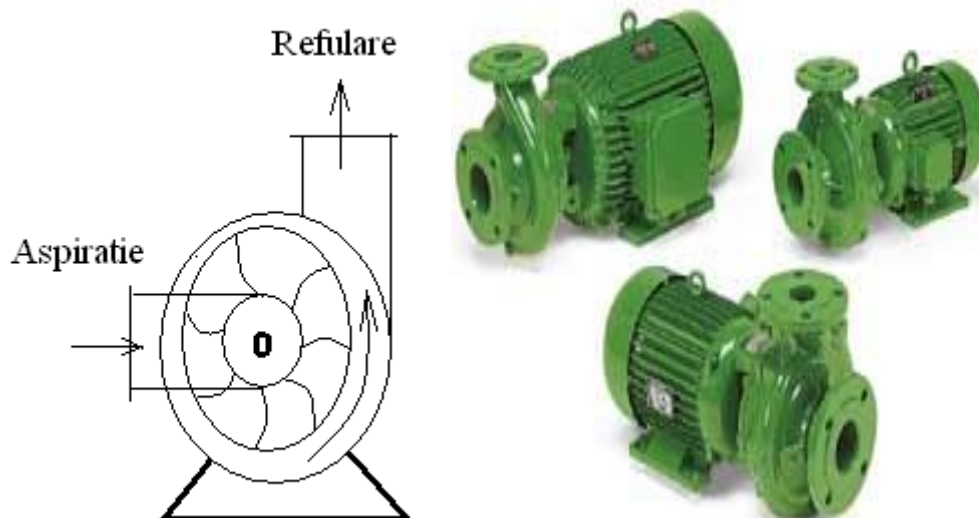
micșorează. Camera I se află în legătură cu rezervorul din care se transportă lichidul iar camera II reprezintă spațiul de refulare aflat în legătură cu spațiul în care se transportă lichidul.



Există constructiv o gamă mai largă de pompe de mână pentru diferite utilizări cum ar fi scoaterea apei din puțuri, pomparea uleiului din butoaie, a altor produse petroliere din bazine, amorsarea unor instalații etc.

Pompa centrifugă

Sunt cele mai răspândite dintre toate tipurile constructive existente în lume. Tendința actuală este aceea de a se utiliza astfel de pompe chiar în domeniile în care în mod obișnuit se utilizează pompe volumice, respectiv în domeniul debitelor relativ mici și a presiunilor ridicate. Aceasta se datorează simplității constructive, a dimensiunilor de gabarit mici și a cheltuielilor de exploatare mai reduse. Totodată, pompele centrifuge au rotorul cuplat direct la electromotor și prin utilizarea turațiilor mari se pot atinge pe refulare presiuni mari ca și la pompele cu piston.



În construcția clasică o pompă centrifugă conține o carcasă în care se amplasează puțin excentric un rotor cu palete acționat de un arbore. Carcasa are un racord de aspirație montat în poziție axială, și un racord de refulare în poziție tangențială.

Deasemeni, carcasa are o formă constructivă de cochilie de melc, astfel încât secțiunea spațiului dintre rotor și carcasă să crească continuu spre racordul de refulare.

Tipuri de pompe centrifuge

Pompele centrifuge se pot clasifica după mai multe criterii:

1. După presiunea creată pe refulare
 - a. Pompe de joasă presiune $H_{me} < 20$ m col. apă
 - b. Pompe de presiune medie $H_{me} = 20 \dots 50$ m col. apă
 - c. Pompe de presiune înaltă $H_{me} > 50$ m col. apă
2. După tipul constructiv al rotorului
 - a. Cu rotor deschis – numai cu palete
 - b. Cu rotor semiînchis – cu palete pe rotor
 - c. Cu rotor închis – cu palete în rotor
3. Cu sau fără stator
4. După modul cum se face aspirația
 - a. Cu o singură aspirație
 - b. Cu dublă aspirație
5. După numărul de rotoare montate pe arbore
 - a. Monoetajate – un singur rotor
 - b. Multietajate – mai multe rotoare

Principiul de funcționare

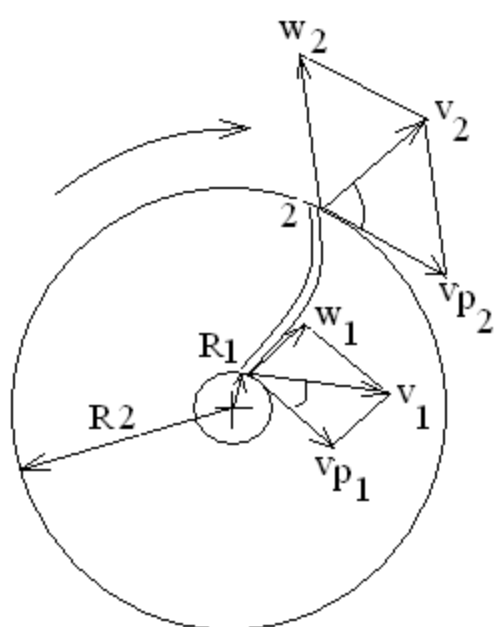
Înainte de a se pune în funcțiune, pompa centrifugă trebuie amorsată, adică trebuie umplută cu lichid. Dacă pompa este amplasată sub nivelul lichidului din spațiul de aspirație, umplerea se realizează de la sine pe principiul vaselor comunicante. În caz contrar umplerea se realizează prin turnarea lichidului în pompă prin intermediul unui dop existent la partea superioară a pompei sau dacă există posibilitatea se aspiră lichidul în pompă prin intermediul unei pompe de vid.

Se manevrează robinetele existente astfel ca aspirația să fie deschisă iar robinetul de pe conducta de refulare să fie închis.

Se pornește electromotorul ce acționează pompa, apoi se începe prin deschiderea robinetului de pe refulare să se transporte lichidul. Prin intermediul acestui robinet de stabilește debitul transportat. Oprirea pompei presupune întâi închiderea acestui robinet și apoi oprirea electromotorului.

Ecuția fundamentală a pompelor centrifuge

A fost stabilită de Euler în anul 1800.



Presupunem că un element de fluid ajuns pe paletă execută o mișcare complexă, atât în lungul paletei cât și circular o dată cu paleta. Vom nota componenta vitezei în lungul paletei cu w astfel la intrarea în pompă componenta de viteză tangențială la paletă va fi w_1 iar la ieșire w_2 .

Pentru mișcarea circulară adică tangențială la cercul de rotație în zona de aspirație vom nota viteza periferică vp_1 iar pentru zona de refulare viteza periferică vp_2 . Din compunerea celor două viteze vor rezulta vitezele absolute cu care se deplasează lichidul între palete v_1 la intrare și v_2 la ieșire. Notăm cu φ_1 unghiul dintre rezultanta v_1 și viteza periferică vp_1 , iar cu φ_2 unghiul dintre rezultanta v_2 și viteza periferică vp_2 la ieșire.

Folosind ecuația Bernoulli se poate calcula energia transferată lichidului prin intermediul paletelor rotorului.

Se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

- rotorul se află în poziție orizontală astfel ca energia potențială a lichidului să nu se modifice între intrare și ieșire
- curgerea între palete se face fără frecare adică folosim un fluid ideal
- se consideră că fluidul curge în lungul paletei, aceasta stând pe loc.

Ecuția de bilanț energetic ar fi următoarea pentru curgerea în lungul paletei va fi:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} + Lmc = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} \quad (\text{j/Kg}) \text{ în care:}$$

Lmc – lucrul mecanic datorat acțiunii forței centrifuge ce se poate determina cu relația:

$$L_{mc} = \int_{R_1}^{R_2} F_c \cdot dR = m\omega^2 \int_{R_1}^{R_2} R \cdot dR = m \frac{\omega^2}{2} (R_2^2 - R_1^2) = m \frac{\omega^2 R_2^2 - \omega^2 R_1^2}{2} \quad (j/Kg)$$

Deoarece produsul între ω și R este o viteză periferică, temenul devine:

$$L_{mc} = \frac{v_{p2}^2 - v_{p1}^2}{2} \quad (j/Kg), \text{ și înlocuit în prima relație obținem:}$$

$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} + \frac{v_{p2}^2 - v_{p1}^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2}$ (j/Kg). Din această ecuație punem în evidență termenii ce nu conțin viteze astfel:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{v_{p2}^2 - v_{p1}^2}{2} \quad (j/Kg).$$

Privind pompa din punct de vedere exterior putem scrie un bilanț al energiei totale astfel:

Dacă la intrare lucrul mecanic este $L_1 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2}$ iar la ieșire va fi $L_2 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}$ (j/Kg). Atunci energia mecanică transferată lichidului prin intermediul rotorului va fi:

$$L_m = L_2 - L_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (j/Kg)$$

În această ecuație putem înlocui relația anterioară astfel încât să obținem o ecuație numai în termeni de viteză:

$$L_m = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{v_{p2}^2 - v_{p1}^2}{2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (j/Kg)$$

Aplicând teorema lui Pitagora generalizată:

$$w_1^2 = v_1^2 + v_{p1}^2 - 2v_1 v_{p1} \cos \varphi_1$$

$$w_2^2 = v_2^2 + v_{p2}^2 - 2v_2 v_{p2} \cos \varphi_2$$

adică primul termen din ecuația de mai sus devine:

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{v_{p1}^2 - v_{p2}^2}{2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + v_2 v_{p2} \cos \varphi_2 - v_1 v_{p1} \cos \varphi_1 \quad \text{și înlocuind în}$$

relația lucrului mecanic se obține:

$$L_m = v_2 v_{p2} \cos \varphi_2 - v_1 v_{p1} \cos \varphi_1 \quad (j/Kg) \text{ iar prin împărțirea la } g \text{ se obține o relație în}$$

termeni de înălțime:

$$\frac{L_m}{g} = H_m = \frac{v_2 v_{p2} \cos \varphi_2 - v_1 v_{p1} \cos \varphi_1}{g} \quad (m), \text{ ce reprezintă } \mathbf{in\check{a}l\check{t}imea}$$

manometrică ideală a unei pompe centrifuge.

Uzual la construcția pompelor centrifuge aspirația este perpendiculară pe axa de rotație deci $\varphi_1=90^\circ$, $\cos \varphi_1=0$ și ecuația devine:

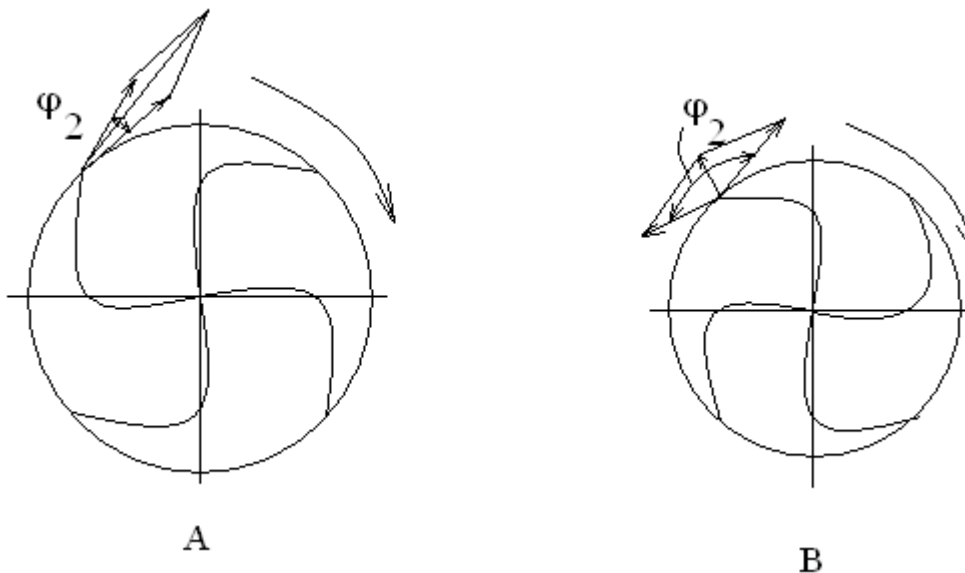
$$H_m = \frac{v_2 v_{p2} \cos \varphi_2}{g} \quad (\text{m}).$$

Se obișnuiește ca această înălțime să fie considerată ideală deci H_{mi} iar pentru practică se va calcula o înălțime manometrică efectivă:

$$H_{me} = H_{mi} \cdot k \cdot \eta_h = k \cdot \eta_h \cdot \frac{v_2 v_{p2} \cos \varphi_2}{g} \quad (\text{m}), \text{ în care:}$$

$k=0.56 \div 0.84$ - coeficient ce ține seama de existența unui număr finit de palete,
 η_v – randament hidraulic.

Influnța geometriei paletei asupra înălțimii manometrice și a debitului pompei centrifuge



Funcție de sensul de rotație și de curbura paletei față de acest sens putem considera că există două cazuri limită constructive, fig. A și fig. B.

În fig.A paletele au curbura în sensul de rotație, prin urmare unghiul φ_2 tinde spre valoarea minimă 0° iar $\cos \varphi_2 = 1$, se observă că rezultanta v_2 are o valoare mare comparativ cu v_{p2} ceea ce conduce la o valoare mare pentru $H_{me} = H_{m_{max}}$.

Pentru cazul 2, în fig.B, se obține un unghi φ_2 ce tinde la 90° , iar pentru rezultanta v_2 se realizează o valoare mică comparativ cu v_{p2} , în concluzie se atinge o valoare minimă pentru $H_{me} = H_{m_{min}}$.

În concluzie teoretic ar trebui să construim pompe centrifuge cu paletele curbate în sensul rotației, aceste pompe realizând înălțimi manometrice maxime.

Pentru stabilirea debitului realizat de o pompă funcție de geometria paletei se procedează la scrierea ecuației rezultante după desfășurarea paletelor astfel:

$$Mv = b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 - np \cdot \delta p) v_{r2} = b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 - np \cdot \delta p) v_2 \sin \varphi_2 \quad (\text{m}^3/\text{s}) \text{ în care:}$$

b_2 – înălțimea unei palete

D_2 – diametrul exterior al rotorului sau al paletelor

np – numărul de palete pe rotor
 δp – grosimea unei palete
 v_{r2} – viteza radială de ieșire din rotor.

Funție de unghiul φ_2 se observă că pentru primul caz fig.A, debitul realizat de pompă tinde la 0, iar pentru cazul 2, fig.B, se obține un debit maxim. De data aceasta concluzia ar fi că trebuie să construim pompe cu palete curbate în sens invers al rotației pentru a obține debite maxime.

Cele două concluzii sunt antagonice, rezultând că se pot construi pompe centrifuge între cele două limite iar prin curbura paletelor putem asigura valori potrivite pentru debit și înălțime manometrică nu ambele limite în același timp.

Diagramele caracteristice ale unei pompe centrifuge

Criteriile după care pot fi apreciate calitățile unei pompe sunt parametri funcționali pe care-i poate realiza aceasta supusă la diferite regimuri de funcționare.

Pe baza relațiilor scrise pentru calculul parametrilor pompei se pot stabili următoarele dependențe teoretice:

$Mv \approx n$ -debitul volumic proporțional cu turația

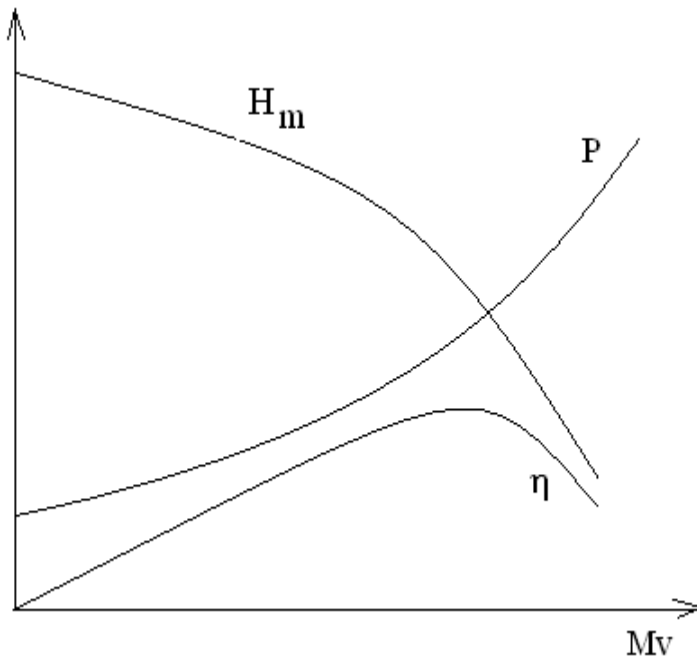
$H_m \approx n^2$ -înălțimea manometrică proporțională cu pătratul turației

$P = Mv \cdot H_m \approx n^3$ -puterea consumată este proporțională cu turația la cub.

Dependențele reale ale pompei se obțin prin încercarea acesteia pe un stand de probă. Încercările se fac fie la turație constantă și debit variabil de obicei, sau la debit constant și turație variabilă.

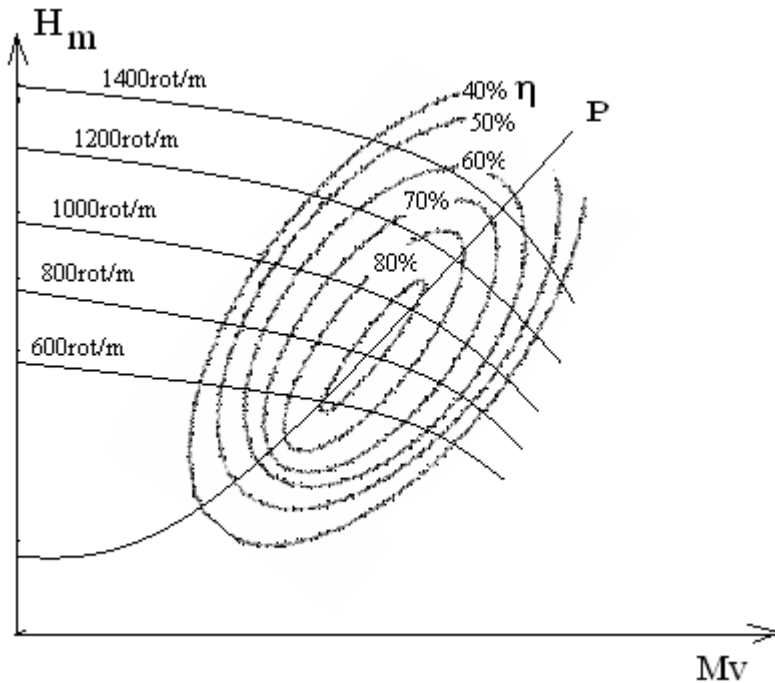
Rezultatele obținute sunt transpuse în grafice sau diagrame.

Pentru o pompă centrifugă încercarea la turație constantă conduce la o diagramă numită *caracteristica constructivă a pompei*:



Folosind caracteristica pompei se poate determina punctul de funcționare al acesteia cât și influența unor parametri asupra acestui punct.

Dacă pompa se încercă la turații diferite se obține pentru fiecare încercare o reprezentare asemănătoare. Toate acestea pot fi cuprinse într-o singură diagramă numită *caracteristica universală a pompei*:



Se constată existența unei zone de randament mare. Deasemeni creșterea turației determină creșterea înălțimii manometrice, a puterii și randamentului.

Pompe axiale sau cu elice

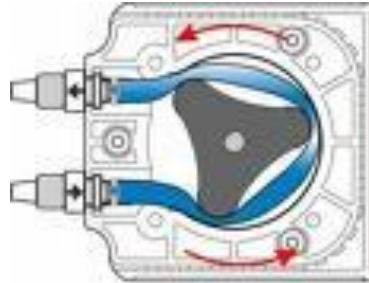
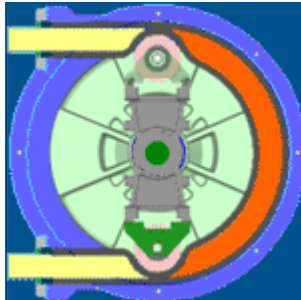
Pompele axiale au căpătat această denumire datorită direcției de curgere a lichidului, acesta se deplasează paralel cu axul arborelui de acționare. Constructiv pompa cuprinde un rotor care se rotește într-o carcasă tubulară de diametru ceva mai mare.



Rotorul constă dintr-un butuc pe care sunt fixate palete cu profil elicoidal. Se poate face o analogie între rotorul pompei și elicea de avion sau de vapor. Astfel, la rotire, rotorul tinde să se înșurubeze în lichid, dar spre deosebire de avion sau vapor, rotorul nu se poate deplasa axial, lichidul

fiind acela care se deplasează din față spre spatele rotorului. Datorită formei elicoidale a paletelor și funcționării analoage cu cea a elicei de avion sau de vapor, pompele axiale se mai numesc și pompe elicoidale.

Pompa peristaltică



Este realizată dintr-o conductă flexibilă dispusă într-o carcasă. Există un rotor ce este asimetric, acesta în timpul unei rotații apasă pe conductă separând un element de fluid și îl deplasează către refulare.

Se folosește pentru realizarea unor debite relativ mici dar ușor controlabile de exemplu în medicină pentru pomparea fluidelor, pentru dozarea exactă a unor compuși, etc.

Utilizarea pompelor în instalații

Într-o instalație în care se vehiculează lichide, pompa reprezintă elementul motor al acesteia de aceea dotarea instalației cu tipul de pompă adecvat este de mare importanță pentru funcționarea corectă.

Alegerea pompei și acordarea curbelor caracteristice ale pompei cu cerințele instalației sau ale sistemului – puncte de lucru

Un prim aspect privește la stabilirea condițiilor de lucru ce se referă la natura lichidului cum ar fi: densitatea, viscozitatea, temperatura, presiunea, agresivitatea chimică, toxicitatea, inflamabilitatea, pericolul de explozie, etc.

Urmează apoi determinarea caracteristicii rețelei sau sistemului – H_{ms}- ce se stabilește pentru condițiile cele mai grele în care va funcționa pompa. Se aplică ecuația Bernoulli în termeni de înălțime astfel:

$$H_{ms} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + H_g + \frac{\Delta P_p}{\rho \cdot g} \quad (\text{m}) \text{ în care:}$$

v_1 – viteza lichidului în zona de aspirație se neglijează deoarece are o valoare redusă și se dorește maximizarea mărimii H_{ms}.

Δp_p – se va stabili atât pentru aspirație cât și pentru refulare cu valoarea maximă a vitezei de curgere și se vor suma.

Se înlocuiește viteza v_2 din expresia debitului volumic:

$$v_2 = \frac{4 \cdot M_v}{\pi \cdot d^2}$$

Se obține o ecuație pentru înălțimea manometrică a sistemului funcție de debitul transportat:

$$H_{ms} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + H_g + \frac{\Delta P_p}{\rho \cdot g} + \frac{8 \cdot M_v^2}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot g} \quad (m)$$

Ecuția se reprezintă grafic funcție de diferite valori ale debitului M_v , avându-se în vedere ca să se cuprindă și valoarea maximă a debitului. Pe cât posibil se vor folosi unitățile de măsură de pe ecuația caracteristică a pompei sau se va retrasa pe același grafic și caracteristica pompei. Se observă că cele două caracteristici se intersectează într-un punct notat cu P ce se numește punctul de lucru. Coordonatele punctului P reprezintă debitul volumic maxim realizat și înălțimea manometrică maxim realizată.

Pentru stabilirea unui nou punct de funcționare la apariția unei abateri sau din necesitatea reducerii debitului de alimentare se va modifica caracteristica pompei astfel ca punctul de funcționare să se găsească pe caracteristica rețelei. Evident că noul punct de funcționare va avea coordonatele mai reduse față de punctul anterior considerat de maxim.

Pentru deplasarea punctului de operare spre valori mai mari este necesară fie modificarea caracteristicii rețelei mai greu de realizat, fie modificarea caracteristicii pompei.

Modificarea caracteristicii pompei se poate realiza fie prin creșterea turației acesteia fie prin cuplarea a două pompe.

Cuplarea în paralel a două pompe centrifuge

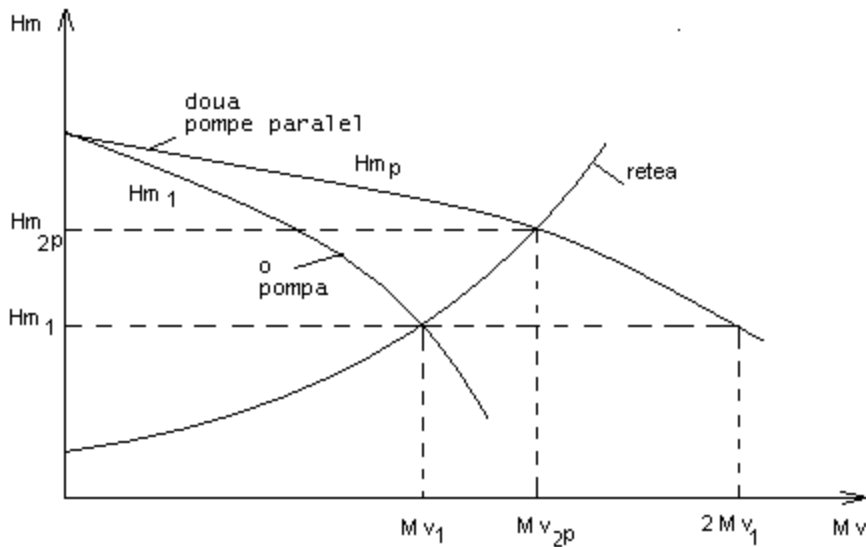
O primă analiză a conectării în paralel a două pompe cu caracteristici identice ar trebui să indice o dublare a debitului realizat pentru aceiași înălțime manometrică astfel:

$$Mv_{2p} = 2 \cdot Mv_1 \quad \text{și} \quad Hm_{2p} = Hm_1 \quad \text{în care:}$$

Mv_{2p} - debitul volumic a două pompe cuplate în paralel (m^3/s)

Hm_{2p} - înălțimea manometrică a două pompe cuplate în paralel (m)

Transpunând pe diagrama caracteristicii rețelei, ansamblul de două pompe ce funcționează în paralel duce la creșterea atât a debitului cât și a înălțimii manometrice dar creșterile sunt mult mai reduse decât în analiza teoretică inițială.



Cuplarea în paralel a două pompe centrifuge

Cuplarea în serie a două pompe centrifuge

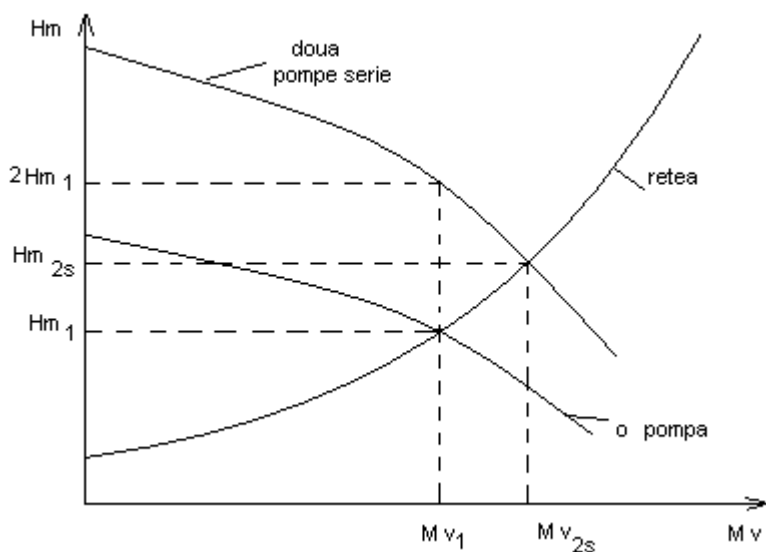
O primă analiză a conectării în serie a două pompe cu caracteristici identice ar trebui să indice o dublare a înălțimii manometrice realizată pentru aceeași debit volumic astfel:

$$Mv_2 = Mv_1 \quad \text{și} \quad Hm_{2s} = 2 \cdot Hm_1 \quad \text{în care:}$$

Mv_{2s} - debitul volumic a două pompe cuplate în serie (m^3/s)

Hm_{2s} - înălțimea manometrică a două pompe cuplate în serie (m)

Pe diagrama caracteristicii rețelei, ansamblul de două pompe ce funcționează în serie duce la creșterea atât a debitului cât și a înălțimii manometrice dar creșterile sunt mult mai reduse decât în analiza teoretică inițială.



Cuplarea în serie a două pompe centrifuge

Cavitația

Este un fenomen negativ care se manifestă în exploatarea pompelor. Cauzele apariției cavitației pot fi:

- înălțimea de aspirație prea mare
- temperatura de lucru a lichidului prea ridicată
- presiunea în zona de aspirație prea mică
- altitudinea prea ridicată a amplasării instalației
- folosirea unor pompe centrifuge cu turație foarte ridicată

Cavitația presupune începerea evaporării lichidului pe conducta de aspirație, bulele de vapori ce apar în interiorul lichidului suferă o dilatare ceea ce conduce la destinderea vaporilor fenomen ce conduce la răcirea acestora și implicit la condensarea vaporilor, adică retransformarea lor în lichid. Fenomenele de apariție și dispariție a vaporilor au loc în intervale de timp extrem de reduse, iar mediul de apariție este un lichid incompresibil, ceea ce duce la manifestări ale fenomenului de cavitație extrem de violente cum ar fi șocuri hidraulice locale și suprapresiuni locale de ordinul sutelor de atmosfere. Aceste solicitări duc la desprinderea unor bucăți sau fragmente din conducta de aspirație cât și din interiorul pompei. Dacă fenomenul continuă se ajunge la distrugerea completă a conductelor și a pompei. Fenomenul de cavitație la exterior este însoțit de zgomote puternice, fructuații ale debitului, oscilații în aparatura de măsură și control, vibrații, etc.

Intern, funcție de natura lichidului pot apărea fenomene electrice, intensificarea coroziunii și electrocoroziune, posibilitatea exploziilor sau alte fenomene inrudite.

Suprafața interioară a pieselor în care s-a manifestat fenomenul de cavitație prezintă neregularități, microfisuri, scobituri etc. O suprafață asemănătoare se poate constata pe rotorul pompelor centrifuge ce au funcționat în apropierea cavitației sau chiar la cavitație.

Din cercetările experimentale efectuate în scopul determinării cauzelor cavitației și lămuririi fenomenelor a rezultat că începutul cavitației este precedat de o creștere a randamentului pompei și a înălțimii manometrice efective.

Pentru a se evita cavitația este necesar ca presiunea lichidului la intrarea în pompă să fie mai mare decât presiunea de saturație a lichidului transportat.

Exploatarea și întreținerea pompelor

Exploatarea reprezintă totalitatea operațiilor care se efectuează în scopul utilizării eficiente a unui utilaj sau a unei mașini la parametri de proiectare pe o perioadă cât mai lungă de timp. În mod obișnuit regulile și indicațiile care trebuie respectate sunt prevăzute de producător în cartea tehnică a pompei.

Montarea pompei

Pompele, în special pompele centrifuge, sunt fixate rigid pe un suport sau o placă metalică numită placă de bază prevăzută cu găuri pentru șuruburi. Placa de bază se montează pe o fundație de beton. Fundația se dimensionează încât să poată prelua trepidațiile care apar în timpul funcționării. Pe placa de bază se montează pompa cât și electromotorul și celelalte elemente de legătură necesare. Între placa de bază și fundație se pot prevedea elemente elastice pentru eliminarea vibrațiilor și zgomotului.

Racordarea conductelor la pompă se realizează de obicei prin intermediul flanșelor strânse cu șuruburi și prevăzute cu garnituri de etanșare. Se va respecta paralelismul între flanșe și preluarea eforturilor ce pot apărea prin realizarea mai multor puncte de sprijin a conductelor. Pentru conductele

de aspirație se va avea în vedere ca pe acestea să nu apară zone de apariție a vaporilor sau staționare a lichidului, se vor prevedea pante de minim 2% pentru a se asigura scurgerea în cazul golirii. Deasemenea conductele de aspirație vor avea numărul minim necesar de coturi. Diametrul conductei de aspirație trebuie să fie identic cu racordul pompei, dacă există diferențe racordarea se realizează prin intermediul unor racorduri de obicei excentrice și cu lungime suficient de mare. În cazul pompelor ce se montează mai sus decât nivelul lichidului în zona de aspirație, pentru menținerea amorsării se vor prevedea sorburi cu supape, acestea fiind montate sub nivelul lichidului din rezervor.

Conducta de refulare trebuie să aibă diametrul interior egal cu al racordului de refulare al pompei, se acceptă lărgirile concentrice. Coturile, dacă sunt necesare se vor amplasa cât mai departe de pompă. Pe conducta de refulare se montează în apropierea pompei un robinet necesar la pornirea pompei și pentru reglarea unui anumit debit. La pompele volumice datorită presiunii extrem de mari realizate se vor prevedea conducte de recirculare ce fac legătura cu aspirația și deasemeni supape de siguranță pe acestea.

În apropierea pompei se montează aparatura de măsură și control, manometre și debitmetre, astfel încât operarea pompei să poată fi urmărită și controlată.

În instalațiile industriale se montează dubluri ale fiecărei pompe și elementele necesare de racordare pentru trecerea rapidă de la o pompă la cealaltă în cazul defectării pompei. Acest lucru se prevede deoarece fiabilitatea pompei este relativ mică față de celelalte utilaje, pompa necesitând și diferite reparații sau întrețineri. Se poate întâmpla ca o pompă să nu pornescă fie din motive electrice sau mecanice sau hidraulice.

Capitolul 2. Transportul și comprimarea gazelor

Lucrul mecanic la comprimarea gazelor se calculează cu relația:

$$L = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV$$

Pentru comprimarea **izotermă**:

$$pV = nRT \Rightarrow p = \frac{nRT}{V}$$

$$L_{iz} = nRT \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V} dV \Rightarrow L_{iz} = nRT \ln \frac{V_1}{V_2}$$

În care se poate substitui raportul $\frac{V_1}{V_2}$ cu raportul $\frac{P_2}{P_1}$ provenit din transformarea gazelor

$$PV = ct \Rightarrow P_1V_1 = P_2V_2$$

$$L_{iz} = nRT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Pentru comprimarea **adiabată**:

$$pV^k = ct \Rightarrow pV^k = p_1V_1^k \Rightarrow p = \frac{p_1V_1^k}{V^k}$$

k- exponent adiabatic, $k = c_p/c_v$

$$L_{ad} = p_1V_1^k \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V^k} dV \Rightarrow L_{ad} = \frac{k}{k-1} p_1V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

sau

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} nRT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Pentru comprimarea **politropă**:

$$pV^m = ct \Rightarrow pV^m = p_1V_1^m \Rightarrow p = \frac{p_1V_1^m}{V^m}$$

m- exponent politrop, $m = 1 \dots k$

$$L_p = p_1V_1^m \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V^m} dV \Rightarrow L_p = \frac{m}{m-1} p_1V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

sau

$$L_p = \frac{m}{m-1} nRT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

Temperatura gazului după comprimare depinde de raportul dintre presiunea finală și presiunea inițială astfel:

$$pV^k = ct \Rightarrow pV^k = p_1V_1^k \Rightarrow p_1^{1/k}V_1 = p_2^{1/k}V_2 \Rightarrow \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} \text{ -pentru adiabată}$$

Deasemenea din relația următoare:

$$\frac{pV}{T} = ct. \Rightarrow \frac{p_1V_1}{T_1} = \frac{p_2V_2}{T_2} \Rightarrow \frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

Prin egalarea celor două relații de mai sus obținem:

$$\frac{p_2}{p_1} \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} \Rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Comprimarea în trepte

Creșterea temperaturii gazului în timpul comprimării duce la creșterea consumului de energie, totodată are loc creșterea temperaturii gazului, fapt ce poate determina distrugerea lubrifiantului, posibilitatea aprinderii acestuia, cât și deteriorarea proprietăților materialelor din care este confecționată mașina de comprimat. Pentru evitarea acestor cazuri, când trebuie să se realizeze presiuni mult mai ridicate, se realizează comprimarea în trepte, iar după fiecare treaptă se realizează răcirea gazului.

Reprezentând procesele pe o diagramă p-v se observă că în cazul comprimării în mai multe trepte cu răcire între acestea se realizează o economie de lucru mecanic.

Calculul lucrului mecanic la comprimarea în trepte

Se consideră că se folosesc două trepte de comprimare cu răcire intermediară.

În prima treaptă se realizează comprimarea de la p_1 la p_2 , iar în treapta a doua de la presiunea p_2 la p_3 .

Se definește raportul de comprimare $z_1 = \frac{p_2}{p_1}$ pentru prima treaptă de comprimare, și $z_2 = \frac{p_3}{p_2}$ pentru a

doua treaptă de comprimare.

Lucrul mecanic pentru prima treaptă va fi:

$$L_I = \frac{m}{m-1} nRT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ [j/Kg]}$$

Iar pentru a doua treaptă va fi:

$$L_{II} = \frac{m}{m-1} nRT_1 \left[\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ [j/Kg]}$$

Lucrul mecanic total necesar:

$$L = L_I + L_{II} = \frac{m}{m-1} nRT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} + \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 2 \right]$$

Din condiția ca paranteza să fie minimă se obține valoarea raportului de comprimare și valoarea lui p_2 .

$$y = \left(\frac{p_x}{p_1}\right)^a + \left(\frac{p_3}{p_x}\right)^a - 2 \Rightarrow y = p_x^a \cdot p_1^{-a} + p_3^a \cdot p_x^{-a}$$

Dacă derivăm și anulăm cu 0 se obține:

$$y' = a \cdot p_x^{a-1} \cdot p_1^{-a} - a \cdot p_3^a \cdot p_x^{-a-1} = 0$$

Sau altfel scris:

$$\frac{p_x^{a-1}}{p_x^{-a-1}} = \frac{p_3^a}{p_1^{-a}} \Rightarrow p_x^{2a} = (p_1 \cdot p_3)^a \Rightarrow p_x^2 = (p_1 \cdot p_3) \Rightarrow \frac{p_x}{p_1} = \frac{p_3}{p_x} = z_1 = z_2$$

În concluzie s-a demonstrat că presiunea intermediară trebuie să fie media geometrică a presiunilor extreme, sau raportul de comprimare trebuie să fie constant.

Uzual valorile raportului de comprimare sunt cuprinse între 3 și 6 depinzând de natura gazului comprimat și de temperatura maximă admisă în urma comprimării.

Calculul numărului de trepte de comprimare

Să presupunem că este necesară comprimarea unui gaz de la presiunea p_1 la p_{n+1} . Se pot defini rapoartele de comprimare pentru fiecare treaptă și raportul total:

$$\frac{p_{n+1}}{p_1} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_3}{p_2} \cdot \dots \cdot \frac{p_{n+1}}{p_n} = z_1 \cdot z_2 \cdot \dots \cdot z_n = z^n$$

Din ultima egalitate se obține valoarea lui n – numărul de trepte de comprimare.

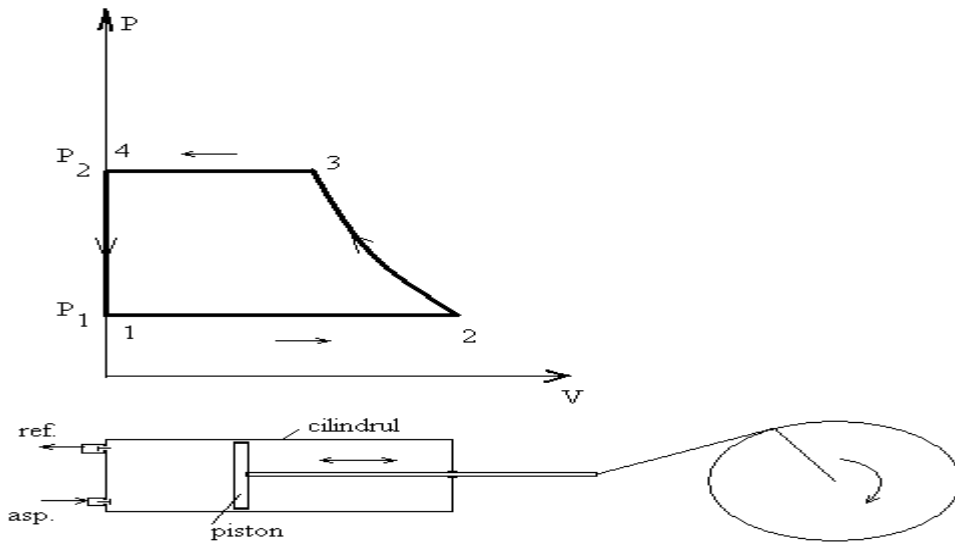
$$n = \frac{\ln \frac{p_{n+1}}{p_1}}{\ln z}$$

Deoarece $z=3\div 6$ rezultă pentru n o valoare practică de maxim 7 trepte obținându-se presiuni de ordinul miilor de atmosfere.

Compresorul teoretic

La un compresor teoretic se presupune că pistonul disc are o grosime infinit mică și deasemenea se neglijează spațiul ocupat de supape. În cursa sa pistonul se deplasează pe întreg volumul cilindrului. Din punct de vedere funcțional, se presupune că nu există nici un fel de rezistențe la închiderea sau deschiderea supapelor și nici un fel de pierderi pe acestea.

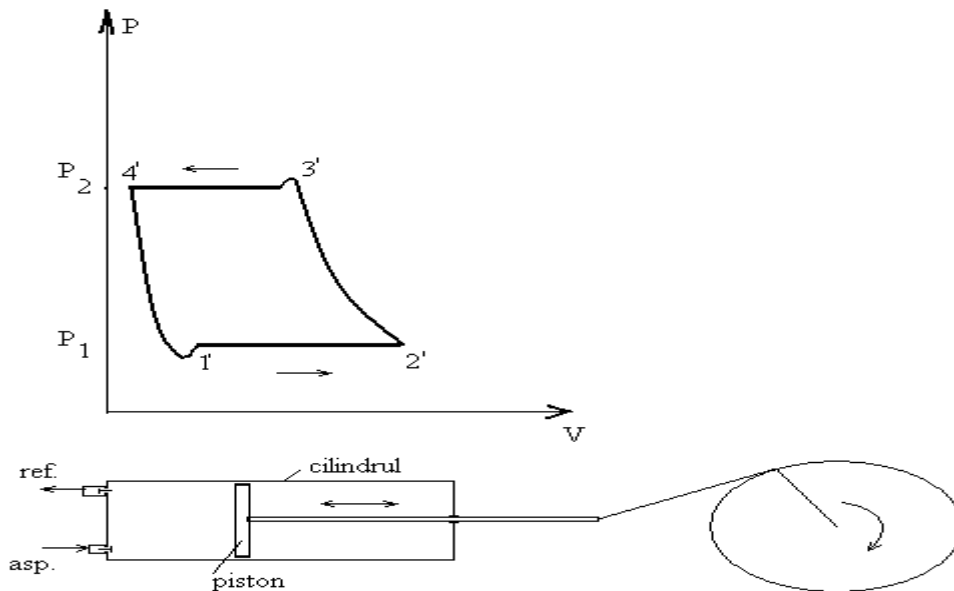
Un ciclu de comprimare la un compresor teoretic arată ca în diagrama de mai jos:



În punctul 1 are loc deschiderea supapei de aspirație și pătrunderea gazului în cilindru până la umplerea acestuia punctul 2 atins de piston. Are loc apoi comprimarea gazului până în punctul 3 când are loc deschiderea supapei de refulare și evacuarea gazului comprimat la presiunea p_2 până la golirea cilindrului corespunzător punctului 4. Se reia apoi un nou ciclu de comprimare din punctul 1.

Compresorul real

La compresorul real nu se mai pot neglija dimensiunile pistonului, volumul ocupat de supape, rezistențele și pierderile prin supape. Volumul descris de piston este mai mic decât volumul cilindrului, iar pentru deschiderea supapelor este necesară o ușoară creștere a presiunii. Diagrama reală va arăta astfel:



Punctele notate cu prim pe diagrama reală sunt poziționate la aceleași presiuni p_1 și p_2 dar corespund unor volume diferite. La aspirație punctul 2' presupune că pistonul nu a ajuns la capătul cilindrului existând o grosime a pistonului și un mic spațiu în spatele pistonului astfel încât acesta să nu lovească

cilindrul, urmează apoi comprimarea gazului iar în punctul 3' trebuie să crească presiunea peste valoarea p_2 pentru a se realiza deschiderea supapei de refulare. După deschiderea supapei, presiunea revine la valoarea prestabilită p_2 . Urmează apoi evacuarea, dar în apropierea supapelor se păstrează o mică distanță necesară mecanic ceea ce presupune că va exista și un volum de gaz ce nu este evacuat și va fi destins politrop din punctul 4' până în punctul 1'. În punctul 1' trebuie realizată o scădere a presiunii sub valoarea p_1 pentru a se deschide supapa de aspirație, apoi se revine la valoarea prescrisă pentru p_1 .

Se poate defini randamentul volumic:

$$\eta_v = \frac{V_{\text{gaz_comprimat}}}{V_{\text{gaz_aspirat}}} \text{ cu valori cuprinse între } 0,8 \div 0,94.$$

Pierderea de presiune la transportul gazului prin conducte lungi

În cazul transportului lichidelor sau a gazelor pe distanțe mici în regim staționar și izoterm pierderile de presiune datorită frecărilor s-au calculat pe baza relației:

$$\Delta p_f = \lambda \frac{L}{d} \rho \frac{v^2}{2} \quad (\text{Pa}) \text{ unde:}$$

L- lungimea conductei (m)

d- diametrul interior al conductei (m)

λ - coeficient de frecare

ρ - densitatea fluidului transportat (Kg/m^3)

v- viteza medie a fluidului în conducta de transport (m/s)

Pentru curgerea gazelor prin conducte lungi pierderea de presiune datorită frecărilor va fi apreciabilă și în consecință presiunea statică în lungul conductei va scădea considerabil. Gazele fiind compresibile se va modifica densitatea cât și viteza în lungul conductei. Următoarea diagramă ne permite evaluarea pierderilor de presiune pe lungimea conductei.

Pentru determinarea pierderilor de presiune prin frecare trebuie rezolvată relația:

$$-\int_{p_1}^{p_2} dp = \frac{\lambda}{2d} \int_0^L \rho v^2 dL \text{ în care s-a presupus că valorile } \rho \text{ și } v \text{ se modifică pe lungimea conductei.}$$

Dacă curgerea este în regim staționar atunci debitul de gaz este constant:

$$Mm = \rho S v = \rho_1 S v_1 = \rho_2 S v_2 = ct \Rightarrow \rho v = \rho_1 v_1$$

Din ecuația de stare a gazelor se obține:

$$pV = p_1 V_1 \cdot \frac{1}{S \cdot t} \Rightarrow p \frac{V}{S \cdot t} = p_1 \frac{V_1}{S \cdot t} \Rightarrow p \cdot v = p_1 \cdot v_1 \Rightarrow v = \frac{p_1 \cdot v_1}{p}$$

Înlocuind în ecuația integralei se obține:

$$-\int_{p_1}^{p_2} dp = \frac{\lambda}{2d} \int_0^L \rho_1 v_1 \frac{p_1 \cdot v_1}{p} dL, \text{ și după separarea termenilor și integrare:}$$

$$-\int_{p_1}^{p_2} p dp = \frac{\lambda}{2d} \rho_1 v_1^2 \int_0^L p_1 dL \Rightarrow \frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \frac{\lambda}{2d} \rho_1 v_1^2 \cdot p_1 \cdot L \Rightarrow p_1^2 - p_2^2 = 2 \Delta p_f \cdot p_1$$

În această expresie putem înlocui mărimea p_2 funcție de p_1 și pierderea de presiune:

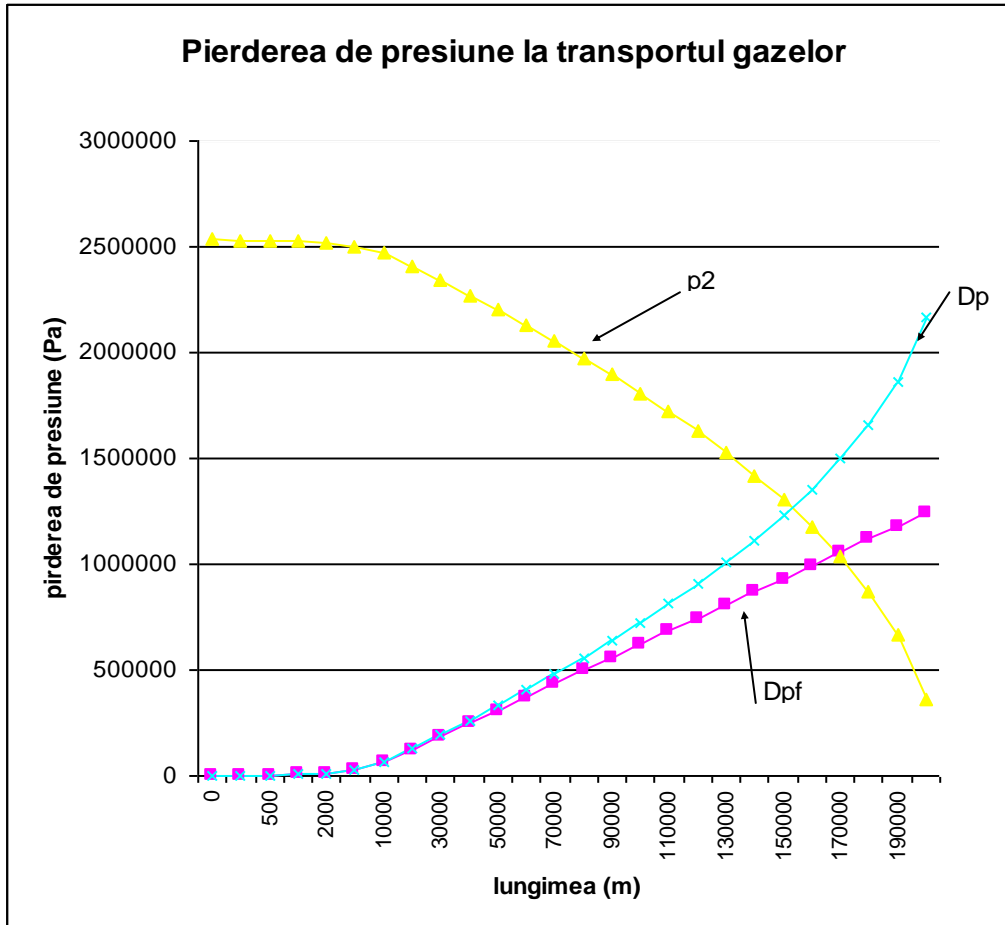
$$\Delta p = p_1 - p_2 \Rightarrow p_2 = p_1 - \Delta p, \text{ iar prin ridicare la pătrat se obține:}$$

$p_2^2 = \Delta p^2 + p_1^2 - 2p_1\Delta p$, expresie ce poate fi înlocuită în relația de mai sus:

$$p_1^2 - \Delta p^2 - p_1^2 + 2p_1\Delta p = 2\Delta p_f \cdot p_1 \Rightarrow \Delta p^2 - 2p_1\Delta p + 2\Delta p_f \cdot p_1 = 0$$

Se obține o ecuație de gradul doi în Δp pentru care o soluție posibilă este:

$$\Delta p = p_1 - \sqrt{p_1^2 - 2\Delta p_f \cdot p_1} \Rightarrow p_2 = \sqrt{p_1^2 - 2\Delta p_f \cdot p_1}$$



S-a considerat că presiunea inițială este de 25ata, diametrul conductei de 50mm, viteza gazului de 5m/s, coeficientul de frecare $\lambda=0.02$.

Se observă că pentru lungimi relativ mici de 10000m=10km pierderile de presiune sunt mici și au o variație identică cu pierderile de presiune prin frecare calculate pentru fluide incompresibile. Pentru lungimi mari 100÷200km pierderile sunt considerabile diferite și există o lungime la care pierderea de presiune egalează presiunea inițială transportul încetând.

Clasificarea mașinilor de comprimat

- Funcție de presiunea de lucru - mașini ce lucrează la presiuni supraatmosferice- ventilatoare, compresoare
- mașini ce lucrează la presiuni subatmosferice - pompe de vid
- Funcție de mișcarea principală - cu mișcare alternativă
- cu mișcare rotativă
- cu efect centrifugal
- Funcție de elementele mobile - mașini fără elemente mobile
- mașini cu elemente mobile

Ventilatoare

Clasificare după circulația gazului

- ventilatoare axiale - aspirație și refulare în lungul axului
- ventilatoare centrifugale –aspirație axială și refulare tangențială
- ventilatoare tangențiale: aspirația se face printr-o parte a rotorului și refularea prin alta parte al acestuia, sunt utilizate în componenta unor utilaje și aparate de condiționarea aerului.

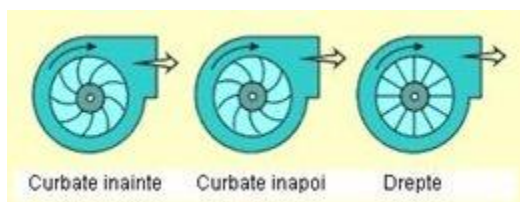
Clasificare după montaj și funcționare :

- Ventilatoare de tubulatură (“in-line”) - cu carcasa cilindrică
- Ventilatoare de perete - în consola
- Ventilatoare montate în agregate (ex : în centrale de tratare)
- Ventilatoare de acoperis
- Ventilatoare de exhaustare (extractie)
- Ventilatoare de introducere

Clasificare după modul de acționare :

- Ventilatoare cu cuplaj elastic
- Ventilatoare cu cuplare directă
- ventilatoare cu rotorul amplasat în axul motorului
- ventilatoare cu rotorul amplasat în exteriorul motorului
- Ventilatoare cu acționare pe curea

Clasificare după tipul paletelor :



- Ventilatoare cu palete curbate înainte
- Ventilatoare cu palete curbate înapoi
- Ventilatoare cu palete radiale drepte
- Ventilatoare cu palete deschise

Clasificare după debitul de aer :

- Ventilatoare cu debit fix
- Ventilatoare cu debit variabil (reglabil)

Clasificare după destinații speciale :

- Ventilatoare antiex
- Ventilatoare anticorozive
- Ventilatoare pentru temperaturi înalte
- Ventilatoare pentru evacuare gaze calde
- Ventilatoare pentru transport pneumatic
- Ventilatoare pentru transport material abraziv

Clasificare după presiunea realizată :

- Ventilatoare de presiuni joase (0-1000 Pa)
- Ventilatoare de presiuni medii (1000 - 3000 Pa)
- Ventilatoare de presiuni înalte (> 3000 Pa)

Clasificare după nivelul de zgomot :

- Ventilatoare de uz general
- Ventilatoare silențioase (pentru climatizare de confort sau aplicații speciale)

Clasificare după modul de aspirare :

- Ventilatoare mono-aspirante
- Ventilatoare dublu-aspirante

Ventilatorul- este o mașină hidraulică ce servește la transportul gazelor. Generează o presiune mică dar vehiculează un debit substanțial. Suprapresiunea generată este de ordinul mm col. de apă, (intre 10 și 3000 mm col. apă) iar debitele sunt până la 100 de m³/sec. Puterea consumată poate să atingă valori de ordinul 50kW.

Este utilizat cu precădere la realizarea unui microclimat corespunzător în spațiile de lucru, fie prin introducerea de aer curat din exterior, fie prin evacuarea aerului încărcat cu noxe din spațiul de producție, fie prin ambele metode. Ventilatorul este astfel integrat într-o instalație de ventilație. Poate fi folosit și singular pentru vehicularea aerului într-o zonă, de exemplu pe o terasă, sau o încăpere.

Integrat într-o instalație de ventilație trebuie să satisfacă o serie de cerințe cum ar fi: -să asigure un debit de îmborspătare a aerului, să funcționeze la diferite condiții de temperatură, la diferite umidități, la diferite tipuri de poluanți, la prezența unor particole solide abrazive existente în aerul transportat, etc.

Funcție de poziționarea în instalația de ventilație, ventilatorul va fi mai mult sau mai puțin supus la aceste eforturi, dacă ventilatorul preea aer curat și-l introduce în instalație este mai puțin solicitat față de situația când trebuie să extragă aer poluat din mediul de lucru. Deasemenea poziționarea acestuia va determina presiunea existentă în spațiul ventilat, preferându-se situația realizării unei suprapresiuni în incinta ventilată.

Instalația de ventilație poate fi concepută și pentru realizarea unui microclimat condiționat, astfel încât trebuie prevăzute filtre de particole, posibilitatea răcirii sau încălzirii aerului, umezirii sau îndepărtarea umidității excesive, diferite tratamente biologice ,etc., toate acestea vor genera pierderi de presiune și reduceri de debit, și modificarea parametrilor la care funcționează ventilatorul.

O instalație de ventilație și/sau climatizare poate funcționa în regim continuu sau discontinuu fie funcție de timpul de lucru zi/noapte, fie funcție de modificarea unor parametri măsuțați de diferiți senzori astfel ventilatorul principal poate funcționa în diferite regimuri de pornire sau oprire alternativă, regimuri ce trebuiesc prevăzute la dimensionarea ventilatorului.

Constructiv putem realiza trei tipuri de ventilatoare

1. **Ventilator axial** la care aspirația și refularea se realizează în lungul axei de rotație.



Ventilator axial cu palete drepte



Ventilator axial cu palete curbate

Ventilator axial montat în tubulatura de transport



2. Ventilatoare centrifugale –aspiratie axială si refulare tangentială



3. Ventilatoare tangențiale: aspiratia se face printr-o parte a rotorului si refularea prin alta parte al acestuia



Ventilator in linie rectangular

Ventilator tip turn

Pentru alegerea ventilatorului sau suflantei corespunzătoare unei situații date, proiectantul are la dispoziție cataloage ale producătorilor de utilaje din care poate găsi utilajul care să satisfacă acea cerere, astfel în cataloage sunt trasate diagramele specifice sau universale ale ventilatorului, conținând în mod complet informații despre debitul de gaz, presiunea realizată, turația, puterea motorului cât și domeniul de utilizare (gaze reci, calde, corozive, explozive, etc.)

Pentru calculul puterii de antrenare a ventilatorului, implicit pentru determinarea puterii motorului și a consumului de energie se va folosi relația:

$$P = \frac{M_v \cdot \Delta P_T}{1000 \cdot \eta_T} \quad [\text{KW}]$$

În care: M_v - debitul volumic realizat [m^3/s]

ΔP_T - presiunea totală realizată de ventilator [Pa]

η_T -randament total, se poate admite $\eta_T=0.4\div 0.6$

Presiunea totala se determină cu relația:

$$\Delta P_T = \Delta P_d + \Delta P_{st} + \Delta P_p$$

În care: ΔP_d - Presiunea dinamică realizată de ventilator [Pa] se va determina cu relația:

$\Delta P_d = \rho_{gaz} \cdot \frac{v_{gaz}^2}{2}$ folosind densitatea medie a gazului transportat sau densitatea la temperatura medie între zona de aspirație și cea de refulare, de asemenea se va folosi viteza medie a gazului în [m/s] determinată din debitul volumic realizat [m³/s] raportat la secțiunea de transport [m²].

$$v_{gaz} = \frac{M_v}{S}$$

Pentru presiunea statică $\Delta P_{st} = P_2 - P_1$ [Pa]

Se vor folosi presiunile statice din zona de refulare [2] și din zona de aspirație [1], ambele în Pa.

Dacă presiunile nu sunt cunoscute și este vorba doar de ventilație, acest termen poate fi neglijat

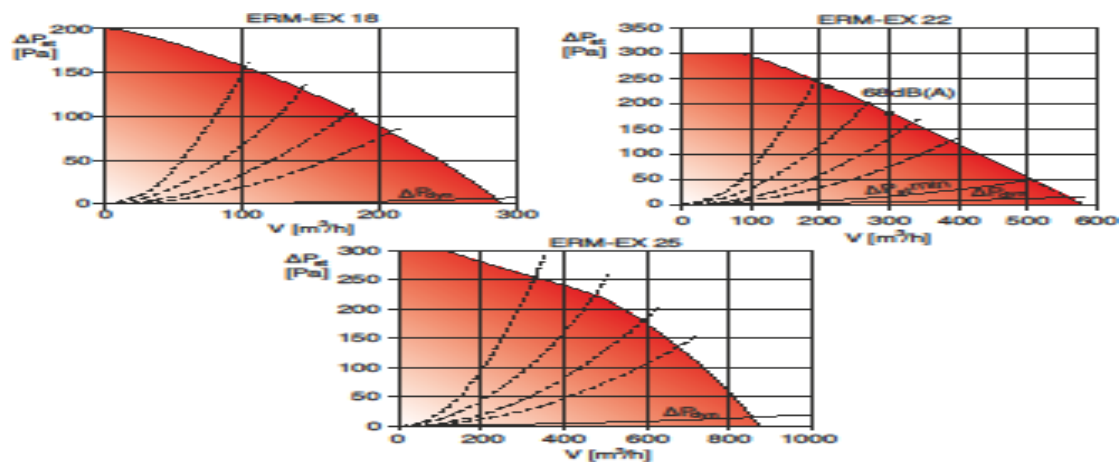
$$\Delta P_{st} = P_2 - P_1 = 0$$

Pierderile de presiune se datoresc frecărilor, rezistențelor locale și diferitelor utilaje de pe traseul de transport al gazului.

$$\Delta P_p = \Delta P_f + \Delta P_{rl} + \Delta P_{utilaj} = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi_{rl} \right) \rho_{gaz} \cdot \frac{v_{gaz}^2}{2} + \Delta P_{utilaj}$$

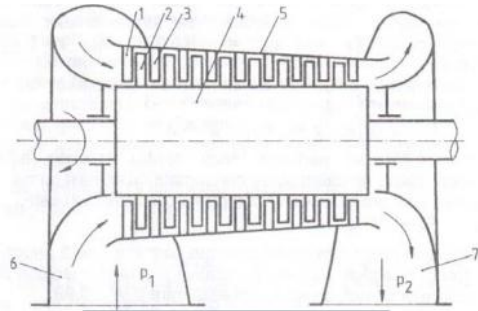
Pentru calculul pierderilor de presiune pe utilaj se va face un calcul asemănător:

$\Delta P_{utilaj} = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi_{rl} \right) \rho_g \cdot \frac{v_g^2}{2}$, folosindu-se marimile specifice aceluia utilaj (L și d) cât și viteza medie a gazului în utilaj și densitatea medie a gazului în utilaj (v_g și ρ_g)



Diagrame caracteristice pentru 3 tipuri de ventilatoare ERM-EX unde numărul ex-18 reprezintă diametrul conductei de refulare în cm.

Compressoare



Compresor axial

Schema unui compresor axial: 1 - palete directoare de admisie; 2 - palete mobile; 3 - palete directoare fixe; 4 - tambur; 5 - carcasă; 6 - gură de aspirație; 7 - gură de refulare. Un compresor axial este constituit din mai multe coroane de palete mobile 2, montate fie pe obada unor discuri, fie pe un tambur 4, și din coroane de palete directoare fixe 3 (după fiecare coroană de palete mobile) fixate de carcasa 5. Paletele directoare formează difuzorul compresorului. Deseori, înaintea primei coroane de palete mobile este plasată o coroană de palete directoare de admisie 1. Ansamblul format dintr-o coroană de palete mobile și o coroană de palete directoare plasată după paletele mobile formează o treaptă de comprimare.

Comprimarea gazelor

Instalațiile pentru transport și comprimare a gazelor sunt importante mai ales în rafinării, unde se folosesc cantități mari de gaze.

Transportul gazelor prin conducte se realizează cu ajutorul pompelor pentru gaze. De asemenea, prelucrarea gazelor în diferite procese tehnologice în industria chimică, se face în general la presiuni ridicate față de presiunea atmosferică.

Transportul gazelor implică anumite particularități față de cel al lichidelor, legate în special de proprietatea gazelor de a fi compresibile, ca reacție secundară aparând degajarea de căldură. Construirea și funcționarea utilajelor și instalațiilor din industria chimică se leagă nemijlocit de aspectele tehnico-economice ale proceselor de fabricație. Din acest motiv, creșterea eficienței economice a industriei chimice este condiționată de îmbunătățirea permanentă a performanțelor constructive funcționale ale utilajelor și instalațiilor.

Utilajele și instalațiile trebuie să îndeplinească următoarele condiții fundamentale

:

- rezistență mecanică
- siguranță maximă de funcționare
- capacitate optimă de producție în condițiile asigurării tuturor indicatorilor de calitate a produsului finit.

Transportul gazelor comporta anumite particularitati fata de cel al lichidelor , legate in special de proprietatea gazelor de a fi compresibil .

Se defineste ca raport de compresie raportul dintre presiunea de refulare (Pr) si presiunea de aspiratie (Pa) . Cu cat acest raport este mai mare cu atat temperatura gazului comprimat este mai mare (deoarece gazele se incalzesc in timpul comprimarii datorita frecarii dintre molecule) ceea ce duce la cresterea lucrului mecanic absorbit de pompa si la pierderea calitatii lubrifiante a uleiului de curgere .

Din acest motiv, pentru a realiza presiuni mai mari , de 5 barr se folosesc pompe cu doua sau mai multe trepte de compresie , iar gazul se raceste dupa fiecare treapta de comprimare , mentinandu-se astfel o temperatura admisibila. In procesul de comprimare a gazelor are loc o degajare de caldura, de aceea panta curbei depinde de felul in care are loc comprimarea, izoterma are lucrul mecanic cel mai scazut. Variatia de volum este insotita de variatia temperaturii si a presiunii gazului.

Comprimarea poate fi izoterma (la temperatura constanta), adiabata (fara schimb de caldura cu mediul inconjurator) si politropa (cand se schimba caldura cu mediul exterior , iar temperatura gazului variaza in timpul comprimarii). Procesul real, practic, prin care se realizeaza comprimarea gazului este cel poliotrop. In urma comprimarii presiunea gazului creste .

Raportul intre presiunea de refulare Pr si presiunea de aspiratie Pa se numeste raport (grad) de comprimare .

$$Z = \frac{Pr}{Pa}$$

Dupa valoarea raportului de comprimare , pompele de gaze se impart in compresoare ($z > 3$) , ventilatoare si suflante ($1 < z < 3$) si pompe de vid .

Dupa principiul de functionare, compresoarele se pot clasifica in compresoare volumice si compresoare dinamice.[1]

Compresoare volumice

In compresoarele volumice cresterea presiunii gazului se realizeaza prin inchiderea gazului intr-un anumit volum, micșorarea volumului ocupat de gaz până la valoarea corespunzătoare a presiunii și evacuarea gazului la această presiune. Compresoarele volumice realizează presiuni până la 1000 bar, cu debite sub 500 m³/min.

Compresoarele volumice pot fi:

- cu piston si miscare alternativa
- cu diafragmă
- rotative

Compresoare cu miscari alternative .

- Compressoare cu piston si cilindru cu simplu efect .

Principiul de functionare si construirea compresoarelor cu piston sunt asemanatoare cu pompele cu piston. La acestea presiunea din cilindru in timpul aspiratiei este mai scazuta decat cea din conducta deoarece trebuie invinse rezistentele pe care le intampina gazul la trecerea prin supapa.

- Compressoarele cu un cilindru si dublu efect sunt asemanatoare pompelor cu piston si dublu efect.

- Compressoarele cu doua trepte: au doua pistoane de diametre diferite.

Gazul comprimat in cilindrul I cu diametrul mai mare , reprezentand primul etaj , sau o prima treapta de comprimare apoi trece prin racitorul cu apa si intra in cilindrul II cu diametrul mai mic care formeaza al doilea etaj al compresorului. Compressoarele pot avea pozitia cilindrilor verticala sau orizontala dupa cum se urmareste realizarea unor avantaje constructive sau de exploatare .

- Compressoarele verticale sunt destinate comprimarii gazelor care nu condenseaza in timpul comprimarii si sunt mai avantajoase deoarece cilindrii si pistoanele se uzeaza uniform , ocupa un spatiu mic si sunt bine echilibrate.

- Compressoarele cu cilindrii in opozitie realizeaza turatii mari fata de compresoarele orizontale de tip mai vechi , avand gabarit mai mic si o buna echilibrare a pieselor in miscare . Se poate interveni usor la inlocuirea diferitelor piese , deoarece cilindrii sunt independenti .



Un compresor monocilindric are ca parte principală un cilindru prevăzut cu un sistem de răcire (aripioare de aer sau cu apă). În cilindru este montat pistonul, care este etanșat față de cilindru cu niște segmente. Cilindrul se termină cu carterul (o cutie care închide mecanismul de antrenare), iar la cealaltă extremitate cu chiulasa (un capac care închide camera de comprimare din cilindru). În chiulasă se află supapele automate de admisiune și de refulare care realizează comunicarea dintre cilindru și galeriile de admisiune și de refulare. Pistonul este acționat de un mecanism bielă-manivelă.

Exemplu- Compresor cu piston industrial BOGE cu functionare automata, racite cu aer si CU UNGERE (cu injectie de ulei), presiuni maxime de lucru 10, 15, 25, 35, 40 bar (g) sunt produse in Germania conform normelor in vigoare cu CE.

Compresoare robuste cu turatii mici deci uzura mica

Motor electric montat pe cadru de baza

Racire cu aer dirijata peste cilindrii si racitor final

Protectia curelelor proiectata si ca dirijare a aerului de racire

Transmisie prin curele trapezoidale pretensionate sau prin cuplaj direct

Evacuare extrem de buna a caldurii produse prin nervurile capului cilindrului

Schimb de caldura intensiv prin racitor final lamelar de aluminiu (functie de model)

Temperatura redusa a supapelor prin egalizare rapida a temperaturii acestora

Durata de viata extrem de lunga a supapelor datorita functionarii fara frecare si cu uzura minima a ventilelor Ferax

Ulei rezidual redus datorita cilindrilor honuiti

Functionare silentioasa prin egalizarea maselor a arborelui cotit realizat din otel forjat si echilibrarea dinamica a fuliei

Costuri reduse de tratare ulterioara a aerului comprimat datorita temperaturii reduse a aerului comprimat (cantitate de condens redusa)

Montaj al cadrului de baza pe tampoane de cauciuc

Ulei compresor Boge sintetic

Filtru de aspiratie din hartie cu filtrare foarte buna, cu carcasa

Vas rezervor orizontal de la 18 la 750 l (zincat sau vopsit) functie de model

Set pentru vas rezervor: supapa de siguranta si manometru



Exemplu-Compresoare cu piston fara ungere K3-K 8

Compresoarele cu piston industrial BOGE cu functionare automata, racite cu aer si FARA UNGERE (OIL FREE), presiuni maxime de lucru 10, 15, 40 bar (g) sunt produse in Germania, conform normelor in vigoare cu CE

Compresoare robuste cu turatii mici deci uzura mica
Motor electric montat pe cadrul de baza

Racire cu aer dirijata peste cilindrii si racitor final (functie de model)
Transmisie directa motor electric cuplat cu grupul de compresie
Peretii cilindrilor special tratati impreuna cu viteza mica a pistoanelor induce la o functionare aproape fara uzura
Evacuare extrem de buna a caldurii produse prin nervurile capului cilindrului
Schimb de caldura intensiv prin racitor final lamelar de aluminiu (functie de model)
Temperatura redusa a supapelor prin egalizare rapida a temperaturii acestora
Durata de viata extrem de lunga a supapelor datorita functionarii fara frecare si cu uzura minima a ventilelor Ferax
Functionare silentioasa prin egalizarea maselor a arborelui cotit realizat din otel forjat si echilibrarea dinamica a fuliei
Costuri reduse de tratare ulterioara a aerului comprimat datorita temperaturii reduse a aerului comprimat (cantitate de condens redusa)
Montaj al cadrului de baza pe tampoane de cauciuc
Filtru de aspiratie din hartie cu filtrare foarte buna, cu carcasa
Vas rezervor orizontal de la 18 la 750 l (zincat sau vopsit) functie de model



Diagrama compresorului teoretic

Se caracterizeaza prin faptul ca refuleaza intreaga cantitate de gaz aflata in cilindru , ca supapele nu determina aparitia unor rezistente hidraulice la trecerea gazelor prin ele si ca se deschid si se inchid fara intarziere la aspiratie si refulare .

Aspiratia gazului, linia ab, presupune deplasarea pistonului din punctul A pana in punctul B, are loc la presiunea de aspiratie p_a constanta;

Comprimarea (linia bc izoterma, bc_1 poliotropa sau bc_2 adiabata) are loc la deplasarea pistonului din pozitia B in pozitia C, presiunea creste de la P_a la P_r ;

Refularea gazului (linia cd , c_1d sau c_2d) are loc la presiunea constanta P_r la deplasarea pistonului din pozitia C in pozitia A .

Cand pistonul ajunge in pozitia A intreg volumul de gaz aspirat este refulat , dupa care ciclul de comprimare se reia .

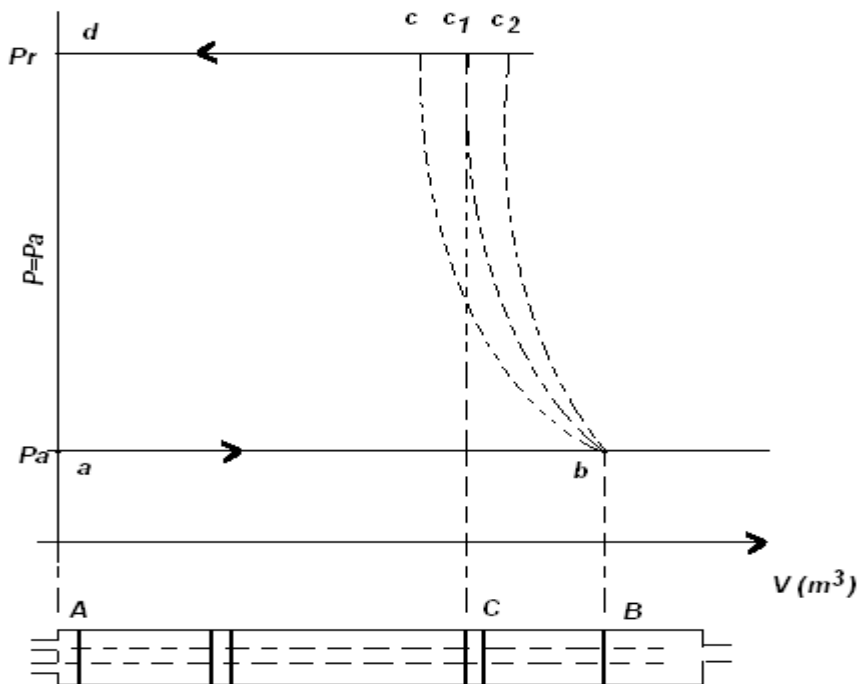
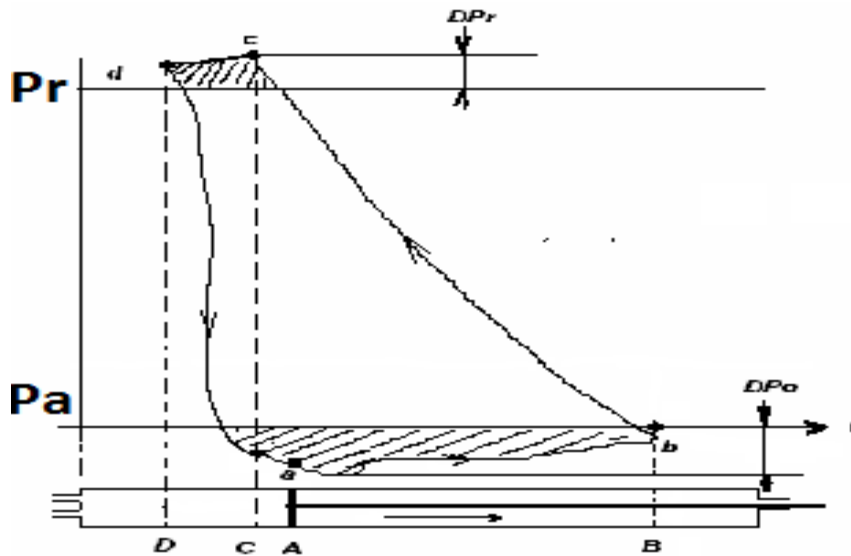


Diagrama reala a unui compresor

- este o reprezentare simplificata a schimbului de stare pe care o parcurge gazul in timpul unui ciclu al unui compresor .
- diagrama reala se realizeaza cu ajutorul indicatorului Watt .
- pentru a evita lovitura pistonului in capacul compresorului lungimea cursei pistonului trebuie sa fie mai mica decat lungimea cilindrului, apare astfel punctul D si evident un volum mort de gaz ce nu va fi evacuat din cilindrul compresorului.
- la inceputul cursei de aspiratie gazul comprimat din punctul d se destinde pana in punctul a, și deschide supapa de aspiratie cand presiunea din cilindru este inferioara presiunii P_a din conducta de aspiratie cu o diferenta ΔP necesara pentru deschiderea supapei la inceputul cursei de aspiratie , jocul supapei apare ca oscilatii neregulate ale curbei in vecinatatea A și pe parcursul aspirației din A in B.
- in punctul B se inchide supapa simultan cu schimbul cursei pistonului intre B si C cind gazul este comprimat dupa o curba politropa , pana la o presiune superioara P_2 cu o diferenta ΔP_2 necesara pentru deschiderea pompei de evacuare .

- in punctul C apar oscilatii neregulate datorita jocului supapei de deschidere pana in punctul D.



2. Compressoare cu diafragmă

Compressorul cu diafragmă sau membrană utilizează pentru comprimarea gazului o membrană flexibilă în locul unui piston convențional. Comprimarea gazelor are loc prin mișcarea membranei înainte și înapoi acționată de o tijă și un mecanism cu arbore cotit. Numai membrana și caseta compresorului sunt în contact cu gazul comprimat.

Presiunea și volumul aerului produs depind de gradul de flexibilitate și materialul din care este fabricată membrana. Cele metalice, fiind mai rigide, produc un volum mai mic de aer la presiuni ridicate, pe când membranele flexibile, din materiale siliconice sau cauciuc, produc volume mari de gaz la presiuni mai scăzute.

Compressoarele cu membrană sunt utilizate în special pentru comprimarea de gaze pure (hidrogen, heliu, oxigen) și gaz natural.

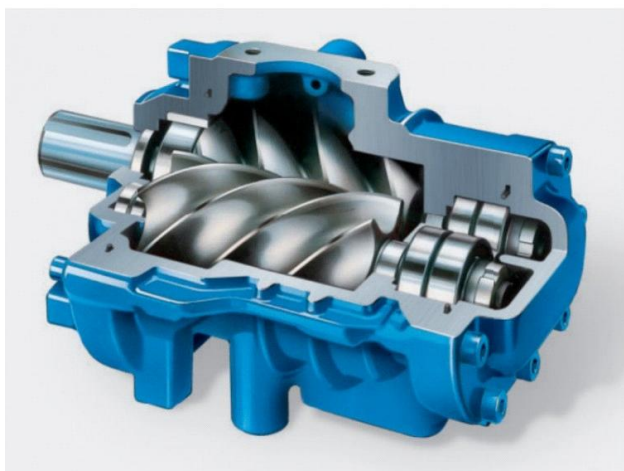
Compressoare rotative pentru gaze

Lucrează pe principiul volumetric, prin mărirea spațiului în timpul aspirației și micșorarea lui în timpul refulării.

Compressoare rotative cu palete :

Au o construcție asemănătoarelor pompelor rotative cu palete și se folosesc pentru debite și presiuni mai mari.

Compressoare cu șurub

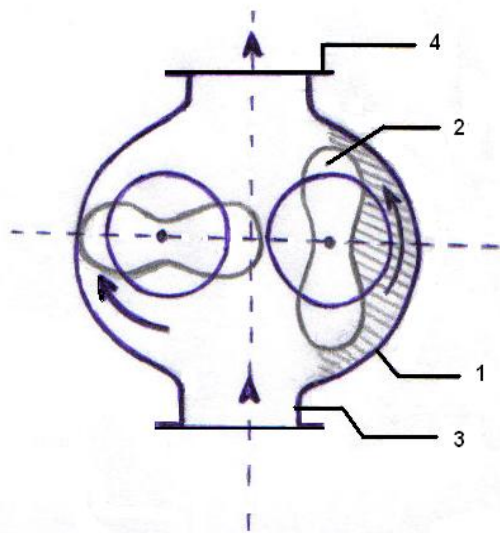


Un compresor cu șurub sau elicoidal este un tip de compresor de gaz care utilizează un mecanism de deplasare rotativ. Ele sunt de obicei folosite pentru a înlocui compresoarele cu piston, acolo unde sunt necesare volume mari de aer de înaltă presiune, fie pentru aplicații industriale mari sau de a folosi unelte pneumatice de mare putere, cum ar fi ciocane de abataj.

Un compresor cu șurub este format din două rotoare, unul conducător cu dinți în formă convexă și unul condus, cu dinți de formă concavă. În timpul angrenării cele două rotoare se întrepătrund formând o linie continuă de angrenare de la partea de aspirație la cea de refulare. Spațiul dintre dinții rotoarelor devin din ce în ce mai mici de la aspirație la refulare, realizând astfel comprimarea gazului. Acționarea rotoarelor se face fie direct, fie prin intermediul unei perechi de roți dințate. Compressoarele cu șurub fără injecție de ulei pot fi folosite pentru un raport de comprimare de 3,5-4, iar compresoarele cu șurub cu injecție de ulei pot realiza un raport de comprimare de 10-15, maxim 20, într-o singură treaptă.

Compressoarele cu șurub se folosesc în diverse domenii cum ar fi stațiile de extracție petrol și gaze naturale, stațiile submarine, industria petrochimică, aplicații industriale, pompare gaze în conducte sau rezervoare de stocare, sistemul de alimentare cu gaze a turbinelor de gaz, acționare de unelte pneumatice etc.

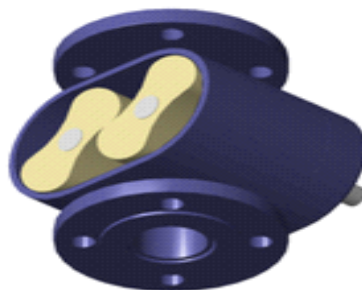
Compresorul cu pistoane rotative sau compresorul cu pișcoturi



Se compune din carcasa , in interiorul careia se rotesc etans intre ele si carcasa doua pistoane . Ambele pistoane sunt antrenate cu motor electric prin intermediul unui sistem de angrenaj . Aceste compresoare se folosesc atat ca suflante pentru comprimarea gazelor cat si exhaustoare , pentru producerea unor depresiuni . Compressoarele pot realiza debite si presiuni relativ mici si au o functionare zgomotoasa, deoarece pistoanele nu pot fi unse .

Legenda :

1. Carcasa
2. Pistoane rotative-pișcoturi
3. Racord de aspiratie
4. Racord de refulare

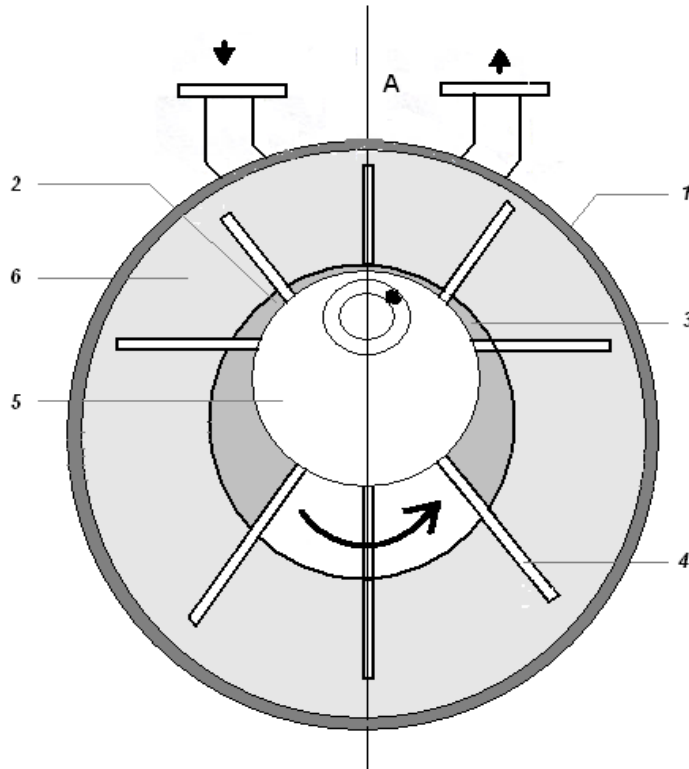


Compresorul cu inel lichid

Se compune din carcasa, in interiorul careia se afla montat excentric un rotor cu palete . Carcasa are prevazute in capacul lateral orificii care comunica cu conducta de aspiratie , respectiv de refulare . Inainte de pornire , pompa se umple cu un lichid auxiliar, care la pornire este aruncat datorita fortei centrifuge pe periferia carcasei formand un inel lichid .

Dupa sensul de rotaie aratat de sageata spatiile dintre inel si rotor se maresc de la A la B si se micsoreaza de la B la A . Cresterea acestor spatii creeaza in interior o depresiune care faciliteaza aspiratia , iar micsorarea lor produce refularea gazului pompat. Alegerea lichidului auxiliar se face in functie de natura gazului pompat. Aceste pompe se utilizeaza in special pentru crearea de presiuni (pompe de vid) si pentru

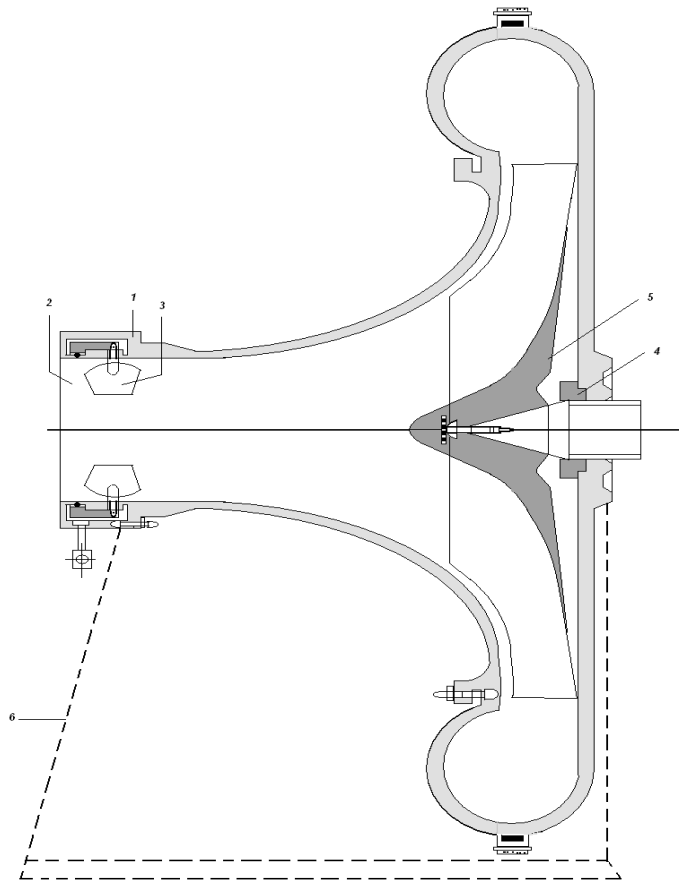
amorsarea pompelor .



3. Compresor centrifug pentru gaze

Au deasemenea un debit uniform, linistit, ca si pompele centrifuge principiul consta in utilizarea fortei centrifuge realizata in masa de gaz de catre un rotor care se roteste cu turatie mare .

- turbosuflantele se folosesc cand sunt necesare debite de gaze mari la presiuni de refulare mici. Pot avea una sau mai multe trepte de comprimare, iar diametrul rotoarelor poate fi acelasi, datorita diferentelor mici de presiune .
- turbocompresoarele se deosebesc de turbosuflante prin faptul ca au turatii mai mari , un numar mare de rotoare iar acestea au marimi diferite , din ce in ce mai mici formand astfel mai multe trepte in care gazul este racit .Se pot realiza astfel debite intre 10 000 si 100 000 m³/h.Fata de compresoarele cu piston,turbocompresoarele prezinta urmatoarele avantaje : au un debit mare si uniform ; pot fi cuplate direct la motoarele electrice sau turbine,ocupa un spatiu mic,gazul comprimat nu se impurifica cu ulei de ungere.



Legenda :

1. Carcasa
2. Partea de aspiratie
3. Palete directoare
4. Labirint
5. Rotor
6. Partea de refulare

Exploatarea si intretinerea compresoarelor centrifuge

Pornirea compresoarelor centrifuge nu necesita amorsarea acestora ca in cazul pompelor similare , deoarece gazele au o densitate mai mica in raport cu lichidele .

Inainte de pornirea motorului se efectueaza urmatoarele operatii :

- se roteste axul compresorului manual pentru a auzi daca rotorul cu palete loveste sau nu carcasa .
- se verifica cantitatea de ulei din rezervorul pompei de ulei .
- se roteste maneta pompei pentru a verifica daca uleiul ajunge in fiecare loc de ungere .
- se deschide circuitul apei de racire .
- se verifica toate aparatele de masura si control .

Supravegherea functionarii :

- verificarea presiunii si temperaturii uleiurilor de curgere .
- urmarirea comportarii rulmentilor .
- verificarea puritatii uleiurilor .

Defectiunea	Cauza	Remedierea
Zgomote si vibratii anormale	Palete sau bucati din rotor rupte	Se inlocuiesc paletele sau rotorul
	Arborele are o sageata prea mare	Se inlocuieste arborele
Compresorul nu debiteaza la valoarea normala	Aparitia unei sarcini suplimentare in retea	Se schimba rezistenta retelei
	Uzura rotorului sau a paletelor	
Incalzirea automata a lagarelor arborelui	Cauze similare ca la compresorul cu piston	Se schimba paletele sau rotorul

Oprirea compresorului centrifugal

- se trece compresorul la mers in gol.
- Se intrerupe alimentarea cu apa de racire.
- Se opreste motorul electric.
- Se inchid robinetele de pe conducta de aspiratie si cea de refulare.

Montarea compresoarelor

Indiferent de tipul constructiv , compresoarele se monteaza pe fundatii de beton independente de fundatia cladirii in interiorul careia sunt montate .

Montarea compresoarelor cu piston – nu prezinta mare dificultate deoarece sunt livrate de catre uzinele furnizoare complet amplasate si probate pe bancul de proba .

Compresorul se aseaza cu atentie pe fundatia de beton si se demonteaza pentru a fi degresat si a i se centra mecanismele mobile .

Dupa montarea compresorului se monteaza instalatiile anexe : conducte de aspiratie , refulare , rezervorul tampon , filtru de aer , instalatia de racire , de ungere , manometru si diverse armaturi .Montarea compresoarelor rotative si centrifuge se face pe o fundatie comuna cu reductorul de turatie si motorul electric de antrenare .

Ordinea de montaj este urmatoarea : se monteaza mai intai reductorul si apoi in raport cu el se centreaza si se monteaza compresorul rotativ si apoi motorul electric.Suprafetele de imbinare ale ramei de fundatie a compresorului rotativ se curata de rugina si se indeparteaza cu pila urmele de lovituri si bavurile. In sens longitudinal pozitia corpului se verifica , cu o coarda intinsa in sensul axei longitudinale a compresorului cu pinionul reductorului cu motorul electric.Compresoarele centrifuge se monteaza asemanator pompelor centrifuge .

Probarea compresoarelor

Probarea compresoarelor cu piston - operatia se face in ordinea urmatoare :

1. Se introduce apa in instalatia de racire , deschizand robinetul de apa .
2. Se introduce ulei de masina in caracterul compresorului pana la linia de nivel si ulei de compresor in pompa de ungere a cilindrilor .
3. Se controleaza montajul rotind volanul cu mana de cateva ori .
4. Se demonteaza supapele de aspiratie , se cupleaza motorul si se lasa sa mearga in gol 15 minute .
5. Se opreste compresorul , se scot capacele si se verifica incalzirea lagarelor principale si ale bielei .
6. Se monteaza supapele de aspiratie si se porneste compresorul .

Ungerea compresorului

Ungerea compresorului cu piston

1. Ungerea cilindrilor de compresor se face cu ulei special numit ulei de cilindru .procedeele de ungere ale cilindrilor sunt :
 - ungerea prin barbotare , care se utilizeaza prin stropi de ulei
 - ungerea prin injectie, se utilizeaza injectandu-se cu o pompa de ulei
 - ungerea prin presiune, consta in trimiterea uleiurilor prin conducte
2. Ungerea mecanismului biela-manivela de face cu ulei obisnuit de masina .
3. Ungerea prin barbotare este aceeaasi ca in ungerea cilindrilor compresoarelor .
4. Ungerea prin presiune se face de catre o pompa care aspira din baie prin intermediul unui filtru .

Exploatarea si intretinerea compresoarelor cu piston

Supravegherea functionarii

- presiunea gazelor la aspiratie , refulare si la etajele inferioare
- presiunea uleiurilor si a apei de racire
- starea arborelui de transmisie
- suruburile de pe fundatie si de legatura la conducte(nu trebuie sa fie slabite).

Oprirea

- se inchide robinetul de pe conducta de aspiratie
- se deschide robinetul de pe conducta de ocolire si se inchide cel de refulare .
- dupa oprirea rotorului unui compresor se evacueaza gazele
- apa de racire se inchide dupa 15 minute

Revizia si repararea compresoarelor

Uzurile : Organele care se uzeaza in timpul functionarii si se inlocuiesc ls reviziile periodice sunt : garniturile detansare , segmentii pistoanelor , tijele pistoanelor, cuzinetii lagarelor , cilindrii .

Avariile: Apar din cauza slabirii suruburilor de fundatie , lipsei de ungere , racirii insuficiente sau a depasirii temperaturii si presiunii gazelor . Avariile pot fi evitate printr-o intretinere si supraveghere atenta a functionarii compresoarelor .

Echipamentul compresoarelor :

Cilindrii, dupa un timp de functionare, prezinta uzuri normale devenind usor ovali sau uzuri anormale ca zgarieturi si crapaturi. Aceste uzuri se determina prin masuratori precise cu ajutorul comparatoarelor, in mai multe puncte si in mai multe directii.

Zgarieturile se constata vizual sau prin pipaire, iar crapaturile prin pipaire sau la proba hidraulica . Reparatia incepe prin sudarea crapaturilor si a flanselor rupte, cilindrii se strunjesc apoi la interior pentru a se obtine o suprafata perfect cilindrica si apoi se rectifica pentru ca suprafata sa devina perfect lucioasa. Daca peretii cilindrilor devin prea subtiri se procedeaza la bucsarea sau inlocuirea lor. Cilindrii prevazuti din constructie cu bucsa se rectifica asemanator,iar cand bucsa se subtiaza sub grosimea admisa se inlocuiesc .

Pistoanele se inlocuiesc cu pistoane noi sau bucsa cilindrilor se pot reconditiona prin strunjirea suprafetei cilindrice a canalelor pentru segmenti si a gaurilor de bolt.

Tipurile pistoanelor – mecanisme biela-manivela si cutiile de etansate sunt asemanatoare cu cele de la pompe. Supapele compresoarelor se uzeaza la suprafata de etansare de la scaune iar discurile isi pot pierde elasticitatea sau se rup. Reparatia supapelor consta in rectificarea scaunelor , inlocuirea discurilor crapate sau deformate si a arcurilor rupte .

Este interzis excesul de ungere care duce la vaporizarea uleiurilor in camera de compresie prin refulare in rezervor sau in tuburi si care prin descompunere dau produci ce se oxideaza incepand de la 160 °C provocand explozie .

Temperatura aerului comprimat masurata direct la iesirea de la fiecare etaj nu va depasi 160 °C sau 200°C pentru compresoarele cu un singur etaj .

Conducta de refulare a oricarui compresor va fi echipata cu un separator de ulei care va fi curatat periodic .

Pompe de vid

Acestea sunt mașini care lucrează la presiuni mai mici decât presiunea atmosferică și se pot clasifica în:

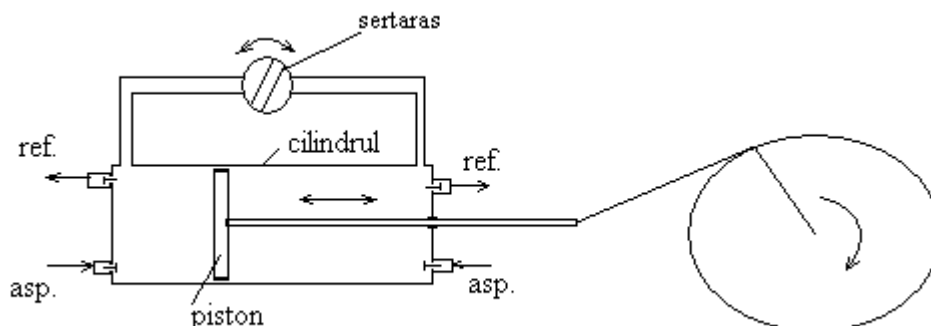
- pompe fără elemente mobile – ejectorul și pompele de difuziune
- pompe cu elemente mobile.

Vidul moderat se poate realiza cu pompe relativ simple constructiv, iar vidul avansat se poate realiza cu mașini de construcție specială. La ora actuală s-a realizat un vid cu utilizare industrială de până la 10^{-6} torri, iar la scară de laborator de 10^{-12} torri.

Pompe de vid cu elemente mobile

Pompa de vid cu egalizor de presiune

Este asemănătoare ca structură și funcționare cu pompa cu piston cu mișcare alternativă pentru lichide. Are în plus o conductă de bypass prevăzută cu un sertar rotativ ce asigură comunicația periodică între zona din fața și cea din spatele pistonului.

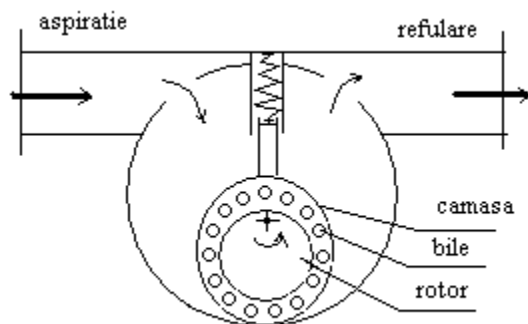


Astfel o parte din gazul aflat în spațiul mort, gaz aflat la presiunea p_2 trece prin intermediul conductei de bypass în spatele pistonului unde presiunea este mai mică adică p_1 corespunzătoare începerii aspirației crescând astfel randamentul volumic al pompei.

Pompa de vid cu egalizor de presiune poate realiza presiuni remanente de circa 200 torr.

Pompa de vid cu tambur excentric și lamă culisantă în stator

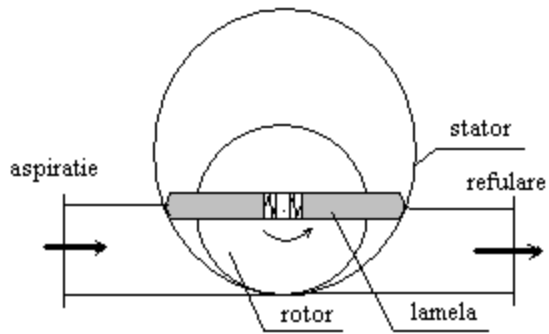
Are o construcție similară cu a pompei cu tambur excentric pentru transportul lichidelor dar perfecționată pentru a putea realiza un vid avansat.



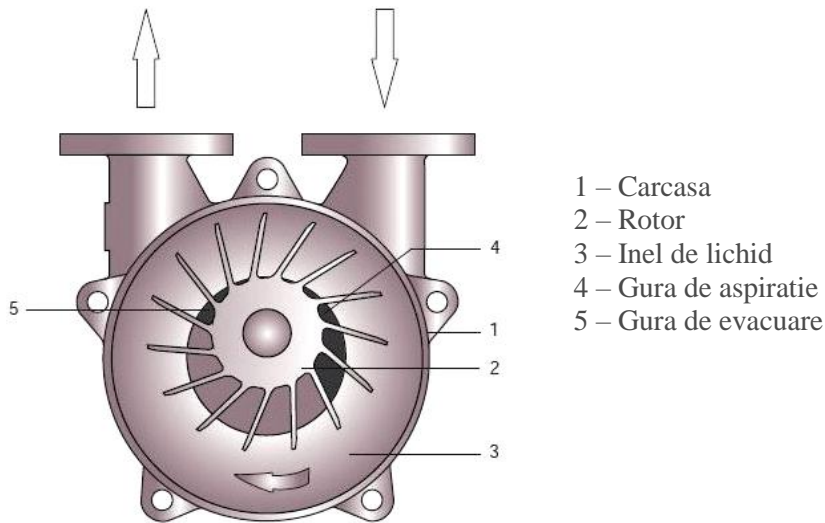
Astfel rotorul este prevăzut cu o camașă de etanșare culisantă pe un strat de bile asigurându-se astfel o linie de etanșare mai bună, se elimină uzura rotorului și scade zgomotul de funcționare.

Pompa de vid cu tambur excentric și două lamele culisante în rotor

Seamănă cu suflanta cu tambur și lamă culisantă în rotor însă este destinată creării vidului prin urmare are o construcție mai îngrijită cu două sau mai multe lamele culisante în rotor. Deasemenea de obicei se folosesc două astfel de pompe ce lucrează înseriat realizând un vid destul de avansat.



Pompa de vid cu inel de lichid

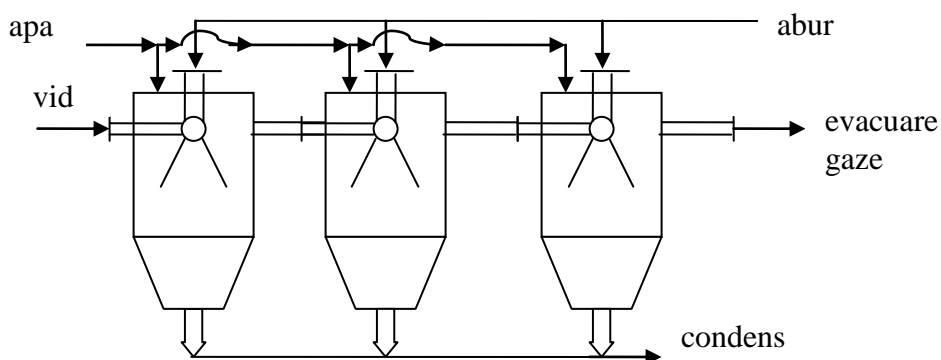


Seria pompe de vid cu inel de lichid Dolphin sunt realizate pentru debit de la 30 pana la 435 m³/h si limita de presiune 33 mbar.

Pompe de vid fără elemente mobile

Ejectorul poate fi folosit la extragerea unui gaz dintr-o incintă, dar pentru a se realiza un vid mai avansat e nevoie de cuplarea mai multor ejectoare în așa numitele baterii de ejectoare.

Baterii de ejectoare în trei trepte



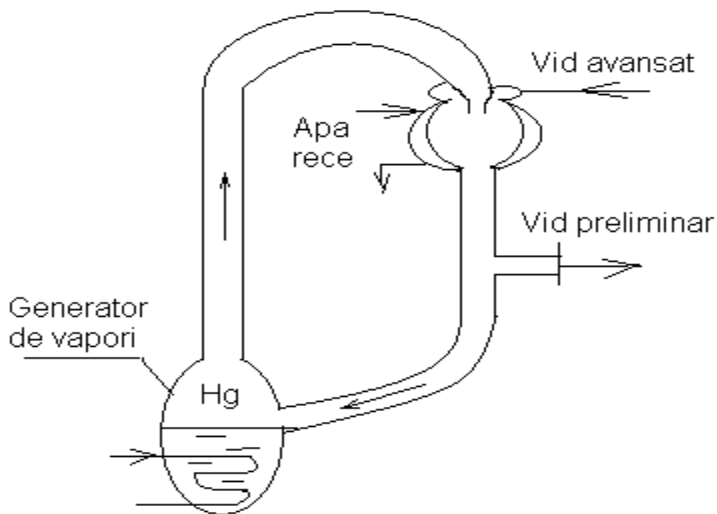
Ca fluid motor se utilizează aburul, iar pentru realizarea vidului avansat se folosește și posibilitatea de a condensa vaporii de apă adică aburul fapt ce determină prin reducerea volumului realizarea unui vid substanțial. De asemenea se înscriază trei ejectoare realizându-se astfel un vid suficient de avansat.

Instalația poate realiza un vid până la nivelul presiunii de vapori a apei adică 5-10mmHg

Pompa de difuziune

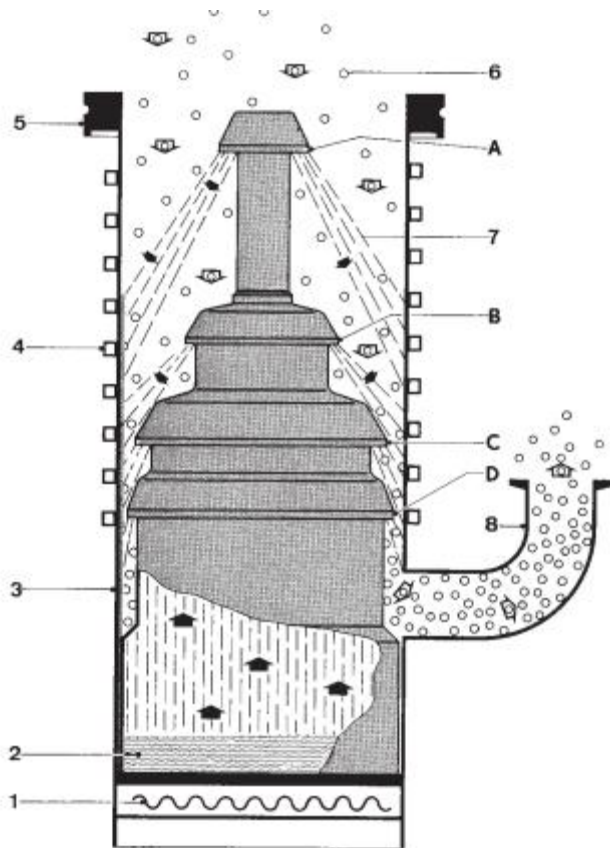
Se folosește pentru a crea un vid înaintat de până la 10^{-6} torr.

Principiul de funcționare al pompei constă în antrenarea moleculelor de gaz ce trebuie transportat de către un jet de vapori ai unui lichid greu volatil cum ar fi ulei sau mercur. Pompa conține un generator de vapori și o cameră de condensare.



Generatorul de vapori de Hg realizează un flux de vapori cu energie ridicată ce este trimis în camera de condensare. Camera de condensare funcționează asemănător cu un ejector fiind conectată cu incinta ce se dorește a fi vidată. Prin construcție spațiul de legătură cu incinta vidată are dimensiuni mai mici decât drumul liber mijlociu al moleculelor antrenate în consecință acestea nu se mai pot întoarce. Camera de condensare este răcită și prin condensarea vaporilor de Hg se realizează un vid suplimentar. Hg condensat este din nou trimis în generator. Pentru a începe să funcționeze o pompă de difuziune necesită un vid preliminar realizat cu o altă pompă de vid.

O variantă constructivă perfecționată multiplică numărul de zone de antrenare a gazelor reușind astfel creșterea substanțială a debitului de gaze antrenat.



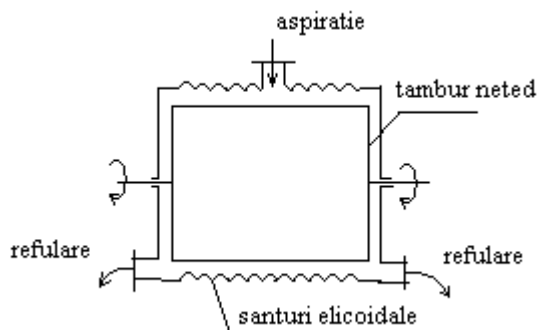
Pompa de difuzie cu mai multe zone de antrenare a gazelor

Legenda:

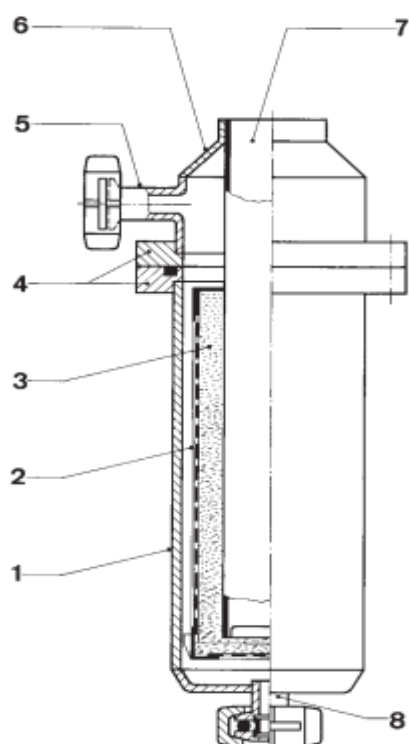
- 1-rezistenta de incalzire
- 2- boiler cu ulei
- 3-corpul pompei
- 4- sistem de racire
- 5- racord de aspiratie
- 6- molecule de gaz
- 7- jet de vapori de ulei
- 8- evacuarea gazelor
- A, B ,C, D –zone de antrenare a gazelor

Pompa moleculară

Are o construcție pur mecanică, fiind realizată dintr-un tambur neted ce se rotește cu o turație ridicată într-o incintă prevăzută cu șanțuri elicoidale de dirijare a moleculelor către exterior. Distanța dintre cele două incinte este extrem de scăzută comparabilă cu drumul liber mijlociu al moleculelor antrenate.



Pentru a începe să funcționeze pompa moleculară necesită un vid preliminar suficient de avansat.



Legenda:

- 1- corpul pompei rezistentă de încălzire
- 2- tambur vertical
- 3- suprafață de absorbție a gazului
- 4- sistem de flanșe
- 5- racord de aspirație
- 6- cap de distribuție a gazului
- 7- racord de evacuare
- 8- sistem de antrenare a tamburului

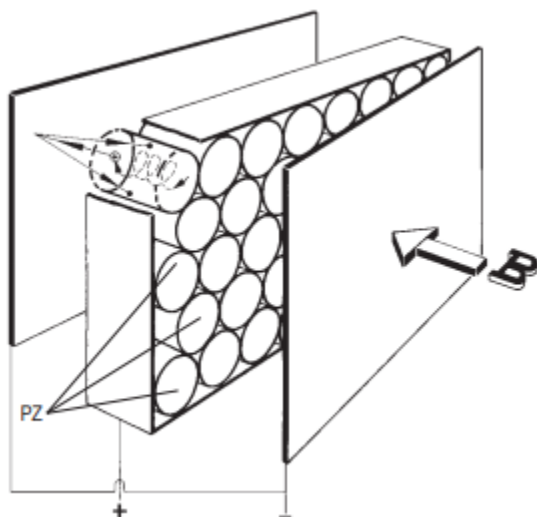
Pompa ionică

Moleculele gazului sunt ionizate într-o incintă prin folosirea unui electrod de ionizare-anod(+), de obicei un fir metalic plasat într-un cilindru sau o plasă de sârmă conectată la o sursă de tensiune continuă înaltă ($>10000\text{V}$), după ionizare gazul este accelerat spre catod (K), conectat la polul negativ al sursei de tensiune înaltă, unde prin ciocnirea de acesta se pierde ionizarea sau, și acest electrod este perforat sau sub formă de plasă permițând trecerea moleculelor în vederea evacuării. Simultan, se folosește un câmp magnetic intens pentru creșterea presiunii aparente.

Domeniul de presiune: 10^{-4} - 10^{-11} Torr

Sigură în funcționare, fără ulei.

Viteză de pompare ridicată pentru O_2 și N_2 , H_2 , He, adică gaze ce pot fi ionizate dar ceva mai redusă pentru gazele nobile.



Ionizarea și curgerea într-un electrod de ionizare

Capitolul 3. Conducte

Transportul gazelor, vaporilor, lichidelor și materialelor granulare se face prin conducte și canale. Fluidele (gaze, vapori, lichide) au proprietatea de a curge și transportul lor se face relativ ușor. Transportul solidelor este mai dificil și pentru a-l înlesni se recurge la alte metode cum ar fi dizolvarea în lichide, de exemplu transportul NaCl de la salină la uzinele de sodă (figura 1); antrenarea materialelor granulare sau pulberulente într-un curent de aer (transport pneumatic – figura 2); antrenarea materialelor granulare într-un curent de lichid (transport hidraulic – figura 3).

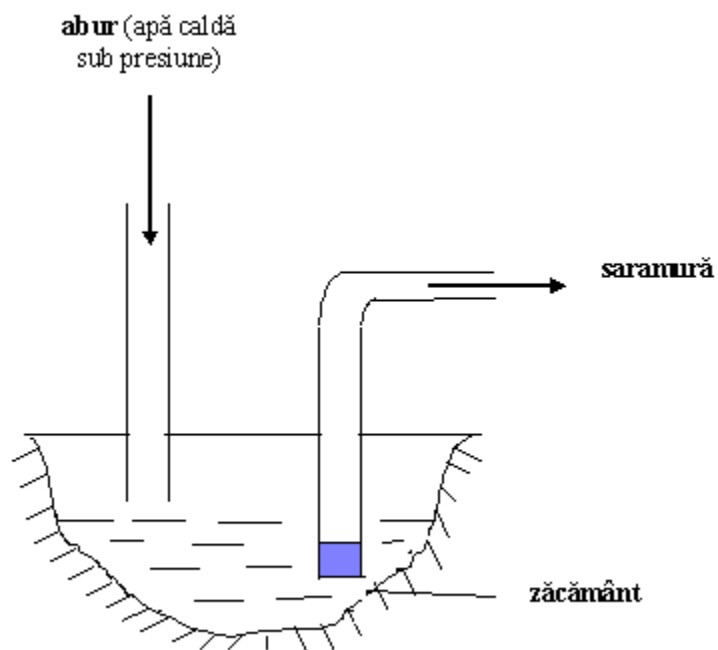


Figura 1. Dizolvarea în zăcământ

Conducta este un ansamblu de elemente montate pe un traseu determinat prin care curge un fluid ce ocupă toată secțiunea transversală a conductei. **Canalul** este un tub de geometrie iferită prin care curge un lichid ce nu ocupă toată secțiunea transversală a canalului.

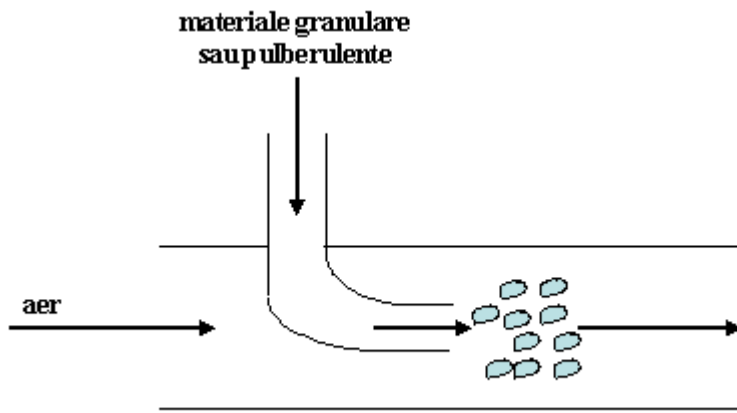


Figura 2. Transport pneumatic

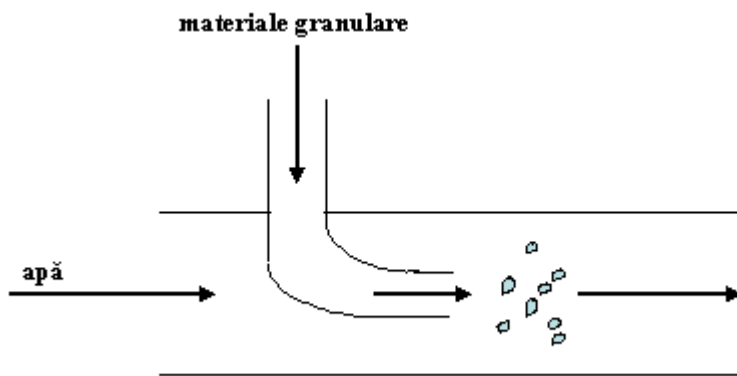


Figura 3. Transport hidraulic

Tipizarea conductelor

Deoarece constituie produse de serie mare conductele sunt tipizate sau standardizate. Mărimea caracteristică a conductei și a elementelor sale; a tubulaturii este **diametrul nominal**. Acesta este exprimat printr-un număr convențional corespunzând în general diametrului secțiunii de trecere. Standardizarea diametrelor nominale s-a făcut pe baza numerelor reprezentând termenii rotunjiți ai rațiilor urătoarelor serii geometrice: $r_5 = \sqrt[5]{10} = 1,6$; $r_{10} = \sqrt[10]{10} = 1,25$; $r_{20} = \sqrt[20]{10} = 1,12$; $r_{40} = \sqrt[40]{10} = 1,06$. În acești termeni se include și unitatea.

Aceste numere normale au fost alese datorită proprietăților pe care le au și anume:

1. numerele cu indicativ mai mic se află și în numerele cu indicativ mai mare;
2. raportul a două numere normale succesive dintr-o serie este constant și egal cu valoarea rației seriei respective;
3. puterile întregi ale acestor numere sunt tot numere normale

În tabelul 1 sunt prezentate câteva exemple de numere convenționale.

Tabelul 1. Numere convenționale pentru diametrul secțiunii de trecere a unei conducte

r ₄₀ : 1; 1.06; 1.12; 1.18; 1.25; 1.32; 1.40.....1.60
r ₂₀ : 1;.....1.12.....1.25.....1.40.....1.60.....3.15
r ₁₀ : 1;.....1.25.....1.60
r ₅ : 1;.....1.60

Diametrele de conducte standardizate în România au la bază seria numerelor normale r₄₀ și sunt date în **STAS 2099** din 1986. În STAS sunt cuprinse conducte de la diametrul 1mm până la 4000mm. În documentațiile tehnice diametrul nominal se notează cu D_n urmat de valoarea numerică a diametrului de exemplu Dn 80.

În afara diametrului conductei s-au standardizat presiunile nominale, presiunile de lucru și și presiunile de încercare în **STAS 2250** din 1978.

Presiunile nominale sunt presiuni convenționale exprimate în kgf/cm² care constituie un criteriu pentru clasificarea și calculul armăturilor și pieselor de legătură ale conductelor. Presiunea nominală este presiunea maximă la care se pot folosi armăturile și piesele de legătură ale conductelor la prima treaptă de temperatură de utilizare a acestora respectiv până la 200°C pentru oțel și până la 120°C pentru fonte, bronz și alame.

Presiunea de încercare reprezintă presiunea la care se face încercarea de rezistență hidraulică a materialului din care sunt confecționate armăturile și piesele de legătură. Acest procedeu se realizează cu apă la temperatura de 25°C. Un exemplu de astfel de aparat pentru încercare la presiune a armăturilor și pieselor de legătură este prezentat în figura 4. În țara noastră există Institutul de Stat pentru Controlul Calității și Încercării Recipientilor (I.S.C.I.R) care se ocupă cu astfel de determinări.

Presiunea de lucru este presiunea maximă admisibilă la o anumită temperatură și aceasta reprezintă o fracțiune din presiunea nominală, valoarea ei depinzând în afară de temperatură, de materialul armăturii sau piesei de legătură și de condițiile specifice de exploatare a conductei pe care se află montate acestea.

În STAS-uri sunt trecute valorile presiunilor de lucru, a presiunilor nominale, a presiunii de încercare precum și alte specificații. În tabelul 2 sunt prezentate câteva exemple de notații ale presiunilor conform STAS.

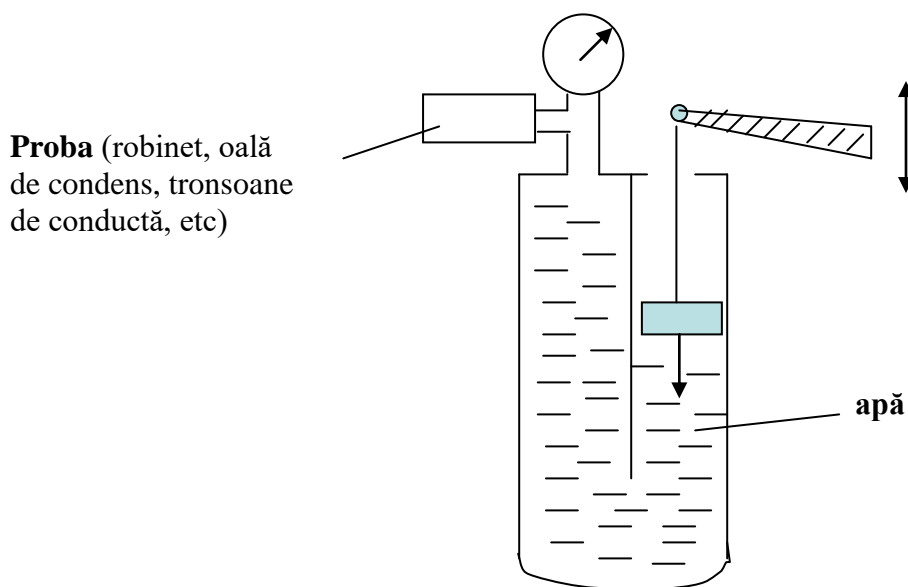


Figura 4. Utilaj pentru încercare la presiune a armăturilor și pieselor de legătură

Tabelul 2 Exemple de notare conform STAS pentru presiunea nominală, de încercare și de lucru

P_n 100	Presiune nominală de 100 kgf/cm^2
P_{inc} 150	Presiune de încercare de 150 kgf/cm^2
P_l 64	Presiune de lucru de 64 kgf/cm^2
P_{400} 64	Presiune de lucru de 64 kgf/cm^2 și temperatura maximă admisibilă de 400°C
P_n 16 – F.m	Presiune nominală de 16 kgf/cm^2 –fontă maleabilă (simbolul materialului)

Materiale de construcții pentru conducte

Tubulatura este elementul principal al conductei care limitează spațiul de circulație a fluidului. Tuburile cu secțiunea transversală circulară care au lungimea mult mai mare în comparație cu diamterul poartă denumirea de țevi. După materialul de construcție țevile sunt metalice și nemetalice. Cele metalice pot fi împărțite în materiale feroase (oțel, fontă, etc.) și neferoase (cupru, plumb, aluminiu, alamăezc. Cele nemetalice sunt confecționate fie din materiale anorganice fie din materiale organice.

Țevile din oțel se împart în funcție de metoda de fabricație în două categorii: nesudate și sudate.

Țevile din oțel fără sudură se fabrică prin laminare la cald și prin laminare sau tragere la rece. Țevile din oțel fără sudură sunt standardizate după destinația lor. Astfel țevile laminate la cald pentru construcții sunt prezentate în STAS 404 din 1978. Acestea se fabrică în mod curent din oțel carbon și oțel aliat pentru țevi conform STAS 2881 din 1961 și din marca de oțel OL 00 din STAS 500 din 1949.

Conductele din STAS 404 din 1978 au diametre cuprinse între 60 și 325 mm, grosimea peretelui $\delta = 3.5 \div 3.6$ mm și lungimea tubulaturii între 4 și 12.5 m.

Pe baza înțelegerii dintre producători și beneficiari țevile se pot lamina la cald și din alte oțeluri carbon sau aliate și de asemenea cu alte dimensiuni decât alte oțeluri carbon sau aliate și cu alte dimensiuni decât cele standardizate.

Țevile trase sau laminate la rece din oțel aliat pentru țevi conform STAS 2881 din 1961 utilizate la conducte, instalații și alte construcții metalice sunt prezentate în STAS 530 din 1979, țevile se fabrică cu diametrul cuprins între $6 \div 570$ mm, grosimea peretelui $\delta = 1 \div 10$ mm și lungimea tubulaturii între 1.5 și 9 m.

Țevile din oțel fără sudură pentru instalații pot fi nezincate sau negre și zincate sau protejate cu un alt strat de acoperire. STAS –ul 403 din 1966 le grupează în 3 categorii și anume cu grosime ușoară, obișnuită și îngroșată.

Alegerea țevilor se face în funcție de presiune, natura mediului, temperatură etc. Dacă mediul este agresiv și presiunea la care se lucrează este ridicată se utilizează cu grosime îngroșată. Țevile fără sudură din oțeluri inoxidabile nu sunt standardizate. Cele laminate la rece au diametrul cuprins între $6 \div 89$ mm și grosimea peretelui $\delta = 1 \div 7$ mm, iar cele laminate la cald sau la rece au o rezistență mai bună decât cele sudate dar fabricarea lor necesită un utilaj complicat și scump.

Țevile din oțel sudate se fabrică din tablă de oțel carbon, oțel aliat pentru construcții, sau oțel inoxidabil cu sudabilitate bună. Deși se fabrică în țară țevile din oțel sudate nu sunt standardizate. Acest tip de țevi prezintă următoarele avantaje: execuție mai simplă, consum mai mic de metal, iar dimensiunile geometrice sunt mai exacte.

Tuburile din fontă se execută prin turnare și dimensiunile lor sunt stabilite prin STAS 1675 din 1978 pentru cele cu flanșe care rezistă la o presiune nominală de 10kgf/cm^2 ($P_n 10$) și în STAS 1674 din anul 1978 pentru cele cu mufă (figura 5). Conductele din fontă au diametrul $d = 50 \div 900$ mm.

Țevile din metale neferoase se realizează din Cu, Pb, Al, Alama, etc. și au de asemenea dimensiuni standardizate.

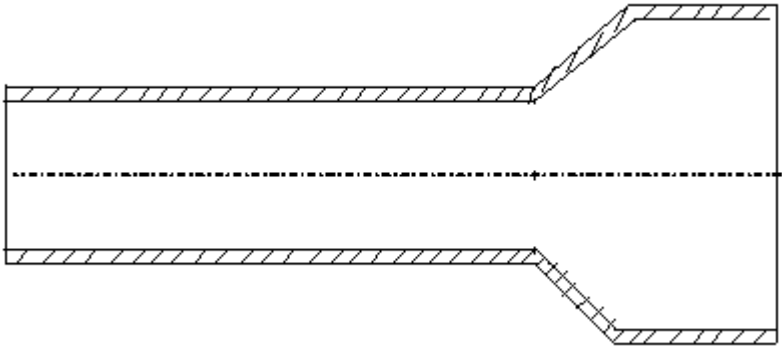


Figura 5. Tub de fontă cu mufă

Tuburile din materiale nemetalice anorganice se utilizează atât la construcțiile conductelor tehnologice cât și pentru canalizare, alimentare cu apă și aletele.

Tuburile din beton se obțin prin turnarea betonului în forme speciale sau prin turnarea în confracje direct la locul de exploatare. După fluidul pe care-l transportă sau după mediul în care sunt amplasate, la fabricarea lor se utilizează betonul obișnuit, beton antiacid sau beton refractar. Tuburile din beton armat centrifugat sunt recomandate pentru alimentări cu apă la presiune obișnuită. Bazaltul artificial poate fi utilizat pentru tuburi cu o rezistență la presiune minimă de 2 ata. Tuburile din gresie antiacidă se confecționează cu diamterul 25÷300 mm și lungime de 500÷1000 mm. Se folosesc pentru transportul fluidelor agresive până la 150°C și trebuie să reziste la o presiune minimă de 4 ata. Aceste tuburi sunt fragile și au o greutate mare necesitând la montare suptoși masivi. Tuburile din beton, bazalt și gresie antiacidă sunt standardizate. Tuburile din porțelan nu sunt standardizate la noi dar pot fi confecționate cu diamtre de 7÷100 mm cu grosimea cuprinsă între 2 și 10 mm. Țevile din sticlă utilizate în laboratoare sunt standardizate: au diametre între 2÷60 mm cu grosimea peretelui între 2 și 15 mm și lungime de până la 1400 mm. Acestea pot fi confecționate din sticlă de cuarț sau sticlă termorezistentă. Principarele avantaje ale țevilor din sticlă au rezistență chimică foarte bună și opun rezistență hidraulică mică la curgere. Dezavantajele lor sunt fragilitate mare, rezistență mică la încovoiere și șoc, sensibilitate la tensiunile locale.

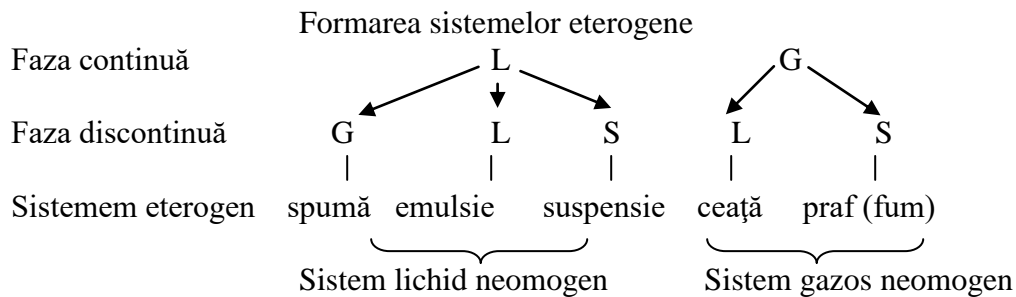
Tuburi din materiale organice

Tuburile din faolit se pot fabrica cu diametrul 32÷200 mm prin presare dintr-o masă vâlțuită în prealabil și sunt prevăzute în general cu borduri conice pentru asamblări cu flanșe.

Capitolul 4. Separarea sistemelor eterogene

Prin sistem se înțelege un corp sau un ansamblu de corpuri limitat ca întindere spațială și conținut de substanță. Ansamblul corpurilor care formează sistemul poate să aibă stări de agregare diferite constituind astfel faze. O fază este o porțiune dintr-un sistem limitată de o suprafață de separație și având proprietăți bine determinate diferite de proprietățile celorlalte părți ale sistemului. Sistemele constituite dintr-o singură fază se numesc omogene iar cele formate din două sau mai multe faze se numesc eterogene.

În cazul sistemelor eterogene formate din două faze putem deosebi o fază discontinuă numită fază dispersă sau dispersată pentru că se află într-o stare de divizare fină într-o a doua fază continuă numită mediu de dispersie sau fază dispersantă.



Întotdeauna din considerente tehnologice, economice sau de protecția mediului este necesară separarea sistemelor eterogene, acest lucru se poate realiza prin două mecanisme:

- 1- prin acțiunea diferențiată a unor forțe asupra celor două faze
- 2- prin reținerea uneia din faze pe un mediu filtrant

Viteza de sedimentare

Se consideră o particulă de un volum oarecare imersată într-un volum infinit de fluid și forțele ce acționează asupra particolei:



Fa – forța activă sau exterioară

$$F_a = m \cdot a = V \cdot \rho_D \cdot a$$

Fp – forța de plutire sau forța arhimedică

$$F_p = \frac{m}{\rho_D} \cdot \rho_C \cdot a$$

Fr – forța de rezistență

$$F_r = \xi \cdot A \cdot \rho_C \frac{v^2}{2}$$

În care:

V-volumul particolei m^3

ρ_D – densitatea fazei discontinue (a particolei) kg/m^3

ρ_C – densitatea fazei continue (a mediului) kg/m^3

a – accelerația m/s^2

ξ - coeficient de rezistență

A – aria proiecției particolei pe un plan perpendicular pe direcția de deplasare m^2

v – viteza particolei m/s

În funcție de raportul celor două forțe Fa și Fp sunt posibile următoarele situații:

1 - $F_a > F_p \Rightarrow \rho_D > \rho_C$ particola capătă o mișcare descendentă în fluid

2 - $F_a < F_p \Rightarrow \rho_D < \rho_C$ particola capătă o mișcare ascendentă în fluid

3 - $F_a = F_p \Rightarrow \rho_D = \rho_C$ particola se menține în echilibru în fluid

Pentru a fi posibilă separarea trebuie să existe o rezultantă a deplasării condiție valabilă doar în primele două cazuri.

În primul caz separarea se realizează prin sedimentare iar în al doilea prin flotație.

Vom considera primul caz, în care rezultanta determină o deplasare uniform accelerată a particolei pe verticală în jos. Din momentul în care particola începe să se deplaseze în fluid se manifestă și a treia forță, forța de rezistență, care se opune mișcării particolei în fluid.

Prin compunerea celor trei forțe se obține o forță rezultantă sub acțiunea căreia particola are o mișcare uniform accelerată:

$$F_R = F_a - F_p - F_r = m \cdot \frac{dv}{dt}$$

$$m \cdot a - \frac{m}{\rho_D} \cdot \rho_C \cdot a - \xi \cdot A \cdot \rho_C \frac{v^2}{2} = m \frac{dv}{dt}$$

$$m \cdot a - \frac{m}{\rho_D} \cdot \rho_C \cdot a - \xi \cdot A \cdot \rho_C \frac{v^2}{2} = m \frac{dv}{dt}$$

O dată cu creșterea vitezei particolei are loc și creșterea accentuată a forței de frecare.

Deoarece forța de rezistență are semn cu minus și conține pătratul vitezei, rezultă că va exista o valoare a vitezei la care accelerația dv/dt să fie egală cu 0. Din acel moment particola nu se mai deplasează uniform accelerat, mișcare devenind uniformă cu viteză constantă. Numim viteza atinsă drept viteză **terminală** sau de **sedimentare** și o notăm cu v_0 .

Din relația anterioară se obține:

$$a \left(\frac{\rho_D - \rho_C}{\rho_D} \right) = \xi \cdot A \cdot \frac{v_0^2}{2m} \cdot \rho_C$$

Din care izolând viteza de sedimentare:

$$v_0 = \sqrt{\frac{1}{\xi} \cdot \frac{2m}{A \cdot \rho_D} \cdot \frac{a(\rho_D - \rho_C)}{\rho_C}} \quad \text{m/s}$$

Dacă particolele au formă sferică atunci expresia vitezei devine:

$$\frac{m}{\rho_D} = V_{sfera} = \frac{\pi \cdot d^3}{6} \quad \text{iar } A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{deci raportul:}$$

$$\frac{2m}{A \cdot \rho_D} = 2 \cdot \frac{\frac{\pi \cdot d^3}{6}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4}{3} \cdot d$$

$$v_0 = \sqrt{\frac{4}{3\xi} \cdot \frac{a(\rho_D - \rho_C) \cdot d}{\rho_C}} \quad \text{m/s}$$

a – accelerația (m/s^2) imprimată de o forță ce acționează asupra particolei.

Pentru simplificarea calculului se definește un factor de eficacitate k fiind raportul între o forță activă și forța gravitațională

$$k = \frac{F_a}{F_g} = \frac{m \cdot a}{m \cdot g} = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot r}{m \cdot g} = \frac{\omega^2 \cdot r}{g} \text{ motiv pentru care accelerația poate fi scrisă ca multiplu de } g,$$

adică $a = k \cdot g$.

$$v_0 = \sqrt{\frac{4}{3\xi} \cdot \frac{(\rho_D - \rho_C) \cdot d \cdot k \cdot g}{\rho_C}} \quad \text{m/s}$$

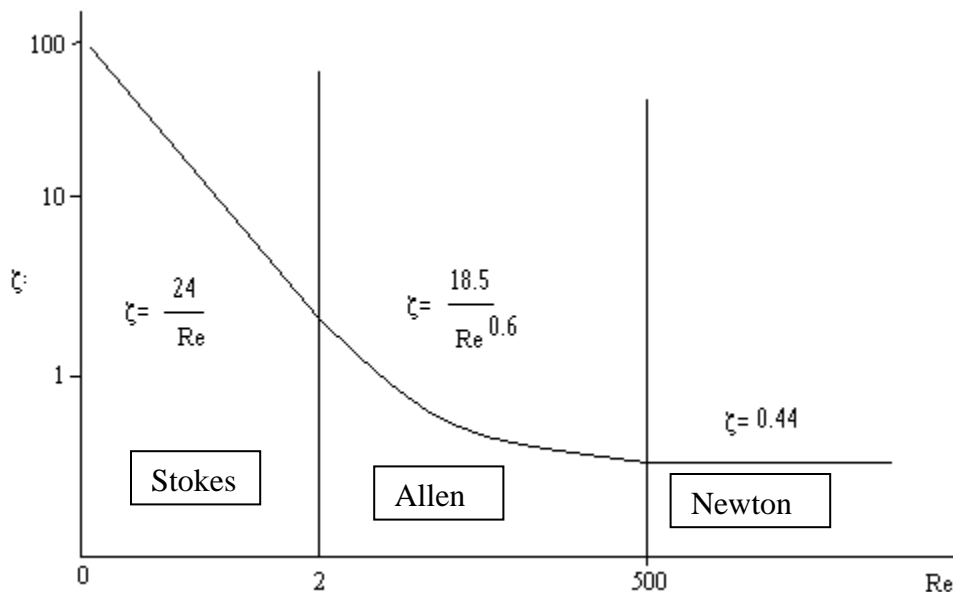
Mărimea ξ -coeficient de rezistență este cea mai grea de determinat.

Sedimentarea poate fi considerată că este o curgere exterioară a unui fluid în jurul unor corpuri imersate pentru care există relația:

$$\xi = f(\text{Re}, \varepsilon) \quad \text{unde}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_c \cdot v_0 \cdot d}{\eta_c} \quad \text{și}$$

ε - rugozitatea suprafeței corpului



Primul domeniu adică $\xi = \frac{24}{\text{Re}}$ se numește domeniul Stokes și este caracterizat de o sedimentare în regim laminar. Prin înlocuire în expresia vitezei de sedimentare se obține:

$$v_0 = \frac{k \cdot g \cdot d^2 (\rho_D - \rho_C)}{18 \cdot \eta} \quad [\text{m/s}]$$

Al doilea domeniu $\xi = \frac{18.5}{\text{Re}^{0.6}}$ se numește domeniul de sedimentare Allen, este un domeniu de tranziție, iar al treilea domeniu se numește domeniul de sedimentare Newton, fiind caracterizat de un coeficient $\xi = 0.44$ ce nu depinde de numărul Re .

Metode de determinare a coeficientului de rezistență și a vitezei de sedimentare.

- a) Metoda iterațiilor sau a încercărilor succesive
 - b) Metoda criteriului lui Arhimede
 - c) Metoda criteriului Liascenko
- a) Metoda iterațiilor presupune alegerea domeniului de sedimentare, evaluarea vitezei de sedimentare cu un coeficient de rezistență ales din acel domeniu, calcularea regimului (Re), verificarea domeniului ales, recalcularea mărimilor pâna la atingerea unei erori acceptabile.
- b) Metoda criteriului lui Arhimede, presupune evaluarea acestui criteriu:

$$Ar = \frac{d^3(\rho_D - \rho_C) \cdot \rho_C \cdot g}{\eta_C^2}$$

iar din relația:

$$\frac{4}{3} \cdot Ar = \xi \cdot Re^2$$

se poate calcula criteriul Re, și viteza de sedimentare.

Pentru limita domeniul Stokes, $Re=2$, $\xi = \frac{24}{Re} = 12$ rezultă $Ar=36$,

iar pentru limita domeniului Newton, $Re=500$, $\xi = 0.44$, $Ar=84000$

c) Metoda criteriului Liascenko

Presupune evaluarea criteriilor Ar, Re, Li

$$Ar = \frac{d^3(\rho_D - \rho_C) \cdot \rho_C \cdot g}{\eta_C^2}, Re = \frac{\rho_C \cdot v_0 \cdot d}{\eta_C}, Li = \frac{Re^3}{Ar}$$

și calcularea vitezei de sedimentare:

$$v_0 = \sqrt[3]{\frac{Li \cdot \eta_C (\rho_D - \rho_C) \cdot k \cdot g}{\rho_C^2}}$$

Dar metoda numerică este dificilă necesitând calcule mai complicate și verificări a domeniilor, preferându-se metodele grafice, obținându-se criteriul $Li=f(Ar)$ pe baza unor grafice existente în literatură, în care s-au urmărit și dependențe pentru particole de alte forme (rotunjite, ascuțite, colțuroase, lamelare, etc.)

O altă problemă este determinarea diametrului particolei ce sedimentează cu o anumită viteză ce poate fi impusă sau determinată.

Se procedează în sens invers, adică se evaluează Li, apoi Ar și se determină diametrul d.

$$Li = \frac{v_0^3 \cdot \rho_C^2}{\eta_C (\rho_D - \rho_C) g} \text{ și din grafic } Li=f(Ar), \text{ se obține o valoare pentru Ar.}$$

Fiecare metodă presupune și verificarea domeniului și stabilirea erorilor de calcul acceptabile.

Separarea sistemelor gazoase eterogene. Purificarea gazelor

După modul de formare a fazei disperse, sistemele gazoase eterogene se împart în sisteme mecanice și sisteme condensate.

Sistemele mecanice se formează în urma unei operații mecanice – sfărâmare, măcinare, clasare etc. sau în urma unui transport. Dimensiunile particolelor în aceste sisteme este cuprinsă între 5 și 100 μm .

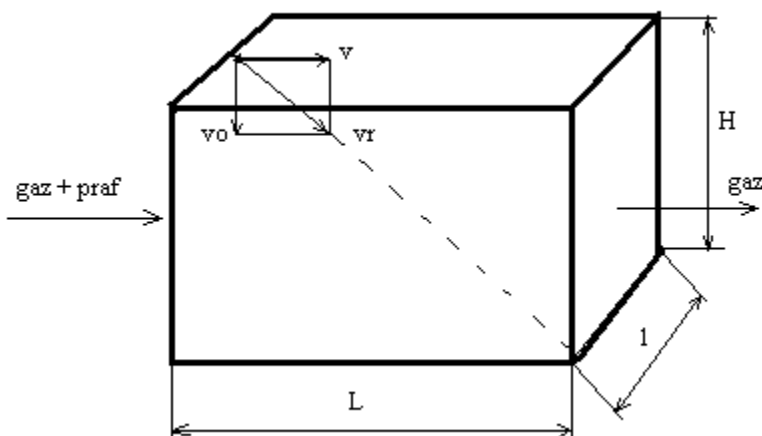
Sistemele condensate se formează prin condensări fizice de vapori într-un gaz, sau în urma unor reacții chimice. De exemplu ceața de H_2SO_4 rezultată la reacția dintre SO_3 și vaporii de apă.

Pentru separarea sistemelor gazoase eterogene se folosesc diferite metode ce se pot clasifica astfel:

- Metode mecanice sau uscate, la acestea forța activă poate fi gravitațională, forța de inerție sau forța centrifugă
- Metode umede, presupun spălarea gazului prin stropire sau pulverizare
- Filtrarea, reținerea fazei solide se face pe un mediu poros sau filtrant
- Metode electrice, sedimentarea se realizează într-un câmp electric
- Metode sonice, folosindu-se un câmp de unde ultrasonore se realizează aglomerarea sau coalescența particolelor.

Separatoare gravitaționale. Camera de desprăfuire

Constă dintr-o încăpere paralelipipedică intercalată pe traseul gazului.



Gazul parcurge camera în lungimea ei. S-a considerat o particulă aflată în situația cea mai defavorabilă – la partea superioară a camerei- și care trebuie să parcurgă cel mai lung drum pentru a se depune. Particula este supusă la două forțe: forța de presiune dinamică a gazului ce tinde să antreneze particula cu viteza v aceeași cu care gazul curge prin cameră, a doua forță este greutatea proprie a particolei ce determină sedimentarea cu viteza v_0 . Rezultanta compunerii celor două viteze va fi v_r .

Timpul de staționare al particolei în cameră trebuie să fie mai mare sau cel puțin egal cu timpul de sedimentare. $t \geq t_0$

$$t = \frac{L}{v} \quad \text{în care } L \text{ –lungimea camerei}$$

v – viteza medie a gazului.

$$v = \frac{Mv}{H \cdot l} \quad \text{în care } Mv - \text{debitul volumic al gazului}$$

H – înălțimea camerei

l – lățimea camerei

Pentru timpul de sedimentare se poate scrie:

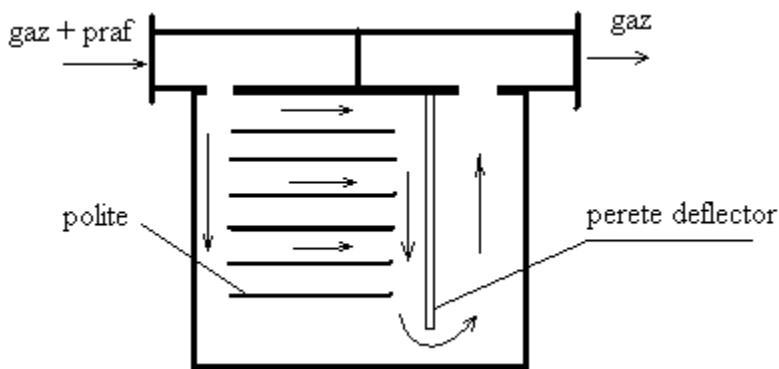
$$t = \frac{H}{v_0} \quad \text{în care: } v_0 - \text{viteza de sedimentare.}$$

În situația cea mai defavorabilă adică în cazul egalității timpilor se obține:

$$t = \frac{L}{\frac{Mv}{H \cdot l}} = t_0 = \frac{H}{v_0} \quad \text{rezultă } Mv = L \cdot l \cdot v_0 \quad \text{în m}^3/\text{s.}$$

Relația obținută arată ce productivitatea camerei de desprăfuire depinde numai de suprafața acesteia nu și de înălțime.

Astfel s-au construit **camere de desprăfuire cu mai multe polițe.**



Camerele de desprăfuire funcționează în regim discontinuu, fiind necesară periodic o îndepărtare a prafului colectat. Pentru procese ce necesită un regim continuu, se folosesc două sau mai multe camere în așa fel încât pe rând una din acestea poate fi curățată de praful depus.

Camerele de desprăfuire servesc pentru o purificare grosieră.

Eficacitatea de separare se definește astfel:

$$\eta_s = \frac{m_s}{m_i} \cdot 100 \quad \text{în } \%, \quad \text{unde: } m_s - \text{masa de particole separate -kg,}$$

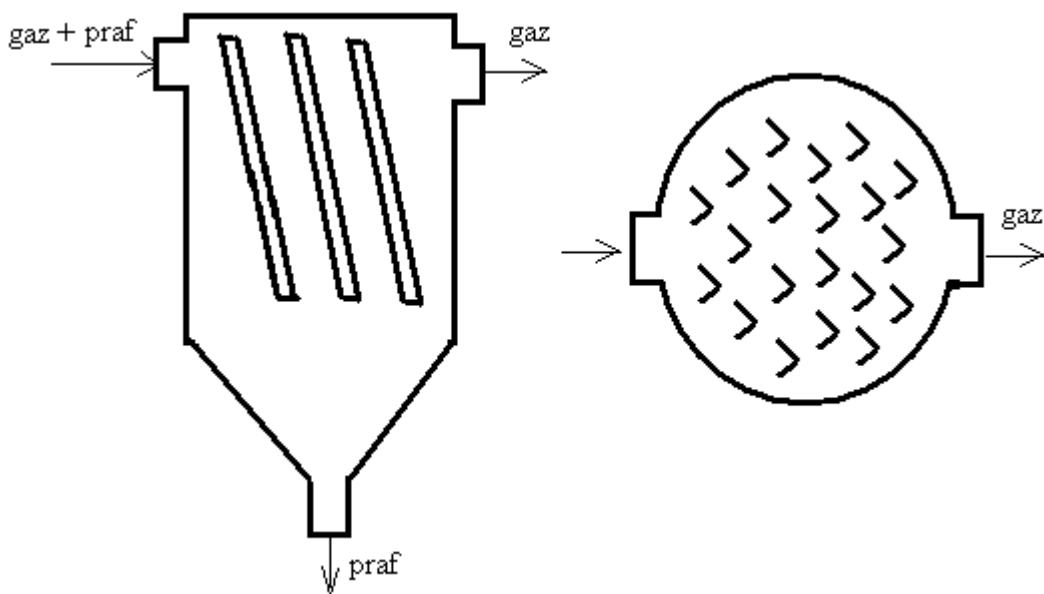
m_i - masa totala a prafului di gaz -kg.

Camerele de desprăfuire au o eficacitate cuprinsă între 40% și 70%, în ele se separă particole cu diametrul mai mare de 50 μ m.

Separatoare inerțiale

Separarea în aceste utilaje se bazează pe faptul că o particulă solidă are o cantitate de mișcare mai mare decât masa volumului de gaz dezlucuit, prin urmare la schimbarea direcției de curgere particola continuă deplasarea în virtutea inerției. Dacă pe traseul de curgere există o barieră adică o șicană sau un perete despărțitor, particola se lovește de aceasta, pierde cantitatea de mișcare și se depune la baza barierei. Gazul, ocolește ușor bariera, fiind evacuat din utilaj.

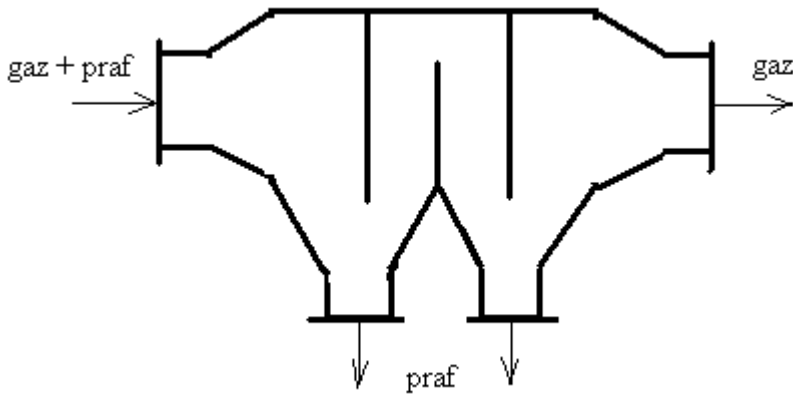
Separatorul cilindric cu șicane



Este un utilaj cilindric vertical prevăzut la interior cu mai multe șicane în v, dispuse oblic față de direcția de curgere a gazului.

Fiecare șicană constituie un obstacol pentru gaz și praf, gazul reușește să ocolească șicana, iar praful în urma lovirii șicanei cade la partea inferioară a utilajului fiind evacuat periodic din silozul conic inferior.

Separatorul cu pereți despărțitori

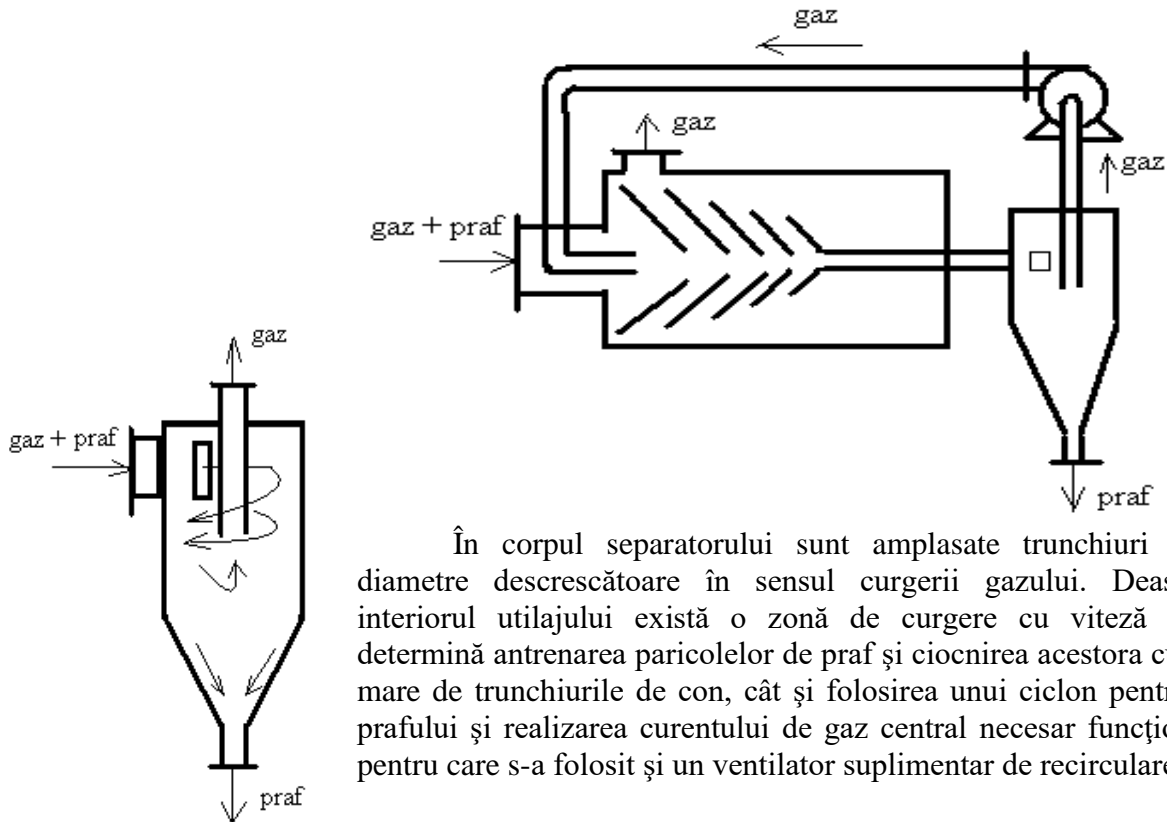


Este realizat pe o porțiune din conducta de transport, prin introducerea unor pereți despărțitori verticali ce determină ocolirea acestora de către gaz și în același timp constituie frontiere de ciocnire pentru particulele de praf. La partea inferioară a pereților verticali există o serie de colectoare de praf sub forma unor mici buncăre sau silozuri.

Evacuarea prafului se realizează deasemenea periodic prin deschiderea silozurilor inferioare.

Pierderile de presiune pe un astfel de utilaj sunt extrem de mici fiind astfel posibil de a fi montat pe conducta de transport a gazului.

Separatorul inerțial cu conuri



În corpul separatorului sunt amplasate trunchiuri de con cu diametre descrescătoare în sensul curgerii gazului. Deasemenea în interiorul utilajului există o zonă de curgere cu viteză crescută ce determină antrenarea particulelor de praf și ciocnirea acestora cu viteză mai mare de trunchiurile de con, cât și folosirea unui ciclon pentru separarea prafului și realizarea curentului de gaz central necesar funcționării motiv pentru care s-a folosit și un ventilator suplimentar de recirculare a gazului.

Separatorul centrifugal – ciclonul

Prin folosirea forței centrifuge, viteza de sedimentare în câmp centrifug crește de sute sau mii de ori față de viteza de sedimentare în câmp gravitațional.

Un ciclon are o parte cilindrică și o parte inferioară conică. Gazul cu praf este introdus tangențial printr-un racord de regulă de secțiune paralelipipedică. Datorită pătrunderii tangențiale, gazul capătă o mișcare de rotație în spirală descendentă. La partea inferioară, gazul e nevoit să-și schimbe direcția de curgere fiind evacuat prin tubul central. Particulele solide nu reușesc să-și schimbe direcția de curgere fiind colectate la partea inferioară a ciclonului de unde sunt evacuate periodic.

Dimensiunile constructive ale ciclonului se determină funcție de diametrul părții cilindrice a acestuia.

$$\frac{\Delta p}{\rho_c} = \zeta \frac{v^2}{2} \quad \text{în care } v - \text{viteza convențională de curgere axială a gazului prin zona cilindrică.}$$

$$\text{În relația anterioară se admite } \frac{\Delta p}{\rho_c} = 600 \div 800$$

și $\zeta = 100 \div 200$, determinându-se viteza v .

Apoi din debitul de gaz se determină diametru zonei cilindrice. $Mv = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v$

Dimensiunile standardizate ale ciclonului sunt date ca părți din diametrul D .

În practică s-a constatat că reducerea diametrului ciclonului determină separarea particulelor cu diametre mai mici deoarece câmpul centrifug se intensifică dacă crește viteza.

$$k = \frac{\omega^2 \cdot r}{g} \quad \text{iar } \omega = \frac{vp}{r} \quad \text{unde } vp - \text{viteza periferică în m/s}$$

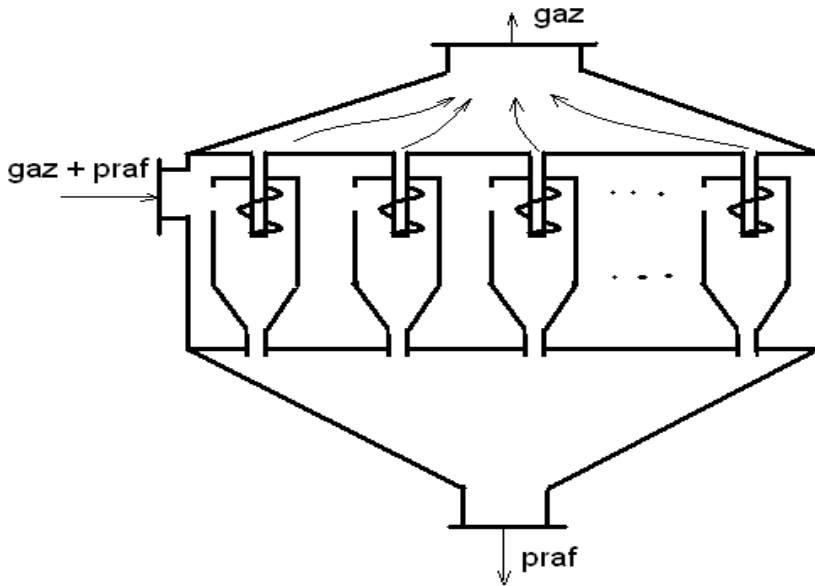
r – raza de rotație în m.

Înlocuind în expresia vitezei de sedimentare factorul k se poate determina diametru celor mai mici particole ce pot fi separate.

$$v_0 = \frac{d^2(\rho_D - \rho_C) \cdot vp^2}{18 \cdot \eta_c \cdot r} \quad \text{și } d = \sqrt{\frac{18 \cdot \eta_c \cdot v_0 \cdot r}{(\rho_D - \rho_C) \cdot vp^2}} \quad \text{în m.}$$

Deoarece scăderea diametrului ciclonului determină și reducerea debitului de gaz prelucrat s-au construit utilaje realizate din mai multe cicloane ce funcționează în paralel numite baterii de cicloane sau multicicloane.

Multiciclonul sau baterii de cicloane

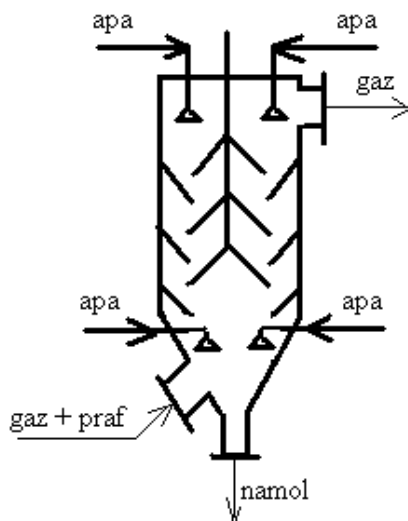


Mai multe cicloane cu diametrul mai mic (cuprins între 150 și 200mm) sunt montate între două plăci tubulare ale unei camere cu diametrul mai mare (2-4m). Gazul se alimentează în această cameră și se distribuie în cicloane prin deschiderile practicate pe circumferința acestora. Pentru a imprima gazului o mișcare spiralată, fiecare ciclon are pe conducta de evacuare a gazului montată o tablă în formă de spirală. Praful separat se colectează în partea de jos a camerei de unde este evacuat periodic. Gazul desprăfuit se evacuează pe la partea superioară. Prin această construcție se menține un debit prelucrat suficient de mare și în același timp se folosesc cicloane cu diametrul extrem de mic.

Metode umede de purificare – spălarea gazelor

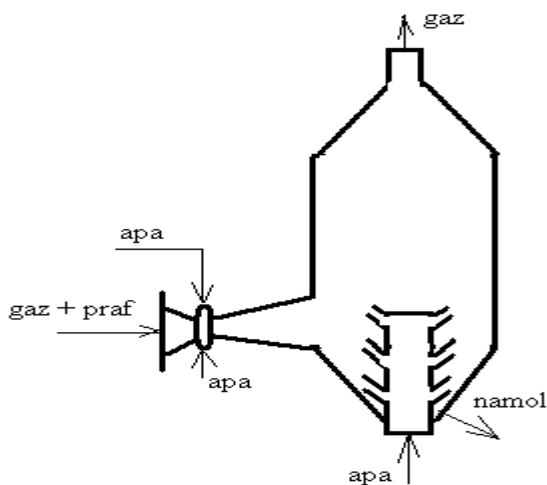
De cele mai multe ori, gazele desprăfuite prin metodele anterioare sunt apoi spălate fie prin stropire fie prin barbotare. Utilajele se numesc spălătoare de gaze sau scrubere.

Turnul de spălare cu șicane conice



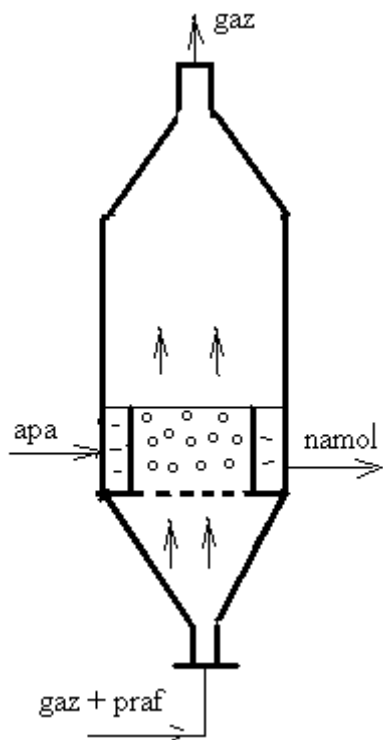
Utilajul este de tip coloană cilindrică având în interior șicane, unele montate pe pereții turnului altele pe un suport central. Gazul cu praf este alimentat pe la partea inferioară, unde se stropește cu apă pentru o purificare grosieră. Gazu, în continuare, se deplasează ascendent și vine în contact cu apa ce curge sub formă de pelicolă pe suprafața șicanelor.

Particulele solide se umezesc, se aglomerează și formează un nămol subțire numit șlam ce curge la partea inferioară a utilajului.



Scrubberul Venturi

Este un spălător centrifugal în care gazul cu praf este introdus tangențial într-un utilaj conic și în același timp spălat cu apă. Pentru introducerea gazului se folosește un tub Venturi în care în zona cu secțiunea cea mai mică se introduce și apă pentru umezire prin intermediul unui sistem de diuze.



Spălătorul cu gaz spumant

Face parte din categoria utilajelor în care purificarea se face prin barbotarea gazului în lichid.

Este compus dintr-un recipient cilindric cu fund perforat pe o porțiune limitată de două praguri sau două baraje. Gazul cu praf este alimentat pe la partea inferioară a utilajului fiind obligat să treacă prin perforațiile plăcii inferioare. Bulele de gaz antrenează pe suprafața lor o peliculă fină de lichid. La ieșirea din stratul de lichid bulele se sparg dispersând pelicola de lichid în picături extrem de fine. Se crează astfel o suprafață foarte mare de contact între gaz și lichid ceea ce duce la o umezire eficientă.

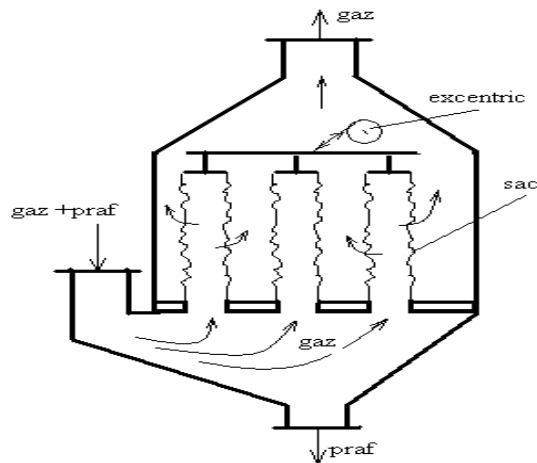
Spălătorul de gaz se poate construi cu mai multe etaje de spălare, eficacitatea lui atingând valori de 99%. Ca dezavantaj se observă că necesită un control precis a debitului de gaz și a celui de lichid.

Purificarea gazelor prin filtrare

Metoda constă în trecerea gazului printr-un mediu poros sau mediu filtrant care reține particolele solide. Mediul filtrant sau materialul filtrant depinde de proprietățile chimice ale gazului, de temperatura sa, de natura și dimensiunile particolelor solide.

Se pot folosi materiale –ceramice- porțelan, sticlă sinterizată

- materiale fibroase- vată de sticlă, azbest
- materiale granulare sub formă de straturi- nisip, pietriș
- țesături din materiale de origine vegetală, animală sau sintetice

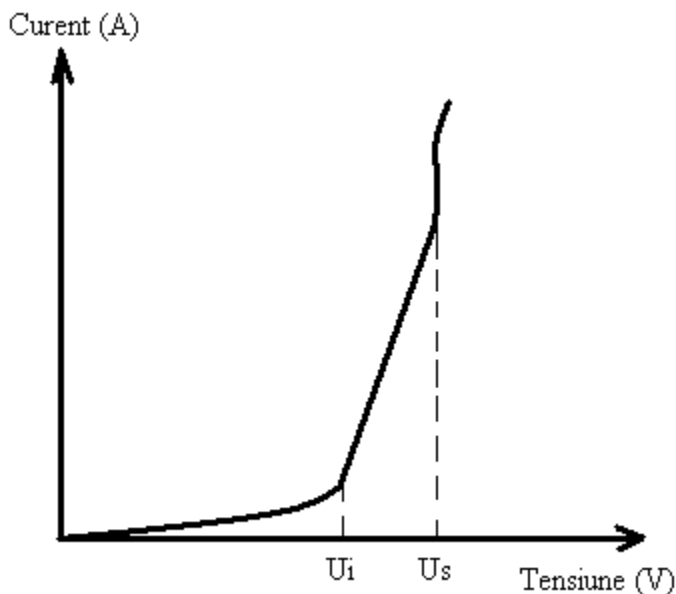


Filtrul cu saci

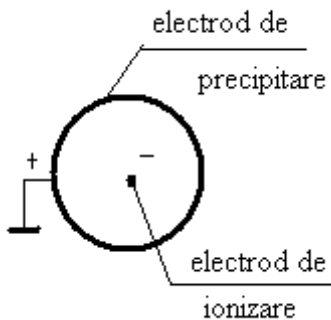
Este format dintr-un corp cilindric sau paralelipipedic prevăzut cu o placă tubulară perforată în care sunt montați saci de filtrare cu gura în jos. Sacii sunt menținuți întinși de un cadru metalic ce are un sistem excentric de scuturare a sacilor.

Metode electrice de purificare

În condiții obișnuite gazele sunt medii dielectrice adică nu permit trecerea curentului electric. Sub influența unor câmpuri electrice intense și la presiuni destul de mici se produce ionizarea gazelor și prin aceasta apar o serie de fenomene de transport a sarcinilor electrice prin gaze. Analizând un grafic privind dependența între curent și tensiune într-un gaz se observă existența unei tensiuni de ionizare valoare ce corespunde unei creșteri lente a curentului transportat de gaz, apoi apariția unei tensiuni de străpungere ce determină o creștere substanțială a curentului transportat.



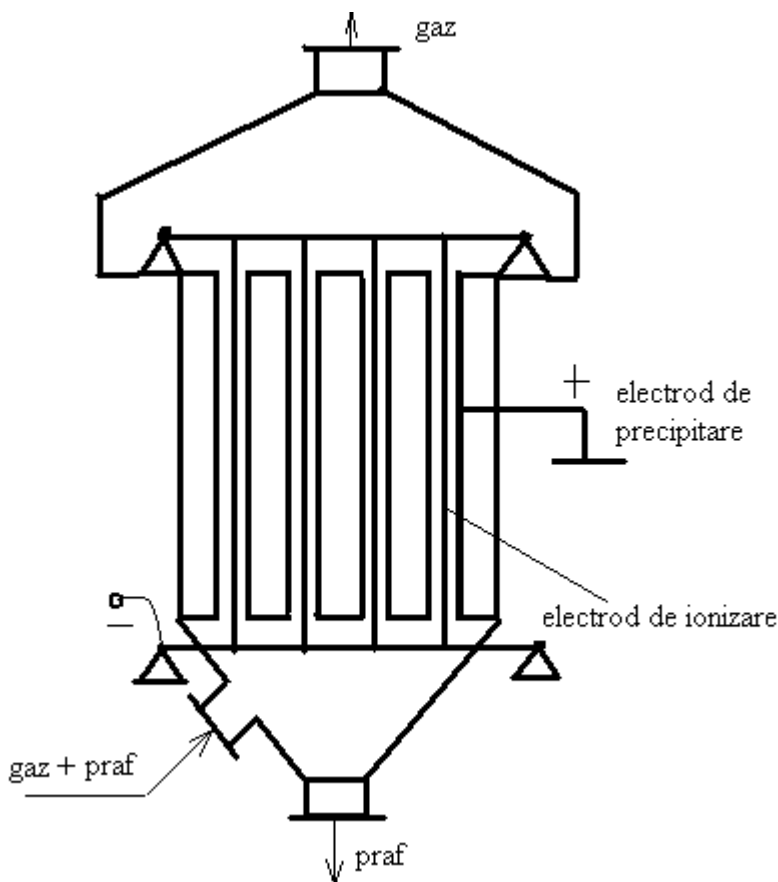
La atingerea tensiunii de străpungere se produce o descărcare puternică practic o scânteie asemănătoare cu un fulger în atmosferă. Dacă câmpul electric este uniform se produce o descărcare în întreaga masă de gaz. Se preferă câmpuri neuniforme realizate din electrozi concentrați de exemplu un electrod sub forma unui fir aflat în interiorul unui alt electrod sub forma unei țevi sau de o altă secțiune.



Densitatea de curent este maximă în jurul catodului (electrodul negativ) motiv pentru care la nivelul acestuia se atinge tensiunea de străpungere producându-se ionizarea puternică a gazului. Ioni de gaz transferă ușor sarcinile către particolele solide acestea fiind atrase de electrodul de precipitare. La atingerea cu viteză a electrodului de precipitare particolele solide se aglomerează și se depun pe acesta sau la baza lui. Efectele câmpului electric în vecinătatea electrodului de ionizare generează așa numitul *Efect Corona*, ce este caracterizat de apariția unor scântei electrice, a unor jerbe luminoase, pocnituri și formarea de ozon. Deplasarea ionilor de gaz determină așa numitul *vânt electric* ce antrenează particolele solide spre electrodul de precipitare.

gas determină așa numitul *vânt electric* ce antrenează particolele solide spre electrodul de precipitare.

Filtrul electric tubular



Este realizat dintr-un corp metalic conectat la polul pozitiv al unui generator de tensiune înaltă și continuă. În interior sunt dispuse fascicule de țevi prin interiorul acestora fiind trecute fire electrice conectate la polul negativ. Firele sunt menținute întinse de un sistem de centrare și de întindere. Gazul impurificat cu praf este introdus pe la partea inferioară și circulă prin țevi în sens ascendent. Producându-se ionizarea gazului în apropierea electrodului sub formă de fir, se realizează separarea

prafului datorită vântului electric către electrodul de precipitare, praful depunându-se la baza țevilor și este evacuat periodic pe la partea inferioară a utilajului. Gazul purificat iese pe la partea superioară. Dacă praful are o conductibilitate electrică redusă se preferă să se umezească puțin, realizându-se astfel un mai bun transfer electric pe suprafața electrodului de precipitare cât și o mai bună aglomerare a nămolului rezultat.

Purificarea gazelor cu ultrasunete

Metoda se folosește pentru particole solide sau lichide foarte fine. Energia undelor ultrasonore se transmite particolelor de praful, acestea capătă viteze diferite în funcție de mărimea acestora, se ciocnesc și se aglomerează. Frecvența undelor sonore este cuprinsă între 1Hz și 200kHz, valorile între 20kHz și 200kHz corespund ultrasunetelor.

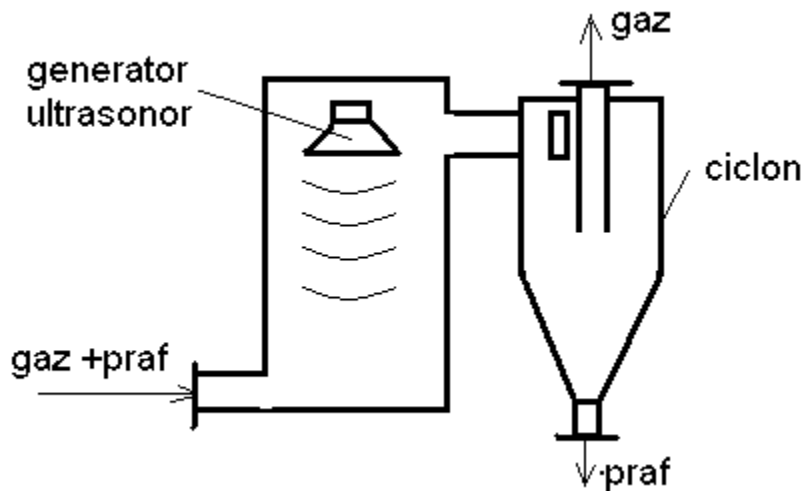
Există mai multe metode de generare a ultrasunetelor. O metodă practică în industrie este generatorul mecanic.

Un generator de ultrasunete este format dintr-o diuză prin care se trimite cu viteză mare un fluid de exemplu abur, și un rezonator practic o cameră de rezonanță la care se poate modifica adâncimea acesteia, lucru ce determină modificările de frecvență a sunetelor generate.

Fluierul lui Galton



Separatorul cu ultrasunete



Separatorul cu ultrasunete este realizat dintr-o cameră în care se realizează aglomerarea prafului prin supunerea la un câmp ultrasonor intens. Urmează apoi un ciclon clasic în care praful aglomerat este separat de gaz prin acțiunea forței centrifuge asupra particolelor aglomerate. Gazul curat este evacuat pe la partea superioară a ciclonului.

Purificarea cu ultrasunete este extrem de eficientă, separându-se particole cu dimensiuni extrem de mici de ordinul μm și se ajunge la grade de separare avansate astfel cantitatea de praful ce mai rămâne în gaz ajunge la $0,1\text{mg praful/m}^3\text{ gaz}$.

Consumul de energie este totuși destul de mare ajungând la $1\div 3\text{kWh}/1000\text{m}^3$ gaz.

Separarea sistemelor eterogene lichide

Suspensiile reprezintă sisteme eterogene formate dintr-un mediu de dispersie lichid și din particole solide aflate în echilibru. Suspensiile pot fi grosiere la care dimensiunile particolelor depășesc $100\mu\text{m}$, suspensii fine la care particolele au dimensiuni cuprinse între $0,5\div 100\mu\text{m}$, suspensii turburi la care dimensiunile sunt cuprinse între $0,1\div 0,5\mu\text{m}$.

Separarea suspensiilor se face ca și la sistemele eterogene gazoase sub acțiunea forței de gravitație, a forței centrifuge sau sub acțiunea unei diferențe de presiune.

Separarea suspensiilor prin sedimentare-decantare

Sedimentarea este operația de separare sau de depunere a particolelor solide dintr-o suspensie solid-lichid. Sedimentul sau precipitatul este stratul de solid separat îmbibat cu lichid. Decantatul este lichidul mai mult sau mai puțin clar rezultat după separare. Îngroșarea este operația de concentrare prin sedimentare a fazei solide și se folosește când faza solidă este valoroasă. Limpezirea sau clarificarea este operația de îndepărtare prin sedimentare a fazei solide și se folosește când faza lichidă este valoroasă. Notiunea de sedimentare este mai generală și se folosește când ambele faze sunt valoroase sau în general.

Decantorul Dorr

Este un bazin circular, de înălțime mică și cu fundul puțin inclinat spre centru în care există un sistem de brațe cu raclete ce se rotește cu o viteză mică.

Suspensia este alimentată continuu în zona centrală la partea superioară pe un disc sau o cameră de deversare astfel încât să nu se tulbure masa din decantor. Particulele solide cu dimensiuni mari vor sedimenta în zona centrală, iar cele cu dimensiuni mai mici către periferie. La partea superioară există o rigolă periferică în care se colectează lichidul clar. Precipitatul ce se depune la partea inferioară a decantorului este dirijat prin intermediul sistemului de brațe cu raclete spre un racord central de evacuare.

Fiind un utilaj cu funcționare continuă, în interiorul acestuia se formează suprafețe de separare cu concentrație constantă a fazei solide, ce sunt supuse la două acțiuni contrare: o tendință este de deplasare către partea inferioară datorită evacuării continue și datorită sedimentării, iar o altă tendință este către partea superioară datorită curgerii fazei limpede spre jghiabul deversor. Din egalitatea celor două tendințe se obține o relație de dimensionare a decantorului astfel:

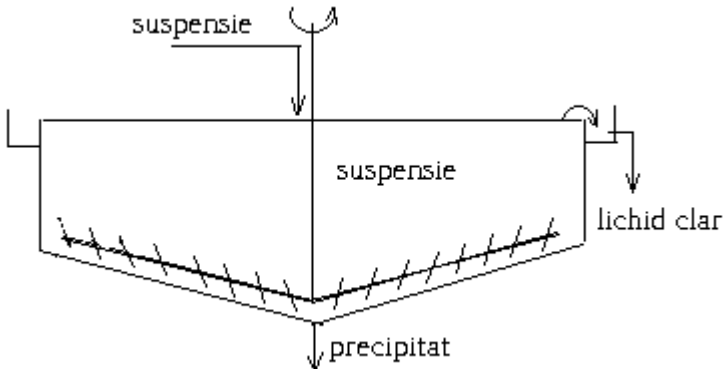
$$M_{vl} = S \cdot v_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v_0 \quad [\text{m}^3/\text{s}], \text{ în care:}$$

M_{vl} - debitul de lichid clar ce se evacuează prin deversare în rigolă, $[\text{m}^3/\text{s}]$;

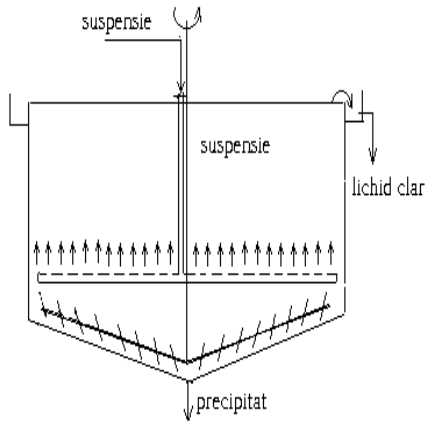
D - diametrul decantorului, $[\text{m}]$;

v_0 - viteza de sedimentare, $[\text{m}/\text{s}]$.

În practică, debitul de lichid clar se obține din bilațul de materiale pentru decantor, iar pentru viteza de sedimentare se acceptă o înjumătățire a vitezei calculate teoretic sau se determină experimental această marime.



Limpezitoare



Principiul de funcționare al limpezitoarelor a rezultat din observația îmbunătățirii procesului, dacă suspensia străbate un strat de sediment sau dacă există o recirculare parțială a sedimentului. S-au conceput astfel utilaje la care alimentarea suspensiei se face la partea inferioară a decantorului acolo unde concentrația precipitatului este mare.

Prin introducerea unor pereți despărțitori sau șicane interioare se poate controla traseul curgerii obținându-se astfel variate modele de limpezitoare.

Sedimentarea cu adaos de coagulant

Adaosul de coagulanți accelerează viteza de depune a suspensiilor din apele potabile sau cele reziduale. Coagulanții, sunt săruri de aluminiu și fier care hidrolizează formând hidroxizi sub formă de flocoane voluminoase și grele ce antrenează impuritățile fine din apele tratate. De obicei se prepară o soluție de coagulant concentrată într-un recipient separat și se dozează acesta peste apa tratată într-un raport mic (1/1000 sau 1/2000) sub o agitare intensă. Se menține apoi o agitare moderată în scopul creșterii și coalescenței flocoanelor, urmează apoi strabaterea apei reziduale prin stratul de flocoane cu reținerea impurităților.

Filtrarea

Filtrarea este operația de separare a sistemelor eterogene de tip lichid-solid (suspensii) sau gaz-solid (praf), prin reținerea fazei solide pe o suprafață filtrantă, solidă, poroasă.

În urma filtrării rezultă 2 faze:

- o fază solidă (precipitat) reținută pe suprafața materialului filtrant
- o fază fluidă, care trece prin materialul filtrant (filtrat)

Scopul filtrării este de a separa cât mai bine cele două faze, reușindu-se o separare foarte înaintată pentru filtrat și mai puțin în privința purității precipitatului, acesta fiind ulterior spălat pentru a se asigura o puritate avansată.

În funcție de dimensiunea porilor materialului filtrant, putem clasifica metodele de filtrare astfel:

- filtrarea clasică (macrofiltrare) $d_p > 5 \mu\text{m}$
- microfiltrarea $0.1 \mu\text{m} < d_p < 5 \mu\text{m}$
- ultrafiltrarea $0.005 \mu\text{m} < d_p < 0.1 \mu\text{m}$
- nanofiltrarea $0.5 \text{ nm} < d_p < 5 \text{ nm}$
- hiperfiltrarea (osmoză inversă) $d_p < 1 \text{ nm}$

Pe măsură ce scade dimensiunea porilor trebuie să crească presiunea de filtrare

- filtrarea la presiunea atmosferică
- filtrarea la presiuni ridicate
- filtrarea sub vacuum

Materiale filtrante

Un material filtrant trebuie să asigure reținerea cât mai bună a fazei solide, să nu se colmateze ușor, să opună o rezistență mică la trecerea fazei continue, să aibă rezistență mecanică, termică și chimică bună, să se regenereze ușor, să fie ieftin și ușor de procurat.

Materialul filtrant poate fi format dintr-un singur strat sau din mai multe straturi suprapuse, din același material sau din materiale diferite.

Exemple de materiale filtrante:

- gratate, site, ciururi, table perforare, confectionate de obicei din oțel, fontă, bronz, alamă.
- țesături realizate din materiale vegetale (în, cânepă, bumbac) sau din materiale de natură animală (lână, mătase) sau din alte materiale de sinteză (materiale plastice)
- membrane de natură vegetală, animală sau sintetice
- materiale sinterizate de natură ceramică, sticlă, grafit etc.
- materiale granulare sau pulverulente dispuse sub formă de straturi (nisip, pietriș, cocs etc.)

Factori ce influențează filtrarea:

Există un număr mare de factori ce influențează filtrarea, unii au valori constante pe întreaga durată a filtrării, alții au valori variabile în timp, depinzând de cum este condusă filtrarea.

- Factori referitori la suspensie (natura suspensiei, concentrația, debitul)
- Factori referitori la materialul filtrant (dimensiunea porilor, grosimea materialului, rezistența hidraulică)
- Factori referitori la precipitat (compresibilitatea, coalescența, omogenitatea)
- Factori referitori la perioada de spălare (agentul de spălare, debitul, durata)
- Factori referitori la condițiile de filtrare (presiunea, temperatura, durata, debitul de filtrare)

Teoria filtrării

Filtrarea este o operație care decurge în regim dinamic (nestaționar) și depinde de un număr foarte mare de factori, de aceea se caută să se evite operațiile de filtrare atunci când este posibil. Teoriile simple existente țin seama numai de o serie de factori ce intervin, ele explică desfășurarea generală a operației, dacă sunt completate de determinări experimentale pot servi la proiectarea și exploatarea filtrelor.

Teoria se bazează pe noțiunea de filtru ideal, adică un strat permeabil, cu pori cilindrici cu diametrul constant și uniform repartizați în stratul de material filtrant.

Printr-un singur por, curgerea respectă legea:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho_c \frac{v^2}{2} \quad [\text{Pa}] \text{ în care:}$$

Δp - pierderea de presiune la curgerea printr-un por;

λ - coeficient de frecare -adimensional;

l - lungimea unui por, egală cu grosimea filtrului, în m;

d - diametrul unui por, în m;

ρ_c - densitatea lichidului, în kg/m^3 ;

v - viteza lichidului în porii filtrului, în m/s;

Deoarece diametrul porului este mic, putem presupune că este o curgere laminară ($\text{Re} \leq 2300$):

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \text{ și } \text{Re} = \frac{\rho_c \cdot v \cdot d}{\eta_c}$$

Pentru pierderea de presiune obținându-se relația:

$$\Delta p = \frac{64 \cdot \eta_c}{\rho \cdot v \cdot d} \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho_c \frac{v^2}{2} = 32 \cdot \frac{\eta_c \cdot l \cdot v}{d^2}$$

din care putem să punem în evidență viteza:

$$v = \frac{\Delta p \cdot d^2}{32 \cdot \eta_c \cdot l}$$

Pentru debitul volumic de lichid ce trece prin por putem scrie ecuația:

$$Mv = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \frac{\Delta p \cdot d^2}{32 \cdot \eta_c \cdot l} = \frac{\Delta p}{\frac{32 \cdot \eta_c}{d^2} \cdot \frac{l}{\pi \cdot d^2}} \quad \text{în } [\text{m}^3/\text{s}],$$

adică o relație în care:

$$Mv = \frac{dV}{dt} = \frac{\Delta p}{R},$$

Debitul este forța care determină curgerea (Δp) supra rezistența care se opune curgerii (R).

Rezistența care se opune curgerii este compusă dintr-o rezistență hidraulică a materialului filtrant cât și a precipitatului iar lungimea unui por poate fi compusă din lungimea porului prin materialul filtrant și din lungimea porului prin precipitat.

$$R = r \cdot \eta \cdot \frac{l}{A} \quad [\text{kg/m}^4\text{s}]$$

în care:

$r = r_1 \cdot (\Delta p)^s$ este o rezistență hidraulică specifică, în m^{-1} , unde exponentul s se determină experimental;

$l = \frac{c \cdot V}{A}$ este grosimea stratului de precipitat, în m;

iar c reprezintă fracția volumică de fază solidă în suspensie.

Ecuația debitului devine:

$$Mv = \frac{dV}{dt} = A^2 \frac{(\Delta p)^{1-s}}{r_1 \cdot \eta \cdot c \cdot V} \text{ ecuația diferențială a filtrării.}$$

Pentru integrarea acestei ecuații, este necesar să se precizeze condițiile în care se face filtrarea, la presiune constantă sau la debit constant.

Filtrarea la presiune constantă

Este modalitatea cea mai întâlnită în practică, dar deoarece stratul de precipitat crește în timpul filtrării, are loc scăderea continuă a debitului de filtrat, evident continuarea operației sub un anumit debit nu mai este economică.

După separarea variabilelor se obține:

$$\frac{V}{A^2} dV = \frac{(\Delta p)^{1-s}}{r_1 \cdot \eta \cdot c \cdot V} dt, \text{ și după integrare:}$$

$$\left(\frac{V}{A}\right)^2 = 2 \frac{(\Delta p)^{1-s}}{r_1 \cdot \eta \cdot c \cdot V} t = K_1 \cdot t \text{ iar raportul } \frac{V}{A} = V_0 \text{ se numește capacitatea specifică de filtrare [m}^3/\text{m}^2]$$

Filtrarea la debit constant

În acest caz, presiunea trebuie mărită pe măsură ce debitul tinde să scadă.

Dacă se impune ca debitul să fie constant:

$$\frac{dV}{dt} = A^2 \frac{(\Delta p)^{1-s}}{r_1 \cdot \eta \cdot c \cdot V} = \frac{V}{t} = ct. \text{ ecuația poate fi scrisă și sub forma:}$$

$$\left(\frac{V}{A}\right)^2 = \frac{(\Delta p)^{1-s}}{r_1 \cdot \eta \cdot c} \cdot t = K_2 \cdot (\Delta p)^{1-s} \cdot t$$

exponentul s are valori subunitare $0 < s < 1$, astfel:

- pentru precipitate necompresibile $s=0$,
- pentru precipitate foarte compresibile $s=1$

Pentru a găsi o lege de variație a presiunii se impune ca debitul să fie constant:

$$\left(\frac{V}{t}\right)^2 \frac{1}{A^2} = K_2 \cdot \frac{(\Delta p)^{1-s}}{t} \text{ rezultând ca raportul } \frac{(\Delta p)^{1-s}}{t} = ct.$$

Când nu vrem să neglijăm rezistența suportului filtrant se introduce un volum filtrat V' ce ar crea un strat de precipitat cu aceeași rezistență cu a suportului.

Ecuția diferențială ar avea forma:

$$\frac{dV}{dt} = A^2 \frac{(\Delta p)^{1-s}}{r_1 \cdot \eta \cdot c \cdot (V + V')}, \text{ iar forma integrală ar fi:}$$

$$\left(\frac{V}{A}\right)^2 + 2k_v \cdot \left(\frac{V}{A}\right) = k_t \cdot t, \text{ în care raportul } \left(\frac{V}{A} = V_0\right) [\text{m}^3/\text{m}^2] \text{ numit capacitate specifică}$$

de filtrare, iar constantele filtrării k_v [m^3/m^2] și k_t [s^{-1}] trebuie determinate experimental.

$$(V_0)^2 + 2k_v \cdot (V_0) = k_t \cdot t$$

în care k_v [m^3/m^2] este constanta materialului filtrant iar k_t [s^{-1}] este constanta suspensiei.

După finalizarea operației de filtrare se poate executa o spălare a precipitatului fie pentru recuperarea fazei continue fie pentru purificarea precipitatului, operație ce se poate executa în același utilaj.

Spălarea precipitatului presupune o comportare asemănătoare cu operația de filtrare, debitul de spălare este egal cu debitul filtratului la sfârșitul filtrării.

Volumul de filtrat total se obține din relația în formă integrală, folosindu-se timpul de filtrare total sau final:

$$V_f = A\sqrt{K_1 \cdot t_f} \quad \text{în [m}^3\text{]}.$$

Pentru spălare se poate impune fie timpul de spălare t_s fie volumul sau cantitatea de agent de spălare.

Pentru debitul de spălare se va folosi relația:

$$Mv = \left(\frac{dV}{dt} \right)_{t=t_s} = \frac{A}{2} \sqrt{\frac{K_1}{t_s}} \quad \text{în [m}^3\text{/s]}.$$

Considerații privind ecuațiile filtrării:

Pentru fiecare filtrare există o *grosime optimă* a stratului de precipitat.

Determinarea grosimii optime se face pe considerente tehnico-economice.

O grosimea mică a stratului de precipitat duce la o productivitate mare a filtrului; Dezavantaje:

- desprinderea mai grea a precipitatului de pe filtru;
- durata de spălare a precipitatului și regenerare a filtrului egală cu cele de la filtrarea cu strat gros de precipitatului;
- mai multe spălări și regenerări la aceeași cantitate filtrată;
- uzura specifică mai mare a pânzelor filtrante.

Mărimea particolelor influențează invers proporțional rezistența hidraulică a precipitatului – particole mari și aglomeratele filtrează mai ușor dar spălarea precipitatului format din particule mari necesită mai mult lichid de spălare.

Clasificarea filtrelor

După regimul de lucru:

- filtre discontinue;
- filtre continue

După presiunea de lucru:

- filtre la presiune hidrostatică
- filtre sub presiune
- filtre la vid

După natura suprafeței filtrante:

- filtre cu strat granular
- filtre cu plăci sau discuri
- filtre cu pânze

Filtre cu strat granular

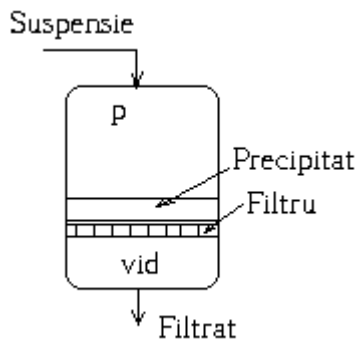
Aceste filtre servesc în special la filtrarea apei, prelucrând cantități mari de suspensie.

Suprafața filtrantă este formată din granule de nisip, pietriș, marmură, calcar sau cărbune. Când se lucrează la presiunea atmosferică sunt filtre lente, în care se formează și o ‘membrană biologică’ ce oprește microorganismele. Când se lucrează la presiuni ridicate, în incinte închise, filtrele sunt rapide, iar stratul filtrant poate fi curățat periodic sau poate fi refăcut. În unele filtre se folosește aer sub presiune pentru curățarea stratului iar pentru dirijarea sau evacuarea apei se folosesc drenaje cu crepine sau fante cu diferite construcții.

Există multe variante constructive, începând de la bazine deschise până la incinte presurizate, racordate la instalații de spălare cu aer și apă și recirculare a suspensiei sau a stratului granular.

Filtre cu suprafață filtrantă poroasă (tip Nuce)

Sunt filtre cu o construcție destul de simplă, bazată pe o suprafață filtrantă formată sau existentă într-un recipient închis sau deschis asemănător pâlniei de filtrare cu același nume din laborator.

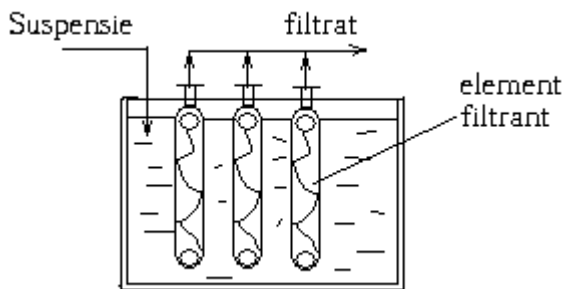


Filtrul industrial poate fi conectat la o instalație de spălare, sau de descărcare a precipitatului, poate avea mai multe incinte sau suprafețe filtrante, poate fi etajat sau cu diferite elemente mecanice de nivelare a precipitatului.

Pentru extragerea precipitatului s-au conceput diferite variante de descărcare prin basculare sau metode mecanice diverse.

Filtru cu saci

Este un filtru cu funcționare discontinuă, constituit din elemente de filtrare verticale, de obicei un cadru sau ramă pe care se găsește materialul filtrant (pânza). În interiorul fiecărui element se va colecta filtratul, existând un racord de evacuare. Se formează un grup de elemente filtrante ce se introduc în suspensia ce va fi filtrată. După filtrare se extrag elementele din suspensie și se îndepărtează precipitatul prin mijloace mecanice sau spălare a fiecărui element.

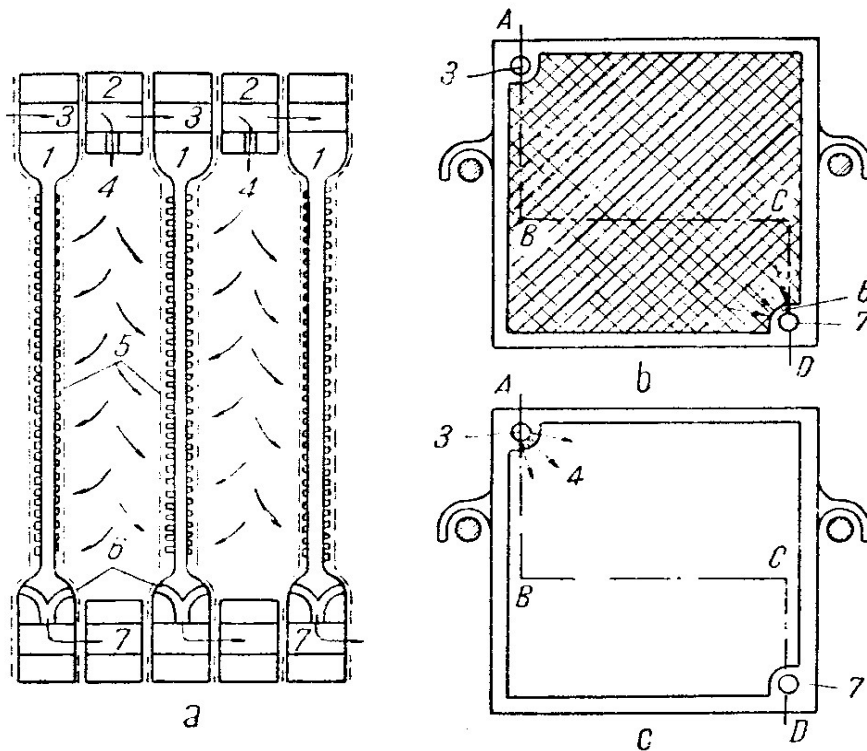


Incinta poate fi închisă și presurizată sau poate fi un bazin deschis, dar se conectează fiecare element filtrant la o instalație de vid.

Filtre tip presă

Sunt dispozitive de filtrare la care s-a urmărit obținerea unei suprafețe de filtrare mare într-un volum al utilajului cât mai mic, fiind realizate camere de filtrare din diferite elemente constructive (plăci, rame) sub forma unor pachete ce sunt presate într-un ansamblu filtrant etanș. Prin construcție sunt prevăzute trasee de alimentare cu suspensie și trasee pentru evacuarea filtratului, eventual pentru spălare.

Filtrele tip presă au o funcționare discontinuă, fiind necesară montarea elementelor filtrante, filtrarea, spălarea și în final demontarea pentru extragerea precipitatului.



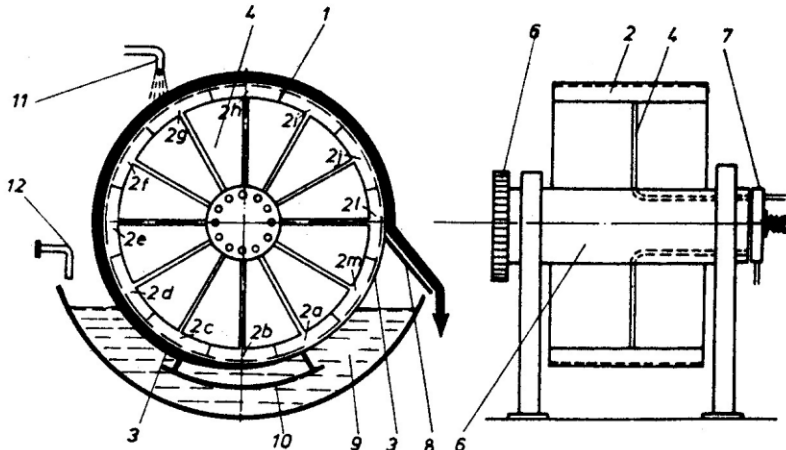
Filtru-presă cu rame, cu evacuare închisă:

a — secțiunea transversală ABCD; *b* — placă (vedere);
c — ramă (vedere);
 1 — plăci filtrante; 2 — rame; 3 — canal de alimentare cu suspensie (și apă de spălare); 4 — găuri pentru intrarea suspensiei în interiorul ramei; 5 — pânze filtrante 6 — găuri pentru colectarea filtratului de pe suprafețele plăcilor; 7 — canal pentru evacuarea (închisă) a filtratului.

Filtre celulare Oliver

Aceste filtre se caracterizează prin continuitatea operației de filtrare, practic suprafața de filtrare este divizată în mai multe celule ce trec succesiv prin toate fazele filtrării.

Filtrul este compus dintr-un tambur rotativ de dimensiuni destul de mari, pe care este dispus materialul filtrant. Tamburul este divizat radial în mai multe celule de filtrare (6 până la 20 celule) ce funcționează individual ca un filtru Nuce. Fiecare celulă este conectată la un cap de distribuție central printr-o conductă. Tamburul se rotește axial lent, trecând astfel fiecare celulă prin toate fazele de filtrare (alimentare, filtrare, spălare, evacuarea precipitatului, curățarea materialului filtrant, etc.)



Filtru rotativ:

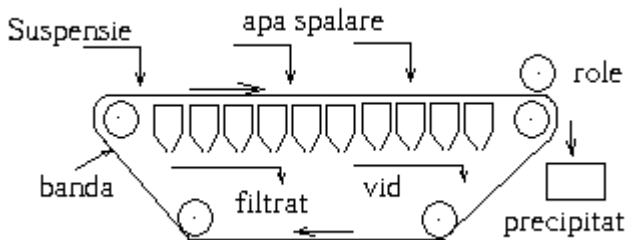
1 – tambur; 2 – celule; 3 – pinză; 4 – tuburi de legătură; 5 – arbore; 6 – roată dințată de acționare; 7 – cap de distribuție; 8 – cușit; 9 – cuvă; 10 – agitator pendular; 11 – alimentare apă; 12 – alimentare suspensie.

Pentru suspensiile ce sedimentează repede s-au conceput variante de filtre cu tambur la care suprafața de filtrare este dispusă pe fața interioară a tamburului, toate procesele executându-se în interiorul tamburului (filtrul Dorcco).

Pentru creșterea suprafeței de filtrare s-au conceput filtre celulare cu discuri, mai multe discuri fiind montate pe un ax orizontal, iar discurile sunt împărțite în camere radiale (sectoare de disc) ce constituie fiecare un element filtrant.

Filtrul cu bandă transportoare

Este realizat dintr-o bandă transportoare perforată acoperită cu un material filtrant, ce realizează un circuit continuu prin diferite faze de filtrare. Sub banda transportoare există alveole de captarea a filtratului și a agentului de spălare ce pot fi racordate la o instalație de vid. Banda transportoare pe care se depune precipitatul, este susținută de o serie de role ce pot juca și rol de aplatizare a precipitatului sau de desprindere a acestuia la capătul de întoarcere al benzii. Există modele de astfel de filtre la care banda transportoare pe care este depus precipitatul să execute și alte procese cum ar fi de tratare, uscare, compactare, desprindere, curățare etc, rezultând instalații complexe de purificare a precipitatului dacă acesta este valoros.



Tratarea nămolului rezultat din diferite tehnologii a dus la conceperea unor instalații de filtrare și îngroșare a acestuia folosindu-se diverse procedee:

Instalații cu valțuri, instalații cu șurub elicoidal (extruder), cu tamburi, prin presare mecanică sau hidraulică etc.

Centrifugarea

Centrifugarea este o tehnică de lucru utilizată pentru sedimentare sau filtrare în care se folosește câmpul centrifug pentru accelerarea proceselor de separare.

Factorul de eficacitate $k = \frac{\omega^2 \cdot r}{g}$ are valori astfel:

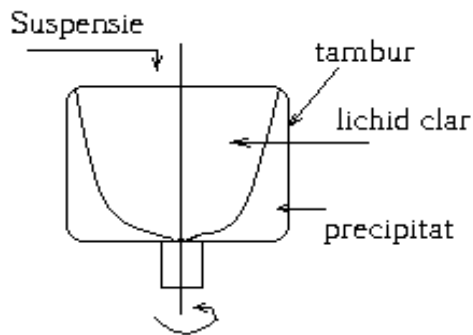
- La centrifugele de mică eficacitate $30 < k$
- Centrifugarea cristalelor $30 < k < 500$
- Supercentrifuge $500 < k < 3000$
- Ultracentrifuge $k > 5000$

Deoarece viteza unghiulară $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$, unde n -turația [rot/s], intervine în factorul de eficacitate cu pătratul valorii, s-au construit centrifuge cu o turație extrem de ridicată, dar cu diametrul mic. Acestea sunt ultracentrifugele.

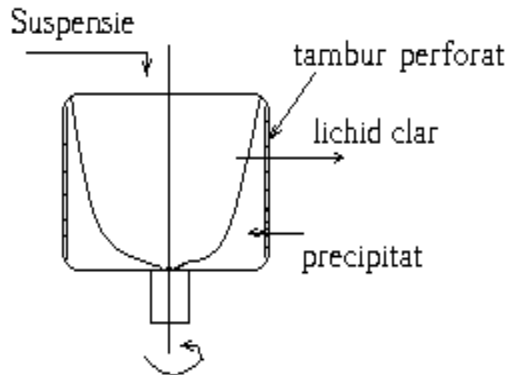
O centrifugă poate fi decantoare sau filtrantă.

- La centrifuga decantoare faza discontinu se va aduna la exteriorul tamburului iar faza continuă va ocupa locul central.
- La centrifuga filtrantă, există un material filtrant, faza discontinuă se va aduna pe material iar faza continuă va trece prin acesta ajungând la exterior.

Uzual o centrifugă are un tambur cilindric ce se rotește în jurul axului central de susținere a tamburului. Tamburul poate fi perforat (la centrifuga filtrantă) sau nu (la centrifuga decantoare), poate fi orizontal sau vertical și în interiorul tamburului pot fi amplasate diferite suprafețe pentru dirijarea curgerii sau pentru evacuarea precipitatului sau a lichidului clar.



Centrifuga decantoare



Centrifuga filtrantă

Centrifugele funcționează în regim discontinuu (alimentare, centrifugare, spălare, descărcare) dar pentru creșterea productivității s-au conceput și centrifuge automate la care fazele decurg după un program bine stabilit și s-au conceput și centrifuge continue în care se execută toate fazele și implicit stratul de precipitat se deplasează de exemplu în regim pulsatoriu.

La construcția unei centrifuge se acordă o atenție deosebită la atenuarea vibrațiilor ce apar datorită repartizării neuniforme a precipitatului. Astfel se folosesc elemente elastice și de amortizare a vibrațiilor.

Ultracentrifugele au construcție mai specială, au un rotor tubular de ordinul a câțiva milimetri și lungime mare, ce permite alimentarea pe la un capăt și evacuarea la celălalt capăt a celor două

faze după separare. Acestea sunt contruite din aliaje ușoare, pe lagare cu suspensie magnetică, totul în atmosferă de hidrogen sau vid avansat, având turații până la 1 milion rot/min.

Se folosesc la separări în biochimie, tehnică nucleară (separarea izotopilor de Uraniu).

Capitolul 5. Amestecarea materialelor

În industria chimică rareori avem un singur material prelucrat, de obicei intervin mai multe materiale, în diferite stări de agregare și evident cu multiple proprietăți specifice. De multe ori produsul finit este un amestec, bine omogenizat, al unor materii prime (vopsele, cosmetice, insecticide etc.)

De multe ori amestecarea este doar o fază de fabricație, dar amestecarea poate duce la accelerarea unei reacții, la intensificarea transferelor de căldură și masă, lucruri de dorit într-un proces de fabricație.

În faza de amestecare pot interveni două sau mai multe substanțe aflate în orice stare de agregare, rezultatul fiind un amestec omogen sau eterogen totul ținând seama de scara la care analizăm amestecul.

Termenul de amestecare este general utilizat și când realizăm o agitare (la lichide) sau o malaxare (pentru paste).

Factori ce intervin în operația de amestecare:

- Factori referitori la materia primă-starea de agregare, densitate, vâscozitate etc.
- Factori referitori la tehnica de amestecare- durata, intensitatea, temperatură etc.
- Factori referitori la utilajul de amestecare – tipul de agitator, turația, etc
- Factori referitori la produsul urmărit – grad de omogenizare, aspect, etc.

Evaluarea operației de amestecare este uneori greu de măsurat, de exemplu:

Gradul de omogenizare pentru un amestec ulei-apă are o valoare în zona de acțiune a agitatorului și o altă valoare lângă o frontieră staționară (peretele vasului de amestecare).

Amestecarea poate fi discontinuă sau continuă, timpii de staționare pentru un component pot fi diferiți funcție de traseul urmat de acel component.

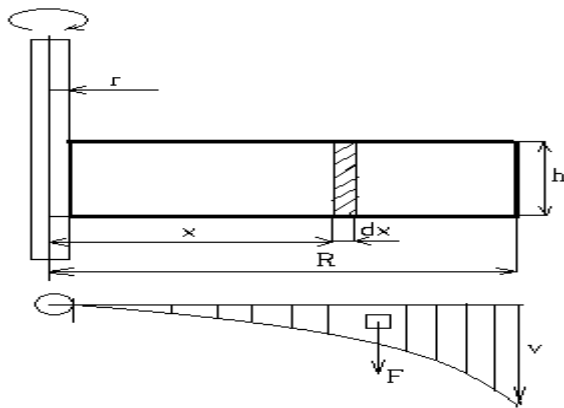
Teoretic putem să avem un amestecător cu agitare ideală, sau un amestecător cu deplasare totală, dar cazurile reale sunt între aceste două limite extreme.

Puterea la agitare

Considerăm un agitator sub forma unei palete ce se rotește într-un mediu fluid.

Puterea necesară pentru acționarea agitatorului ar trebui să fie dată de relația:

$$P = \frac{L}{t} = \frac{F \cdot d}{t} = F \cdot v \quad \text{în [w] sau [kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^3\text{]}$$



Dar pentru situația dată, la o distanță față de axul de rotație, atât forța este variabilă cât și viteza depinde de acea distanță.

Pentru forța de rezistență vom pleca de la relația:

$$F = \zeta \cdot A \cdot \rho \frac{v^2}{2} \quad \text{unde:}$$

ζ -coeficient de rezistență –adimensional;

A-aria paletei – [m²];

ρ – densitatea fluidului [kg/m³];

$v = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot x$ – viteza de rotație a elementului aflat la distanța x –[m/s];

n – turația agitatorului –[s⁻¹].

În forma diferențială:

$$dF = \zeta \cdot h \cdot \rho \frac{(2 \cdot \pi \cdot n \cdot x)^2}{2} \cdot dx$$

iar după integrare pentru forță vom obține:

$$F = \zeta \cdot h \cdot \rho \frac{(2 \cdot \pi \cdot n)^2}{2} \cdot \int_r^R x^2 dx = \frac{2}{3} \zeta \cdot h \cdot \rho (\pi \cdot n)^2 (R^3 - r^3)$$

Această forță rezultantă acționează într-un punct de aplicare x_0 care trebuie să satisfacă ecuația momentelor:

$$x_0 \cdot F = \int_r^R x \cdot dF \text{ în care înlocuim atât forța integrală cât și expresia diferențială a acesteia sub integrală.}$$

În urma integrării abținem punctul de aplicare x_0 .

$$x_0 = \frac{3}{4} \cdot \frac{(R^4 - r^4)}{(R^3 - r^3)}, \text{ necesar pentru calcularea vitezei } v_0.$$

$$v_0 = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot x_0 = \frac{3}{2} \pi \cdot n \frac{(R^4 - r^4)}{(R^3 - r^3)}$$

Acum putem determina puterea de acționare:

$$P = F \cdot v_0 = \zeta \cdot h \cdot \rho (\pi \cdot n)^3 (R^4 - r^4)$$

În practică putem neglija $r \ll R$, iar înălțimea paletelor poate fi scrisă ca o fracțiune din R , $h = a \cdot R$ iar $R = d/2$

$$P = \zeta \cdot a \cdot \rho (\pi \cdot n)^3 \cdot R^5 = k \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d^5 \quad \text{în [w]}$$

unde constanta k înglobează coeficientul de rezistență și alte rapoarte dimensionale, cum ar fi numărul de brațe de acționare, necesitând fie o determinare experimentală fie o analiză dimensională.

Experimental s-a găsit o dependență de numărul Reynolds de forma:

$$k = \frac{c}{\text{Re}_{ag}^m} \text{ în care } \text{Re}_{ag} = \frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\eta}, \text{ deoarece } v = n \cdot d.$$

În literatură există tabele pentru coeficienții c și m , în funcție de tipul și construcția agitatorului.

Pentru respectarea condițiilor de similitudine sunt indicate și valorile rapoartelor dimensionale D/d , H/d și h/d , în care D -diametrul recipientului, H -înălțimea lichidului în recipient și h - distanța de la agitator la fundul recipientului.

Tabel cu valorile constantelor c și m

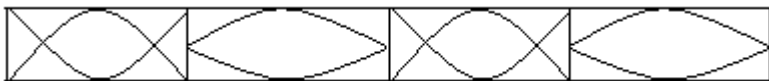
nr.crt.	Tipul agitatorului	Rapoarte dim.			c	m	Limite
		D/d	H/d	h/d			
1	cu 2 brate	3	3	0.33	6.8	0.2	
2	cu 4 brate	3	3	0.33	8.52	0.2	
3	ancoră	1.11	1.11	0.11	6.2	0.25	
4	elice cu 2 palete	3	3	0.33	0.985	0.15	
5	elice cu 3 palete	3.8	3.5	1	4.63	0.35	Re<3000
6	turbină cu 3 palete	3	3	0.33	3.9	0.2	

Tipuri de amestecătoare

- Amestecarea odată cu transportul
- Amestecare prin barbotarea unui gaz
- Amestecare prin recirculare
- Amestecare prin antrenarea vasului
- Amestecare mecanică cu agitator
- Amestecare mecanică cu elice
- Amestecătoare planetare
- Amestecătoare cu valțuri

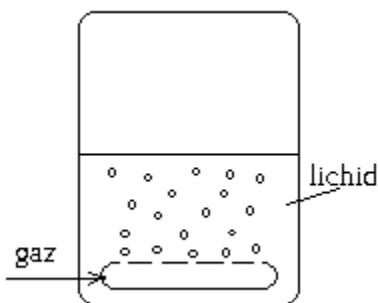
Amestecarea odată cu transportul presupune generarea unor turbulențe suplimentare în conducta de transport.

De exemplu, se introduc în conducta de transport o serie de elemente curbate, dispuse alternativ și rotite sub diferite unghiuri astfel să se realizeze o divizare și recombinație a traseelor de curgere.

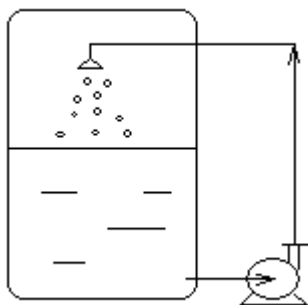


Amestecare prin barbotarea unui gaz într-un vas se recomandă de exemplu când avem o reacție gaz-lichid, o absorbție sau o desorbție.

Dacă gazul introdus este abur sau un alt agent termic gazos, amestecarea este însoțită și de un transfer termic.



Amestecare prin recirculare

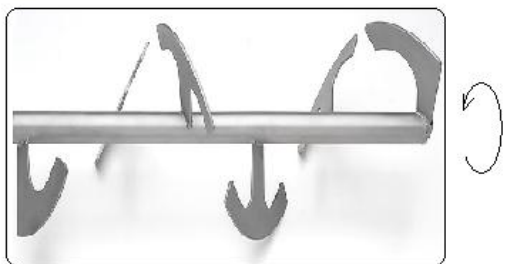


Cu precădere se utilizează când există posibilitatea depunerii unui sediment la partea inferioară a unui vas, pentru menținerea stabilă a suspensiei, sau când este necesară introducerea unui alt component suplimentar, introducerea acestuia realizându-se înaintea pompei de recirculare.

Evident, în pompă se realizează amestecarea cea mai intensă.

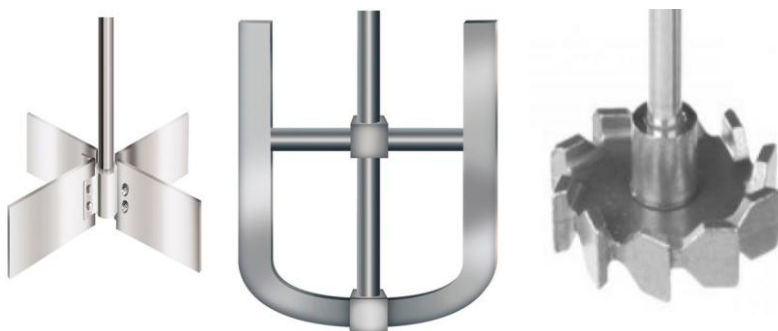
Amestecare prin antrenarea vasului

Se folosește pentru amestecarea pulberilor, a pastelor și a vopselelor. În vas poate să existe o suprafață de amestecare sau diferite șicane dar poate să nu fie nici o construcție suplimentară.



Amestecare mecanică cu agitator

Pot fi concepute multe variante de construcție pentru agitatoare cu brațe sau palete. Deasemenea prin extinderea dimensiunilor pot rezulta agitatoare cu cadru sau agitatoare tip ancoră. S-au construit și agitatoare asimetrice, cu brațe și șicane pentru spargerea vârtejului, și diferite variante constructive de poziționare a agitatorului și a șicanelor.



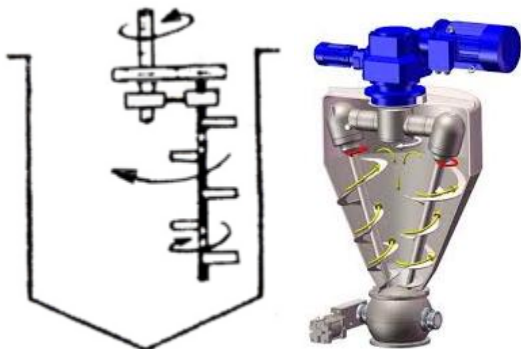
Amestecare mecanică cu elice



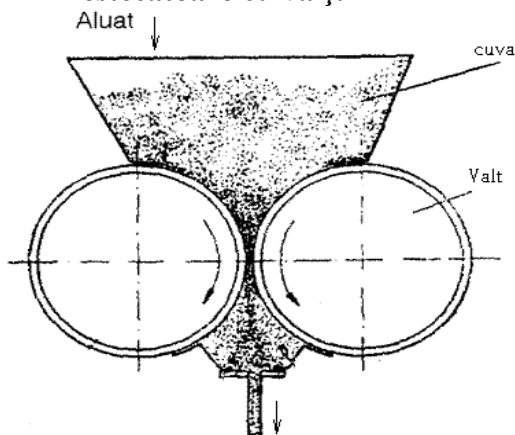
Se folosesc agitatoare tip elice cu 2 sau mai multe pale când se urmărește introducerea unei deplasări axiale în mediul amestecat, de obicei pentru fluide cu vâscozitate relativ redusă. Sunt cazuri în care elicea se montează excentric pentru a genera și amestecare radială dar de obicei se montează concentric și se pot introduce șicane sub forma unui stator în jurul elicei pentru accelerarea mișcării axiale. Se pot construi agitatoare cu brațe înclinate, tip turbină prin combinarea agitatoarelor cu brațe și a celor tip elice, generându-se astfel deplasări extrem de complexe în mediul agitat.

Amestecătoare planetare

Brațele acestui tip de amestecător au două mișcări, o mișcare de rotație în jurul arborelui de care sunt fixate dar și o mișcare de revoluție în jurul altui ax. Se folosesc la stabilizarea unor suspensii sau emulsii, în vase de capacitate mare.



Amestecătoare cu valțuri



Se folosesc la pregătirea pastelor, a amestecurilor cu vâscozitate foarte mare, în industria alimentară și a cauciucului. Valțurile pot fi încălzite sau răcite, pot fi netede sau cu suprafață profilată când se urmărește obținerea unui produs ondulat sau preformat.

Alte tipuri de amestecătoare pot fi construite de exemplu prin folosirea vibrațiilor sau oscilațiilor induse în mediul ce urmează a fi amestecat.

Bibliografie

1. **"Design and Analysis of Centrifugal Pumps"** - A. Japikse, N.C. Baines - Un articol detaliat despre designul și analiza pompelor centrifuge.
2. **"Dynamic Behavior of Reciprocating Compressors"** - M. H. Kolbe, E. T. O'Brien - Studiu privind comportamentul dinamic al compresoarelor cu piston.
3. **"Innovations in Rotary Screw Compressor Design"** - R. G. Smith - Un articol despre inovațiile în designul compresoarelor cu șurub rotativ.
4. **"Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, and Application"** - A.J. Stepanoff
5. **"Compressor Handbook: Principles and Practice"** - Paul C. Hanlon
6. **"Compressors and Modern Process Applications"** - Heinz P. Bloch, John J. Hoefner
7. **"Engineering Toolbox"** - [Link către articole despre pompe și compresoare- O resursă online cu articole și diagrame utile despre pompe și compresoare.
8. **"Pump Handbook"** - Igor Karassik, Joseph Messina, Paul Cooper, Charles Heald - Un manual cuprinzător despre proiectarea și utilizarea pompelor.

9. ****ScienceDirect**** - Bază de date cu acces la numeroase articole științifice pe tema pompelor și compresoarelor.
10. Băcăuanu, Ana – Operații și utilaje în industria chimică și alimentară, curs Lito, Universitatea Tehnica « Gh. Asachi », Iași, 1996
11. Banu, C-tin și colab – Progrese tehnice, tehnologice și științifice în industria alimentară, vol. I, Ed. Tehnica, București, 1992
12. Adriana Năstase, Utilizarea calculatoarelor în optimizarea formelor aerodinamice, Editura Academiei Republicii Socialiste România, București 1973 291 p
13. Albulescu, M. -Mecanica fluidelor, Editura UPG, Ploiești 2004
14. Anderson Jr, JD (2010). Bazele aerodinamicii. Tata McGraw-Hill Educație.
15. Asist. ing. Paul Constantinescu, Lucrări de mecanica fluidelor și aerodinamica experimentală, Institutul Politehnic, București 1956, 157 p.,fig.
16. Banu, C-tin si colab. – Tehnologia cărnii și a subproduselor, EDP, București, 1980
17. Batchelor, CK și Batchelor, GK (2000). O introducere în dinamica fluidelor. Cambridge University Press.
18. Bertin, JJ și Smith, ML (1998). Aerodinamica pentru ingineri (Vol. 5). Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall.
19. Birkhoff, G. (2015). Hidrodinamică. Princeton University Press.
20. Bratu E.A., Operații unitare în ingineria chimică, vol.1, Editura Tehnică, București, 1984
21. Brown G.G., Unit operation, John Wilez and Sors, inc. New York.
22. Caius Iacob - *Introducere matematică în mecanica fluidelor*, Editura Academiei, București, 1952
23. Carafoli, E. Oroveanu T. - Mecanica fluidelor, vol. I si II, Editura Academiei, 1952, 1955
24. Caulson J.M., Richardson J.F, Chemical Engineering , vol. 1, Pergamon Press, Oxford, 1993
25. Cazalbou , *Mecanica fluidelor PC-PSI* , Editions Bréal,2005, 191 p.
26. Cojocaru, C. si colab. – Manualul inginerului din industria alimentara, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1998 7. Florea, O., Jinescu, G., Procedee intensive în operațiile unitare de transfer, Editura Tehnică, București, 1975;
27. Cretu, I. – Hidraulica generala si subterana, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1983
28. Crețu, I., Ionescu, E.M., Stoicescu, M., - Hidraulica zăcămintelor de hidrocarburi, Editura Tehnică, București, 1993
29. Cretu, I., Soare, Al., David, V., Osnea, Al., Probleme de hidraulica subterana, Ed. Tehnică, București, 1966
30. Elie Carafoli, Aerodinamica vitezelor mari (Fluide compresibile) ,Editura Academiei Republicii Populare Române, București, 1957, 708 p.
31. Elie Carafoli, Teodor Oroveanu - *Mecanica Fluidelor*, Editura Academiei, București, 1955
32. Elie Carafoli, Virgiliu N. Constantinescu, *Dinamica fluidelor compresibile (C)*, București: Editura Academiei RSR, 1986
33. Elie Carafoli, Virgiliu N. Constantinescu, *Dinamica fluidelor incompresibile (I)*, București: Editura Academiei, 1981
34. Elisabeth Guazzelli, ,, Reologia fluidelor complexe ” , pe HAL

35. Floarea O., Tănase D. – Transferul cantității de mișcare, Editura MatrixRom, București, 1997.
36. Frank P. Incropera, David P. DeWitt; Theodore L. Bergman; Adrienne S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, ediția a VI-a, Wiley, 2006.
37. Ganea N., Alegerea, exploatarea, întreținerea și repararea pompelor, Editura Tehnică, București, 1981
38. GEANKOPLIS, C.J., Transport processes and unit operations, Prentice-Hall International, Inc., New Jersey, 1993;
39. Gluk, A., Metode matematice în industria chimică, Editura Tehnică, București, 1971.
40. Houghton, EL și Carpenter, PW (2003). Aerodinamică pentru studenții ingineri. Elsevier.
41. Iliescu, I. și colab. – Procese și utilaje în industria alimentară, EDP, București, 1975
42. Ioanca, L. și Kathrein, I. – Condiționarea și valorificarea superioară a materiilor prime vegetale în scopuri alimentare – Tehnologii și instalații, Ed. Ceres, București, 1986
43. Ionescu, D., Gh. - Lecții de termomecanica fluidelor vâscoase. Editura Tehnică, București 1997
44. Jascanu, V. – Aparate și procese în industria alimentară, Curs litografiat, vol. I și II, Universitatea din Galați, 1980
45. Jinescu Gh., Procese hidrodinamice și utilaje specifice în industria chimică, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1984.
46. JO Hirschfelder, Charles Francis Curtiss, Robert Byron Bird, *Teoria moleculară a gazelor și lichidelor*, New York, Wiley, 1954.
47. Klaus A. Hoffmann, Steve T. Chang, Shannon Siddiqui, Michael Papadakis, *Fundamental Equations of Fluid Mechanics*, Wichita, KS: Engineering Education System™, 1996, 67208-1078.
48. L.D. Landau, E.M. Lifchitz, *Mécanique des fluids*, Moscova: Ed. Mir, 1971, traducere după versiunea rusă din 1954.
49. Laurent Lacaze, „ Instabilitate eliptică: exemple în aeronautică și geofizică. », Pe HAL
50. Lazăr Dragoș - *Mecanica Fluidelor*, Editura Academiei, București, 1999
51. Lazăr Dragoș - *Principiile Mecanicii Mediilor Continue*, Editura Tehnică, București, 1981
52. LD Landau, EM Lifshitz, *Mecanica fluidelor*, Londra, Pergamon Press, 1959.
53. M. Ștefănescu, V. Silivestru, A. Liviu, S. Neacșu, I. Florea, C. Eparu – *Mentenanța turbomotoarelor*, Editura Universității Petrol-Gaze din Ploiești, ISBN 978-973-719-251-6, Ploiești, 2008
- 54.** M.V.Kulakov - *Compresoare și ventilatoare centrifugale*
55. Marcel Lesieur, *Turbulență*, Științe EDP, 2013 (ISBN 978-2-7598-1018-5 și 2-7598-1018-6).
56. Milne-Thomson, LM (1973). *Aerodinamica teoretică*. Courier Corporation.
57. Milne-Thomson, LM (1996). *Hidrodinamica teoretică*. Courier Corporation.
58. Milton Van Dyke, *An Album of Fluid Motion*, The Parabolic Press, 1982, 176 p. (ISBN 0-915760-02-9, citit online)
- 59.** Muntean Mircea, Gherman Vasile – *Fenomene de transfer – Note de curs și lucrări practice*, Ed. AcademicPress 2010
60. N. S. Arjanikov, V. N. Maļev Aerodinamica, Editura Tehnică București, 1954, 546 p.
61. Neacșu, S., *Comprimarea și Lichefierea Gazelor*, Editura Universității din Ploiești, 2003.
62. Oroveanu, T. - *Hidraulica și transportul produselor petroliere*, Editura Didactică și Pedagogică, București 1966

63. Oroveanu, T. - Mecanica Fluidelor vâscoase, Editura Academiei RSR, 1967
64. Oroveanu, T. David, V., Stan, Al., Trifan, C. - Colectarea, transportul, depozitarea și distribuția produselor petroliere și gazelor, Editura Didactică și Pedagogică, București 1985
65. Oroveanu, T., Stan, AL., Talle, V. - Transportul petrolului, Editura Tehnică, București 1985
66. Pavlov, C.F., Romankov, P.G., Noskov, A.A., Procese și aparate în ingineria chimică, Editura tehnică, București, 1981.
67. Perry, R.H. and Chilton C.H., Chemical Engineering Handbook, 5th ed, McGraw Hill, New York, 1980
68. R. Byron Bird , Robert C. Armstrong și Ole Hassager, *Dinamica lichidelor polimerice: teoria cinetică* , New York / Chichester / Brisbane etc., Wiley Interscience ,1987, 437 p. (ISBN 0-471-80244-1)
69. R. Byron Bird, Warren E. Stewart, Edwin N. Lightfoot, *Fenomene de transport* , editat de Enzo Sebastiani, Milano, editura Ambrosian, 1979, ISBN 88-408-0051-4 .
70. Rășenescu I., Operații și utilaje în industria alimentară, vol. 1, Editura Tehnică, București, 1971;
71. RASENESCU, A., Fenomene de transfer, Editura Universității din Galați, 1979;
72. Răsnescu, I. – Operații și utilaje în industria alimentară, vol I și II, Ed. Tehnica, București, 1972
73. Raymond Brun , *Introducere în dinamica gazelor reactive* , Toulouse, Cépaduès ,2015, 402 p. (ISBN 978-2-36493-190-9)
74. Remus Răduleț și colab. *Lexiconul Tehnic Român*, București: Editura Tehnică, 1957-1966.
75. René Moreau, „ Elemente ale dinamicii tourbillon ” , despre *științele din Grenoble*
76. Reynolds A. J. – Curgeri turbulente în tehnică, Editura Tehnică, București, 1982.
77. Reynolds, Osborne (1883). „An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel channels”. *Philosophical Transactions of the Royal Society*. **174** (0): 935–982. doi:10.1098/rstl.1883.0029. JSTOR 109431.
78. Rott, N. (1990). „Note on the history of the Reynolds number”. *Annual Review of Fluid Mechanics*. **22** (1): 1–11. doi:10.1146/annurev.fl.22.010190.000245.
79. S. Chapman, TG Cowling, *Teoria matematică a gazelor neuniforme* , Cambridge, Cambridge University Press, 1939.
80. Soare, Al. - Hidraulica generala si subterana, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1981
81. Stan, AL., Crețu, I. - Transportul fluidelor prin conducte, Editura Tehnică, București 1984
82. Stoicescu, M., - Hidraulică subterană și hidrotehnică, Editura UPG, Ploiești, 2005
83. Stoicescu, M., Radulescu, R. - Hidraulică subterană și hidrotehnică, Indrumar de laborator, Editura UPG, Ploiești, 2004
84. Stokes, George (1851). „On the Effect of the Internal Friction of Fluids on the Motion of Pendulums”. *Transactions of the Cambridge Philosophical Society*. **9**: 8–106.
85. Trifan, C., Albulescu, M., Neacșu, S., Elemente de mecanica fluidelor și termodinamică tehnică. Editura U.P.G., 2005, Ploiești.
86. Trifan, C., Albulescu, M.,-Hidraulica, transportul și depozitarea produselor petroliere și gazelor, Editura Tehnică, București 1999
87. Tudose R. Z., Vasiliu M., Cristian Gh., Ibănescu I., Stancu A., Lungu M. – Procese, operații, utilaje în industria chimică, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977.
88. Tudose, R.Z., Ingineria proceselor fizice din industria chimică. Vol. I Fenomene de transfer, Editura Academiei, București, 2000.

89. V. N. Constantinescu, St. Găletușe *Mecanica fluidelor și elemente de aerodinamică*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
90. VG Levich, *Hidrodinamica fizico- chimică*, Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1962.
91. Virgiliu N. Constantinescu, Ștefan Găletușe - *Mecanica fluidelor și elemente de aerodinamică*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983
92. W. Weiss, „ O metodă rapidă de răsucire pentru măsurarea vâscozității paharelor de silice până la 3200 ° C ”, *Jurnalul Societății Americane de Ceramică* , Vol. 67, nr · 3,1958, p. 213-222
93. Yasuki Nakayama, *Introduction to Fluid Mechanics*, (Second Edition), 2018
94. Yeram Sarkis Touloukian , SC Saxena și P. Hestermans, *Viscosity* , New York, IFI / Plenum , al. „Proprietățile termofizice ale materiei” (nr · 11),1975, 643 p. (ISBN 978-0-306-67031-2 și 978-0-306-67020-6 , OCLC 2296975 , citit online)