
Obiectivele cursului:

- clasificarea sistemelor de foraj;
- construcția sondelor;
- garnitura de foraj;
- acționarea instalațiilor de foraj;
- sistemul de manevră;
- sistemul de circulație;
- sistemul de rotire.

1.1 GENERALITĂȚI

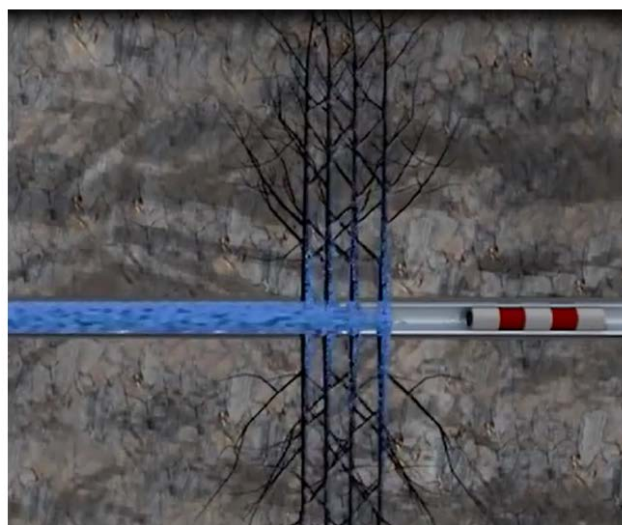
Sondele sunt construcții subterane de formă cilindrică, verticale sau înclinate, caracterizate printr-un raport lungime/diametru foarte mare, executate de la suprafață, cu instalații speciale, având ca scop cercetarea scoarței terestre, punerea în evidență și valorificarea unor zăcăminte de substanțe utile.

Prin forare se definește complexul de lucrări necesare realizării unei sonde. Într-un sens mai restrâns, forarea reprezintă operația de dislocare a rocilor și de evacuare la suprafață a fragmentelor de rocă rezultate din dislocare.

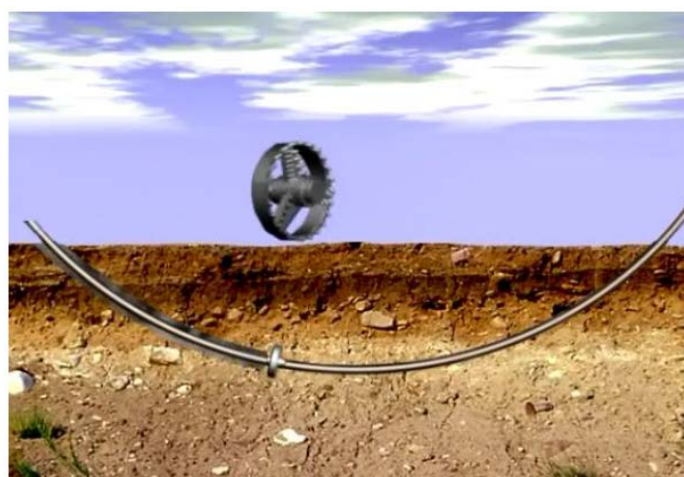
Dislocarea rocii se execută cu sapa, legătura acesteia cu instalația de suprafață fiind asigurată de garnitura de foraj. La sistemele actuale de forare, detritusul este transportat la suprafață prin circulația de fluid de foraj.



a



b



c

Fig. 1.1. Imaginea unei instalații de foraj (a) și mărirea posibilităților de extracție prin fracturarea hidrolică; forajul dirijat oferă posibilități de executare a unor lucrări de construcții (în special de montare a conductelor) fără a se săpa la suprafață.

O instalație de foraj fig. 1.1. este compusă din: motoare și transmisii pentru acționare, turla și substructura sa, sistemul de manevră, pentru efectuarea operațiilor de introducere și de extragere a garniturii de foraj în și din sondă, sistemul de rotire, pentru antrenarea garniturii de foraj în mișcare de rotație și din sistemul de circulație a fluidului de foraj.

La gura sondei se află montată instalația de prevenire a erupțiilor, prin care se închide sonda în cazul unor manifestări eruptive sau erupții libere. Operația de forare propriu-zisă este urmată, la anumite intervale de adâncime de consolidarea porțiunii traversate. Aceasta se realizează prin tubare (introducerea în sondă a unor tuburi de oțel, numite coloane de tubare) și cimentare (introducerea între peretele sondei și cel al coloanei a laptelui de ciment).



Fig. 1.2. Prevenitorul de erupție.

În procesul de forare, în funcție de necesități, se execută diferite operații de investigare a sondei: carotaj electric, radioactiv sau sonic, cavernometrie, măsurări de deviație. În prezent după realizarea găurii desondă se execută operația de fisurare hidraulică cu apă sub presiune și nisip. În acest fel roca este fisurată și fisurile se mențin (datorită nisipului) deschise. Printr-o lucrare de 4 luni se asigură un orizont de exploatare a sondei de 20-40 ani fig. 1.1,b. Forajul dirijat oferă posibilități de executare a unor lucrări de construcții (în special de montare a conductelor) fără a se săpa la suprafață 1.1,c.

1.2 CLASIFICAREA SISTEMELOR DE FORARE

Clasificarea sistemelor de forare se poate face după mai multe criterii. Între acestea, cele mai importante sunt:

- 1) După scop:
 - a) foraj de cercetare geologică: de prospecțiune; de referință; de exploatare.
 - b) foraje de exploatare;
 - c) foraje pentru injecție.
- 2) După energia utilizată la dislocarea rocii:
 - a) foraje cu dislocare mecanică;
 - b) foraje cu dislocare hidromecanică;
 - c) foraje cu dislocare termică.
- 3) După modul de acționare asupra rocii:
 - a) foraj percutant;
 - b) foraj rotativ;
 - c) foraj percutant-rotativ.

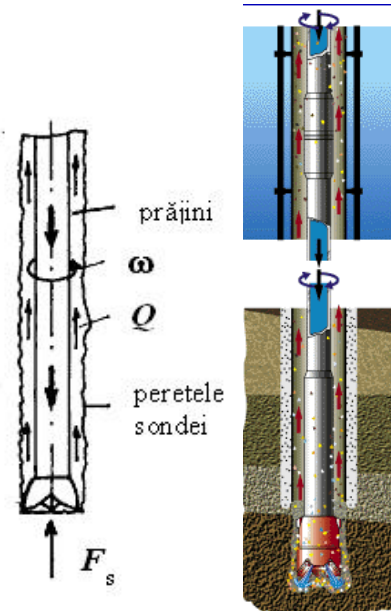


Fig.1.3. Ansamblul de adâncime.

1.3 PREZENTAREA A METODEI DE FORAJ ROTATIV ȘI A INSTALAȚIEI AFERENTE

În metoda de foraj rotativ (rotary), mișcarea de rotație a sapei se transmite de la suprafață prin intermediul garniturii de prăjini de foraj. Mașina de acționare este masa rotativă (MR). Pentru dislocarea eficientă a

roci, pe sață trebuie să se exercite o forță F_s de compresiune. Aceasta se realizează prin "descărcarea" pe talpă a unei părți a greutateii prăjinilor grele (prăjinile de la partea inferioară a garniturii). Diferența de greutate este preluată de cârlig, în care stă agățată întreaga garnitură.

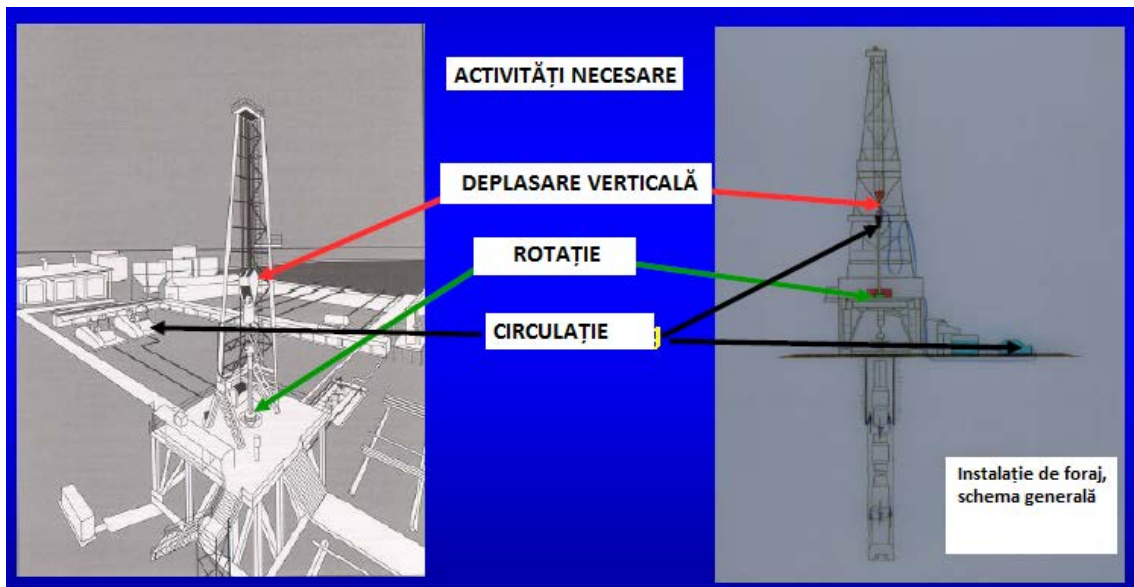
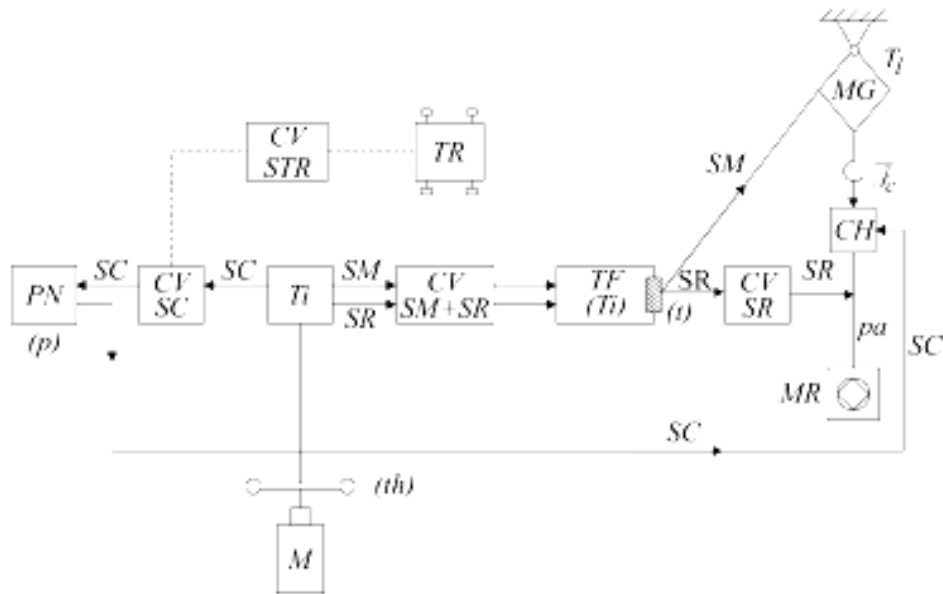


Fig.1.4. Schema unei instalații de foraj acționată centralizat cu un motor (M sau un grup de motoare):

th – transmisie hidraulică (lipsește dacă motorul este electric); *Ti* – transmisie intermediară; *CV* – (*SM*+*SR*) – cutie de viteze a sistemului de manevra și rotire; *TF* (*Ti*) – troliu de foraj sau de intervenție; *CV-SR* – cutie de viteze a sistemului de rotire; *MR* – masa rotativă; *CV-STR* – cutia de viteze a sistemului de transport; *MG* – sistemul macara geamblac; *Te* – turla sau mastul; *CV-SC* – cutia de viteze a sistemului de circulație; *PN* – pompa de noroi sau grup de pompe; *CH* – capul hidraulic; *p* – pistonul; *c* – cârligul; *t*-toba.

Pentru curățirea tălpilor sondei de detritus, pompele de foraj (sau de

noroi PN), introduc prin capul hidraulic, (CH) în interiorul prăjinilor un debit de fluid de foraj Q , care ieșind prin duzele sapei cu viteză foarte mare poate să ajute procesul de dislocare. În mișcarea sa ascendentă în spațiul inelar (SI) dintre prăjini și peretele sondei, fluidul antrenează particulele de detritus, aducându-le la suprafață unde urmează operația de curățire a noroiului (fig.1.3). După un anumit interval de timp, sapa se uzează. Extragerea ei din sondă se face extrăgând, pas cu pas, întreaga garnitură de prăjini. Un pas este compus, de obicei, din trei prăjini. Extragerea se face cu ajutorul sistemului de manevră (SM) al instalației de foraj (IF). După schimbarea sapei, introducerea în sondă se face similar, în ordine inversă extragerii. Un ciclu complet de extragere și introducere a garniturii de foraj (gf) poartă numele de marș. La sondele de mare adâncime, durata marșului este mai mare (uneori chiar mult mai mare) decât durata forajului propriu-zis. Metoda rotary, succint descrisă mai sus, este astăzi cea mai utilizată metodă de foraj. În fig.1.4. este prezentată schema de principiu a unei instalații de foraj destinată realizării forajului rotativ. Principalii parametri ai regimului de foraj în metoda rotary sunt F_s (forța de apăsare pe sapă), ω (viteza unghiulară a mesei rotative) și Q (debitul de fluid de foraj) realizați de SM, SR(sistemul de rotire) și respectiv de SC (sistemul de circulație). Elementele componente ale acestor sisteme sunt:

- 1) Sistemul de manevră SM - troliu, macara, geamblac, cablu, cârlig, cutia de viteză, mastul etc.;
- 2) Sistemul de rotire SR - masa rotativă, capul hidraulic, prăjina de antrenare (pătrată sau hexagonală), transmisii mecanice;
- 3) Sistemul de circulație SC - pompa de noroi, filtre, hidrofoare, supape, conducte, furtun rotary, habe, agitatoare.

În afară de aceste trei sisteme de lucru (SL), numite și principale, din instalația de foraj mai fac parte și alte sisteme "ajutătoare", după cum urmează:

- 4) Sistemul de acționare, format din motoarele de acționare și totalitatea transmisiilor;
- 5) Sistemul de avans automat al sapei, care asigură păstrarea "automată" în domeniile optime ale parametrilor principali ai regimului de foraj (F_s , ω , Q);
- 6) Sistemul de reversare, format din grupul de transmisii pentru inversarea sensului MR;
- 7) Sistemul mosoarelor, destinat realizării operațiilor de înșurubare-deșurubare a racordurilor prăjinilor de foraj;
- 8) Sistemul de comenzi, pentru dirijarea energiei către anumite mașini de

lucru și pentru cuplarea acestora;

9) Dispozitive de mecanizare și automatizare;

10) Sistemul pentru pregătirea și curățarea noroiului de foraj;

11) Sistemul pentru prepararea aerului comprimat;

12) Sistemul pentru prevenirea erupțiilor;

13) Sistemul de iluminat.

Analiza energetică a unui subsistem al unei instalații de foraj trebuie făcută pe o schemă grafică de forma celei din fig.1.5. Orice sistem de lucru (SL) al unei instalații de foraj are în componența sa mecanisme care pot fi încadrate în trei categorii: a) motorul (M) de la care se transmite energia mecanică la mașina de lucru; b)lanțul cinematic (LC) reprezintă totalitatea elementelor mecanice și a transmisiilor subordonate unui anumit scop; c) mașina de lucru(ML) cea mai importantă mașină dintr-un sistem de lucru. Elementul final al unei mașini de lucru care efectuează lucrul mecanic util, se numește organ de lucru (OL). Parametrii definatorii ai unei instalații de foraj, sunt acei parametri ce definesc capacitatea și tipul instalației. I.F are trei parametri definatori:

- sistemul de acționare (S.A)
- forța la cârlig (F_c);
- puterea instalată (P_i);

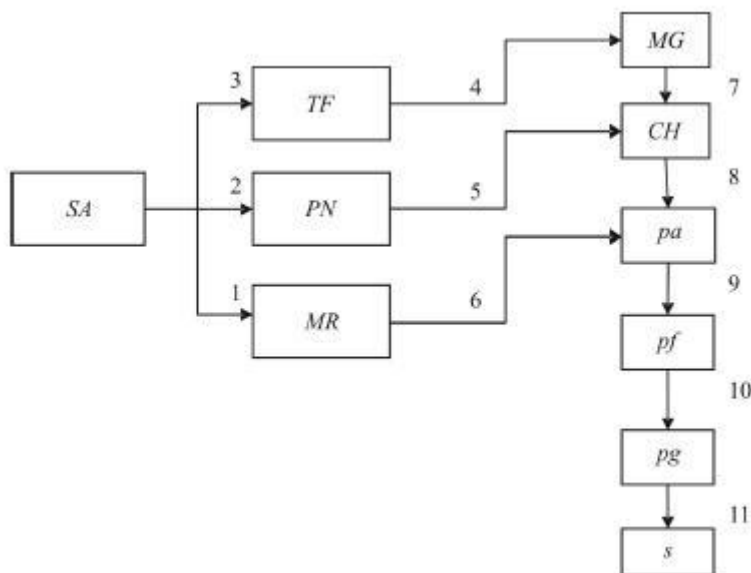


Fig.1.5. Schema structurală a instalației de foraj:

1, 2, 3 – transmisii de legătură între SA și ML; 4 – capătul activ al cablului;
 5 – linia de presiune a sistemului de circulație; 6 – pătrații mesei rotative;
 7 – cârligul; 8, 9, 10, 11 – reducții de legătură; pf – prăjini de foraj; pg – prăjini grele; s – sapa.

La noi în țară seria nouă de instalații de foraj tipizată după normele API care este simbolizată astfel;

$$F \frac{F_{cm}[MM]}{9,81 \cdot 10^{-3}} - NmSA : \text{unde: } F_{cm} \text{ este forța la cârlig maximă; } F \text{ foraj;}$$

Nm numărul de motoare; S.A. tipul sistemului de acționare.

1.3.1. Forța la cârlig (Fc)

Este cel mai important parametru definitoriu al IF sau al II. (II instalație de intervenție). Clasificarea generală a forțelor care acționează asupra unei construcții este: forțe fundamentale F; utile F'; sistematice S; nesistematice NS; întâmplătoare I; permanente F₀(G₀;G_{0R}); forțe accidentale A; forțe extraordinare E. Forțele sistematice sunt acele forțe care acționează foarte frecvent asupra construcției respective. În cazul I.F. acestea sunt date de greutatea prăjinilor de foraj, iar în cazul I.I. de greutatea prăjinilor de pompare. Forțele nesistematice sunt acele forțe care acționează rar. La I.F. sunt date de greutatea coloanelor de burlane iar la I.I. sunt date de greutatea coloanei de țevi de extracție. Forțele întâmplătoare apar în cazul prinderii sapei sau a garniturii de foraj la I.F. În cazul I.I. pereții sunt tubați, dar este posibil să se prăbușească coloana. Forțele permanente acționează tot timpul. De exemplu: greutatea troliului, a mesei rotative, a mastului, a pompelor. În timpul operațiilor de manevră acționează permanent G₀ care este dată de greutatea macaralei, cârligului, elevatorului și chiolbașilor. În timpul forajului la greutatea G₀ se mai adaugă greutatea corpului hidraulic și a prăjinii de antrenare rezultând greutatea G_{0R}. Forțele accidentale sunt forțe generate de presiunea vântului (v) și de greutatea zăpezii (z). Forțele extraordinare sunt forțele provenite de uragane (u) și din seisme (s). Forța fundamentală la cârlig este,

$$F = F' + F_0 \quad , \quad (1.1)$$

Forța fundamentală utilă este ,

$$F' = G_u + F_p + F_i + F_f \quad , \quad (1.2)$$

unde: G_u este greutatea sarcinii utile; F_p - forța de plutire (arhimedrică) F_i - forța de inerție ; F_f - forța de frecare (între sarcina utilă și pereții sondei sau între sarcina utilă și fluidul circulat). Se consideră că forțele care încearcă cârligul (acționează de sus în jos) sunt pozitive.

$$G_u = +G \quad (G_u \text{ este pozitivă}) \quad , \quad (1.3)$$

Forța de plutire F_p are sens negativ, ea descarcă cârligul acționează de jos în sus ,

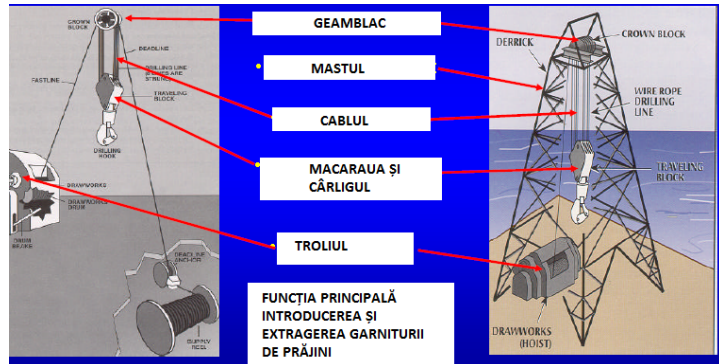
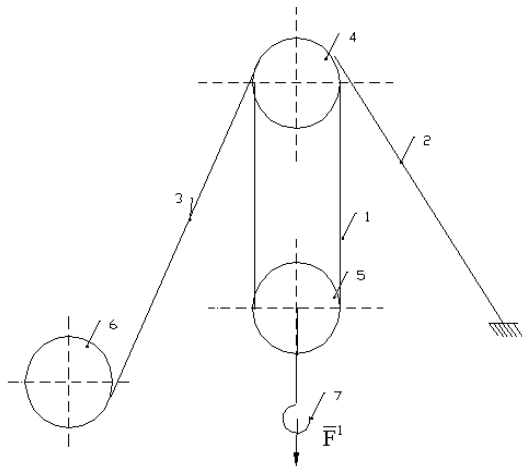


Fig .1.6. Vedere laterală a sistemului macara-geamblac:

1 – înfășurarea cablului ; 2 – capătul mort ; 3 – capătul activ ;
4 – rola a geamblacului ; 5 – rola a macaralei ; 6 – toba de manevra ; 7 – cârlig.

$$F_p = -\gamma_f \cdot V_0 = -\gamma_f \cdot \frac{G}{\gamma_0} = -G \frac{\rho_f}{\rho_0} \quad (1.4)$$

unde: γ_f este greutatea specifică a fluidului; V_0 - volumul părții metalice dezlocuite; γ_0 - greutatea specifică a oțelului; G - greutatea sarcinii utile; ρ_f, ρ_0 - densitățile fluidului, respectiv oțelului. Avem $G_u + F_p = G(1 - \frac{\rho_f}{\rho_0}) = G \cdot \sigma_p$, în care σ_p este coeficientul care arată modificarea sarcinii utile prin flotabilitate .

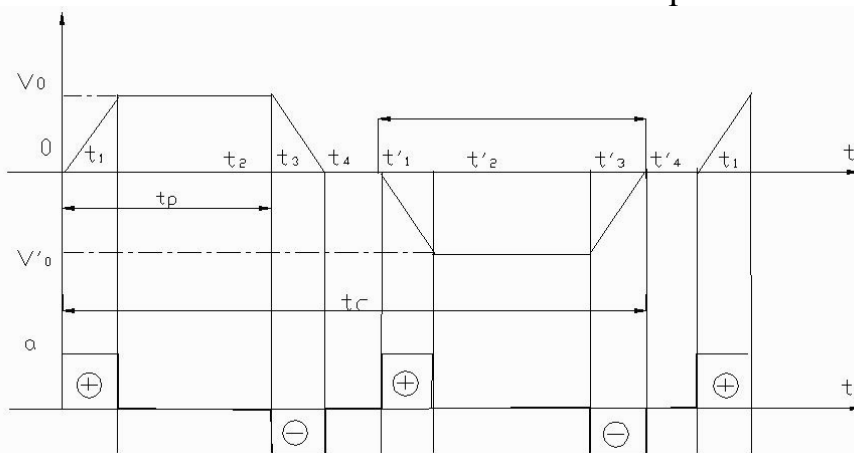


Fig. 1.7. Tahograma la cârlig: t_1 – timpul de demaraj la ridicare ; t_2 – timpul mișcării stabilizate ; t_3 – timpul de frânare ; t_p – timpul de ridicare a sarcinii utile pe lungimea unui pas ; t_4 – timpul pentru operațiile auxiliare ; t'_1 – perioada de demaraj la coborâre ; t'_2 – perioada mișcării stabilizate la coborâre ; t'_3 – perioada de frânare ; t'_4 – timpul pentru operații auxiliare ; t'_p – timpul de coborâre a sarcinii pe lungimea unui pas ; t_c – timpul unui ciclu .

Forța de inerție F_i se opune deplasării corpului :

$$\uparrow=\downarrow F_i = \pm \frac{G}{g} \cdot a^\pm \quad , \quad (1.5)$$

unde semnificația simbolurilor este $\left\{ \begin{array}{l} \uparrow \text{ ridicare;} \\ = \text{ static;} \\ \downarrow \text{ coborare;} \end{array} \right.$

Pentru a stabili semnul accelerației se va prezenta tahograma la cârlig, aceasta fiind legea de variație a vitezei cârligului în funcție de timp, fig.1.7.

Avem $G_u + F_i = G(1 \pm \frac{a^\pm}{g}) = G \cdot \sigma_d$ unde σ_d este un coeficient ce ține seama de solicitările dinamice. Forța de frecare F_f se opune deplasării:

$$\uparrow=\downarrow F_f = \pm kG \quad , \quad (1.6)$$

unde k este un coeficient care ține cont de frecare , $k=0,1..0,3$.

Avem $G_u + F_f = G(1 \pm k) = G \cdot \sigma_f$, unde σ_f este un coeficient de care exprimă modificarea sarcinii utile cu frecarea. Atunci relația (1.2) devine:

$F' = G(1 - \frac{\rho_f}{\rho_0} \pm \frac{a^\pm}{g} \pm k) = G \cdot \sigma$, (1.2') σ este coeficientul de multiplicare a sarcinii utile.

1.3.2. Calculul forțelor nominale la cârlig

Forțele nominale sunt normale și maxime. Forța nominală este dată de cea mai mare greutate sistematică în condițiile de lucru cele mai grele:

$$F'_{cn} = G_{SM} (1 - \frac{\rho_f}{\rho_0} + \frac{a_1^+}{g} + k) \quad , (1.7)$$

unde: F'_{cn} este forța nominală normală la cârlig; G_{SM} - greutatea sistematică maximă; a_1 - accelerația corespunzătoare vitezei I.

Forța nominală maximă se calculează în două situații și se ia valoarea maximă.

$$F'_{CM} = \begin{cases} F'_{CM1} = G_{NSM} (1 - \frac{\rho_f}{\rho_0} + \frac{a_1^+}{g} + k) \\ F'_{CM2} = F'_{CM} + F_{sd} \end{cases} \quad , (1.8)$$

unde: G_{NSM} este greutatea nesistematică maximă; F_{sd} - forța suplimentară de desprindere; F'_{CM2} se determină din condiția de prindere în situația cea mai grea; $F'_{CM} = \max[F'_{CM1}; F'_{CM2}]$

F_{sd} depinde de adâncimea la care s-a prins garnitura; $F_{sd} \in [0; 600KN]$.

$a_1 \in [0,5..2,5] \text{ m/s}^2$ – accelerația corespunzătoare treptei I;

$a_1 \in [0,5..1,5] \text{ m/s}^2$ – pentru manevrarea coloanei de burlane;

$a_1 \in [0,8..2,5] \text{ m/s}^2$ – pentru manevrarea garniturii de foraj.

1.4 REGIMUL DE FORAJ

1.4.1 Indicatorii procesului de foraj

Indicatorii procesului de foraj sunt mărimi ce caracterizează global calitatea sa. Ei sunt:

a) viteza instantanee de avansare, dh/dt variația adâncimii de săpare în timp;

b) viteza mecanică medie, $v_m = h_s/t_s$, în care h_s este intervalul săpat în timpul t_s ;

c) viteza operativă (de marș), $v_o = h_s / (t_s + t_m)$, t_m fiind timpul de manevră;

d) costul metrului forat, $c_m = \frac{c_s + c_i(t_s + t_m)}{h_s}$, unde c_s este costul sapei; c_i - costul pe unitatea de timp legat de amortizarea instalației de foraj, închirierea prăjinilor, întreținerea noroiului, salarii etc.

1.4.2 Definirea regimului de foraj

Eficiența procesului de dislocare a rocii depinde de o multitudine de factori, dintre care o parte sunt constanți, ceilalți fiind variabili.

Factorii constanți sunt acei factori ce nu pot fi schimbați în procesul de lucru: capacitatea instalației de foraj, echipamentul din sondă, caracteristicile fizico-chimice ale rocilor traversate etc.

Factorii variabili sunt factorii ce pot fi schimbați în timpul procesului de lucru: a) tipul, calitatea și proprietățile fluidului de foraj; b) factorii hidraulici, determinați de debitul de fluid de foraj: (viteza de jet, puterea hidraulică la talpă etc.); c) factorii mecanici: apăsarea pe sapă F_s și viteza unghiulară a mesei rotative, ω . Factorii variabili se mai numesc și **factori tehnologici**. Prin regim de foraj se înțelege corelația dintre factorii tehnologici determinanți pentru eficiența procesului, care în condițiile unor factori constanți dați, asigură anumiți indicatori ai procesului de foraj.

1.4.3 Stabilirea regimului de foraj

Regimul tehnologic de foraj este foarte complex ca urmare a diversității condițiilor în care se desfășoară procesul de foraj. La stabilirea parametrilor regimului, trebuie să se ia în considerare toate aceste condiții, nu în mod separat, ci în interdependență.

Stabilirea regimului hidraulic presupune:

- a) alegerea tipului și a compoziției fluidului de foraj;
- b) alegerea debitului de fluid;
- c) alegerea diametrului duzelor sapei, pentru a obține o anumită viteză de jet.

a) **Alegerea fluidului de foraj** și a proprietăților sale fizico-chimice are implicații majore asupra procesului de foraj. Menționăm doar două: formarea turtei de colmatare; realizarea unei anumite presiuni la talpa sondei,

$$p_f = \rho_f g H, \tag{1.9}$$

care să împiedice manifestările eruptive ale sondei.

b) **Debitul de fluid de foraj, Q**, se determină din condiția de a realiza o anumită viteză ascensională în spațiul inelar, care să permită o bună evacuare a detritusului. Relația empirică de calcul este:

$$Q = Q_{sp} A_t, \tag{1.10}$$

în care A_t este aria tălpii sondei, iar Q_{sp} - debitul specific, (0,045...0,060) l/s/cm².

c) **Viteza de jet** are efecte spectaculoase asupra vitezei de avansare. Viteze de jet mai mari de 70 m/s (de obicei, 80...100 m/s) determină creșteri importante ale vitezei de avansare a sapei. După alegerea debitului de fluid și a vitezei de jet, v_j , se calculează diametrul duzelor:

$$\left. \begin{aligned} A_d &= \frac{Q}{v_j} \\ A_d &= \frac{\pi d_d^2}{4} n_d \end{aligned} \right\} \Rightarrow d_d = \sqrt{\frac{4}{\pi n_d} \frac{Q}{v_j}} \tag{1.11}$$

în care n_d este numărul de duze (de obicei, trei).

Stabilirea regimului mecanic presupune alegerea apăsării pe sapă F_s și a vitezei unghiulare a mesei rotative ω . Acești parametri se determină astfel încât costul metrului forat să fie minim.

1.5 CONSTRUCȚIA SONDELOR

Prin program de construcție a sondei se înțelege ansamblul echipamentelor care lucrează sau rămân în sondă în procesul normal de forare. El cuprinde: a) coloanele de tubare (număr, adâncimi de introducere, tipuri și diametre); b) sapele de foraj utilizate; c) garniturile de foraj utilizate (tipuri, diametre); d) motoare de fund submersate, dacă este cazul (tipuri, diametre); e) cimentările coloanelor (intervale și metode aplicate).

În cadrul metodei rotary, tubarea are un caracter discontinuu. Se forează un anumit interval, după care se introduce o coloană de tubare (un

tub de oțel cu grosime de perete variabilă, format din bucăți asamblate prin racorduri filetate), care se cimentează.

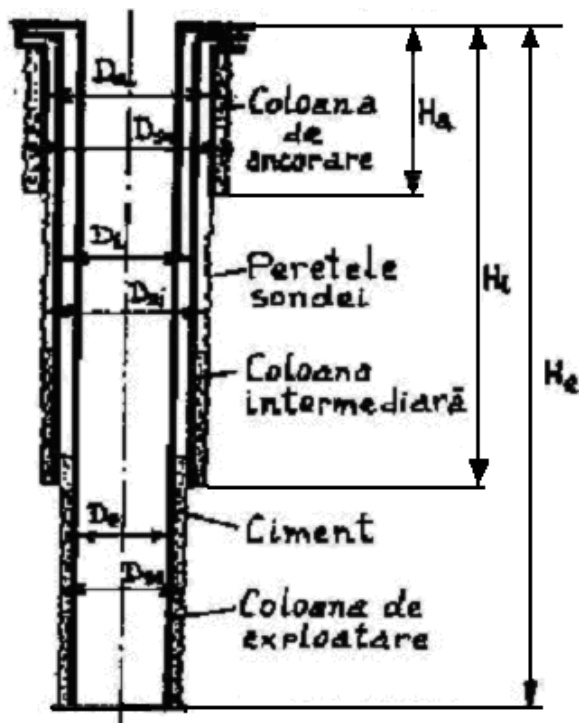


Fig.1.8,a. Schema de tubare a unei sonde.

Numărul coloanelor, adâncimile de introducere și diametrul lor sunt determinate de condițiile speciale din sondă. După destinația lor, coloanele de tubare se împart în mai multe categorii:

a) **Coloana de ghidare.** Înaintea începerii forării propriu-zise a unei sonde, la gura acesteia se sapă manual sau mecanic, o deschidere de secțiune circulară sau pătrată, cu dimensiunea transversală de 0,8...1,0m și cu adâncimea de 3...6m. În această deschidere se introduce un burlan din tablă de oțel cu diametrul de 500...700mm. Capătul superior se ridică cu 1,5... 2,0m deasupra nivelului solului. În teren, burlanul se betonează. În zonele mlăștinoase, neconsolidate, coloana de ghidare poate avea o lungime de câteva sute de metri. Rolul coloanei (burlanului) de ghidare este complex:

- 1) asigură direcția verticală inițială a sondei;
- 2) asigură ridicarea fluidului de foraj la nivelul jgheaburilor;
- 3) consolidează zona superioară a sondei;
- 4) închide tratele acvifere de suprafață;
- 5) protejează beciul sondei de infiltrațiile de fluid de foraj .

b) Coloana de ancorare (sau de suprafață) este prima coloană obligatorie la sondele pentru exploatarea hidrocarburilor. Funcțiile ei sunt următoarele:

- 1) consolidează sonda în zona de suprafață și de mică adâncime;
- 2) protejează sursele de apă potabilă de contaminare;
- 3) împiedică pătrunderea de fluide din strate în sondă și alterarea fluidului de foraj;
- 4) constituie elementul sigur de care se ancorează instalația de prevenire a erupțiilor, la suprafață;
- 5) reprezintă suportul pe care se sprijină celelalte coloane și o parte a echipamentului de extracție.

În condiții normale, adâncimea de introducere variază între 50 și 300m, iar diametrul coloanei este de 273,05mm (10") până la 425,45mm (16").

c) Coloane de exploatare este a doua coloană obligatorie în construcția unei sonde. Ea îndeplinește următoarele funcții:

- 1) formează un canal sigur de deplasare a fluidelor din strat la suprafață, protejând echipamentul de extracție;
- 2) permite exploatarea mai multor straturi productive, aflate la adâncimi diferite, comunicația între interiorul coloanei și strat făcându-se prin perforări;
- 3) asigură realizarea unor operații speciale în sondă pentru intensificarea afluxului de hidrocarburi: fisurări hidraulice, acidizări etc.

Adâncimea de introducere a coloanei de exploatare coincide, de obicei, cu adâncimea sondei, diametrul fiind cuprins între 114,3mm (4") și 168,27mm (6").

d) Coloana intermediară este o coloană ce se introduce în sondă între coloana de ancorare și cea de exploatare. În anumite condiții, ea poate să lipsească sau pot exista chiar două până la patru coloane intermediare.

Prezența unei coloane intermediare este impusă în următoarele situații:

- 1) existența unor straturi cu roci foarte permeabile, fisurate sau cavernoase, în care se produc pierderi de fluid de foraj;
- 2) prezența unor roci cu stabilitate redusă, care se surpă sau a unor roci cu plasticitate pronunțată, care produc reduceri ale diametrului sondei, mai ales în contact cu fluidul de foraj.

Reprezentarea grafică a coloanelor, cuprinzând adâncimile de introducere și diametrele lor, este cunoscută sub denumirea de **schemă de**

tubare (fig. 1.8,a).

1.6 GARNITURA DE FORAJ

Legătura dintre instrumentul de dislocare (sapa) și instalația de suprafață se realizează prin garnitura de foraj (g.f.). În cazul forajului rotary, elementele componente ale garniturii de foraj sunt tubulare, asamblările făcându-se prin filete. Funcțiile garniturii de foraj sunt:

- 1) transmite mișcarea de rotație de la masa rotativă la sapă (în cadrul metodei rotary);
- 2) preia momentul reactiv al motorului submersat transmițându-l mesei rotative, care în acest caz este blocată;
- 3) asigură apăsarea axială pe sapă pentru dislocarea rocii, apăsare dată de o parte a greutateii proprii;
- 4) asigură prin interiorul său circulația descendentă, spre sapă, a fluidului de foraj, iar prin spațiul inelar, format cu peretele sondei sau al coloanei de tubare, circulația ascendentă a fluidului încărcat cu detritus;

1.6.1. Componentele garniturii de foraj

În componența unei garnituri de foraj intră prăjina de antrenare (cu secțiune pătrată sau hexagonală), prăjinile de foraj (drill pipe) și prăjinile grele (drillcollars). La acestea se mai adaugă piesele de legătură: racorduri și reducții. Prăjina de antrenare (p.a.) face legătura între garnitura de prăjini de foraj și capul hidraulic. Ea primește mișcarea de la masa rotativă prin intermediul unor piese adaptoare (pătrații mari, pătrații mici, antrenor cu role).

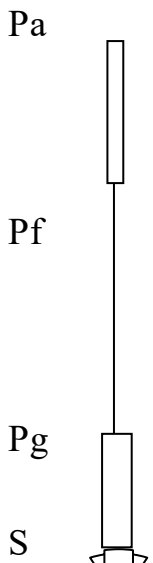


Fig. 1.8,b. Structura garniturii de foraj.

Pentru a putea primi mișcarea de rotație, în condițiile mișcării longitudinale (sapa avansează), prăjina de antrenare are secțiune profilată, cel mai adesea pătrată (de unde și numele de “prăjină pătrată”). Pentru asamblarea cu capul hidraulic cu prăjinile de foraj, prăjina de antrenare are prevăzute la capete filete conice: mufă, la partea superioară, cep, la partea inferioară. Evident, pentru a permite circulația descendentă a fluidului de foraj, prăjina de antrenare este un element tubular. Prăjinile de foraj reprezintă procentual cea mai mare parte din lungimea garniturii de foraj. Ele sunt elemente tubulare prevăzute la capete cu racorduri (de obicei sudate de corpul prăjinii) cu filete conice speciale.

Diametrul nominal a prăjinii este diametrul exterior al corpului său (nu al racordului). Lungimea unei prăjinii variază în jurul valorii de 9m. Legătura dintre prăjini se face prin intermediul racordurilor speciale. Filetele acestora sunt conice cu pas mare pentru a permite înșurubarea și deșurubarea în timp redus, dar și pentru a realiza o bună etanșeitate. (și prin interiorul și prin exteriorul prăjinilor de foraj circulă fluid, în sensuri opuse). Diametrul exterior mai mare al racordurilor face ca uzura să se producă mai accentuat la nivelul acestora (prin frecare cu peretele sondei) și mai puțin pe corpul prăjinii.

În afară de prăjinile din oțel, foarte frecvent utilizate, mai există și prăjini de foraj din aluminiu și cadmiu, acestea din urmă fiind mult mai ușoare. Prăjinile grele (p.g.) au rolul de a realiza, printr-o parte a greutateii lor, apăsarea axială pe sapă și de a menține, prin rigiditate, direcția verticală a sondei, preîntâmpinând devierea. La menținerea direcției sondei contribuie și jocul radial mic dintre peretele sondei și exteriorul prăjinilor grele (mult mai mic decât la prăjinile de foraj).

De obicei, apăsarea pe sapă, F_s , se realizează cu 70...80% din greutatea prăjinilor grele. Pentru a asigura această apăsare, lungimea acestora se calculează cu relația:

$$l_{pg} = \frac{F_s}{c q_{pg} \left(1 - \frac{\rho_f}{\rho_o}\right)} \quad (1.12)$$

în care: q_{pg} este greutatea unității de lungime a prăjinilor grele; ρ_f -

densitatea fluidului de foraj; ρ_0 - densitatea oțelului; $c = 0,70 \dots 0,80$.

Spre deosebire de prăjinile de foraj, prăjinile grele au diametrul exterior constant, racordurile, atât mufele cât și cepurile, realizându-se “din corp”. Grosimea de perete este și ea mult mai mare decât la prăjinilor de foraj, ajungând la 25...60 mm, pentru a conferi greutate pe unitate de lungime mare.

Prăjinile grele “obișnuite” au forma exterioară circulară, cu jocuri radiale variind în jurul valorii de 25,4 mm (1”). Pentru a asigura jocuri radiale și mai mici (1...2 mm) se utilizează prăjini grele “speciale”, cu secțiune pătrată, triunghiulară sau cu degajări exterioare.

1.7. ACȚIONAREA INSTALAȚIILOR DE FORAJ

Alegerea sistemului de acționare (SA) al unei instalații de foraj (IF) depinde de gabaritul acesteia și de condițiile în care urmează să lucreze aceasta.

Definim SA ca fiind ansamblul format de motorul /motoarele de acționare (MA) și de totalitatea transmisiilor până la mașina de lucru (ML). Motoarele de acționare pot fi diesel, electrice de curent continuu (cu excitație derivație sau mixtă), asincrone și mai rar, sincrone. Sistemele de acționare se clasifică astfel:

- a) din punctul de vedere al autonomiei: sisteme de acționare autonome (A); sisteme de acționare neautonome (NA); sistemele A nu depind de sursa locală de energie iar cele NA da.
- b) din punctul de vedere al structurii SA: fundamentale (F); complexe (Cx); combinate (Cb).

Transmisiile mecanice sunt totdeauna prezente (angrenaje, transmisii prin curele sau prin lanțuri). Pe lângă acestea mai pot apărea transmisii hidraulice (hidrostatice sau hidrodinamice) sau transmisii electrice cu *primarul* în curent alternativ sau continuu și *secundarul* în curent continuu.

1.7.1. Motoare pentru acționarea instalațiilor de foraj

a) Motoare diesel

În instalațiile petroliere, dintre motoarele termice sunt utilizate aproape exclusiv motoarele diesel cu regulatoare de viteză unghiulară. Prezența regulatorului de viteză unghiulară face ca pentru orice sarcină (putere solicitată) a motorului și pentru o anumită poziție a “pedalei” de accelerație, viteza unghiulară a motorului să rămână cvasi-constantă.

La arborele motorului diesel se obține o caracteristică de viteză un-

ghiulară ce poate fi pusă sub forma $M = a - b\omega$, în care constantele a și b sunt dependente de q . Motoarele diesel sunt utilizate la instalațiile de foraj care lucrează în zone izolate, pentru a le conferi autonomie energetică.

b. Motoare de curent continuu

Motoarele electrice de curent continuu – sunt cele mai bune pentru acționarea unei mașini. Din punct de vedere al excitării se întâlnesc două tipuri de motoare: a) cu excitație în serie; b) cu excitație în derivație.

Motorul de curent continuu cu excitație în serie nu se poate folosi pentru că la mersul în gol se ambalează singur. Dintre motoarele de curent continuu, în instalațiile petroliere se utilizează cele cu excitație derivație sau mixtă.

Matematic, și la arborele motorului electric de curent continuu cu excitație derivație sau mixtă, se obține o caracteristică de forma $M = a - b\omega$ în care a și b sunt constante dependente de mărimea de reglare (tensiunea U sau fluxul Φ). În instalațiile petroliere, cele mai utilizate motoare de curent continuu sunt E_x 850 cu o putere nominală de 850 kW. Ele apar la instalațiile de foraj “electrice” EC (electric în curent continuu) și DEC (diesel electric în curent continuu). La această din urmă variantă de acționare, motorul electric este o componentă (secundarul) a transmisiei electrice.

c) Motoare asincrone

Motoarele asincrone (de obicei, cu rotorul în scurtcircuit) sunt uneori utilizate pentru acționarea pompelor de noroi, deoarece acestea nu necesită modificări importante ale vitezei unghiulare de-a lungul timpului.

Deși reglarea vitezei unghiulare poate fi realizată atât prin tensiune cât și prin frecvența de alimentare. În cazul utilizării unui astfel de motor, caracteristica mecanică (zona stabilă) este, cu o suficient de bună aproximație, tot de forma: $M = a - b\omega$ ca și în cazul motoarelor diesel și de curent continuu numai că a și b sunt chiar constante, nemaifiind dependente de vreun parametru de reglare. Dacă în foraj utilizarea motoarelor asincrone este destul de rară, în extracție ele sunt preponderente, mai ales în cadrul unităților de pompare cu balansier. Caracteristicile funcționale ale motoarelor prezentate se îmbunătățesc prin introducerea transmisiilor hidraulice.

1.7.2. Transmisii

Ansamblul transmisiilor unei instalații de foraj fac legătura între

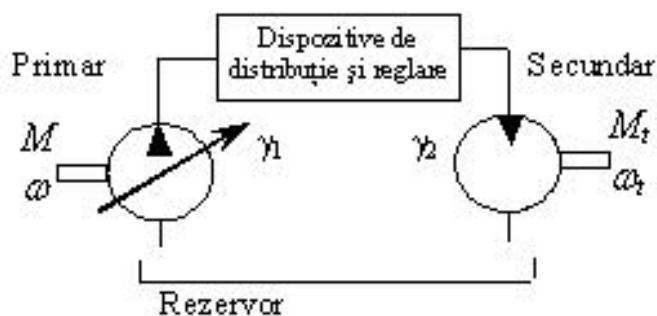
motoarele de acționare și mașinile de lucru, adaptând parametrii fluxului energetic cerințelor acestora din urmă. În cazul acționării principalelor mașini de lucru (TF, MR, PN), la intrare, parametrii fluxului energetic sunt momentul M și viteza unghiulară ω , legătura dintre ei fiind de forma $M = a - b\omega$ lucru demonstrat în pa ragraful precedent. La ieșire, parametrii fluxului energetic sunt M_t și ω_t , legătura dintre ei nemaiavând totdeauna aceeași formă, ea depinzând de tipul transmisiilor. Una dintre principalele funcții ale unei transmisii este aceea de a modifica în mod convenabil parametrii fluxului energetic M_t și ω_t precum și legătura dintre ei $M_t(\omega_t)$ așa încât mașina de lucru acționată să funcționeze în condiții optime.

Transmisiile mecanice

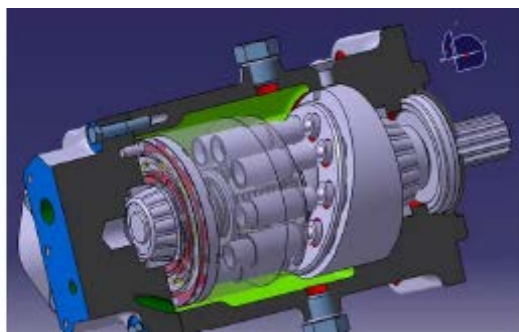
Transmisiile mecanice utilizate în instalațiile petroliere sunt angrenajele, transmisiile prin curele și transmisiile prin curele și transmisiile prin lanțuri. Ele, având raport de transmitere și randament constante, au la ieșire o caracteristică $M_t = M_t(\omega_t)$ calitativ identică cu cea de intrare $M = M(\omega)$. Momentele M și M_t sunt proporționale, la fel și vitezele unghiulare ω și ω_t . Transmisiile mecanice sunt totdeauna prezente în cadrul unei instalații petroliere.

Transmisiile hidrostatice

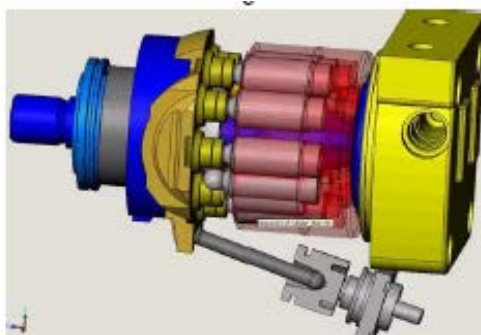
Ca orice transmisie, și transmisia hidrostatică este formată din două subsisteme: primarul, un generator hidrostatic (pompa) cu cilindree constantă sau variabilă, și secundarul, un agregat hidrostatic identic din punct de vedere constructiv cu primarul, dar exploatat în regim de motor, fig. 1.7.



a



b



c

Fig.1.9. Schema unei transmisii hidrostatice reglabile: a) schema de principiu; b) pompa hidraulică; c) motorul hidraulic.

Primarul, acționat de un motor, produce debitul (de ulei):

$$Q = \frac{V_1}{2\pi} \omega \sin \gamma_1 \tag{1.13}$$

în care: $V_{1,2}$ este volumul de ulei refulat la o rotație; $\gamma_{1,2}$ - unghiul de înclinare al blocului cilindrilor (parametru de reglare a debitului); indicele 1 este pentru pompă iar 2 pentru motorul hidraulic. Neglijând pierderile de lichid în elementele de distribuție și reglare (EDR) situate între primar și secundar, debitul primit de secundar este tot Q ,

$$Q = \frac{V_2}{2\pi} \omega_t \sin \gamma_2 \tag{1.14}$$

Din relațiile (1.13) și (1.14) rezultă:

$$\omega_t = \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{\sin \gamma_1}{\sin \gamma_2} \omega \tag{1.15}$$

Considerând randamentele celor două agregate hidrostatice η_1 și respectiv η_2 , se poate demonstra că dacă la intrarea în transmisie $M = a - b\omega$, atunci la ieșire:

$$M_t = a \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{\sin \gamma_2}{\sin \gamma_1} - b \gamma_1 \gamma_2 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 \left(\frac{\sin \gamma_2}{\sin \gamma_1} \right)^2 \omega_t \tag{1.16}$$

adică tot o relație de forma $M_t = A - B\omega_t$ în care constantele A și B sunt dependente de parametrii reglării debitului γ_1 și γ_2 . De obicei secundarul transmisiei are cilindrul constantă, adică $\gamma_2 = \text{const.}$, astfel încât singurul parametru rămâne γ_1 , care are variația limitată (din considerente tehnice) la intervalul $[\gamma_{1m}, \gamma_{1M}]$.

c. Transmisii hidrodinamice

Există două tipuri de transmisii hidrodinamice: turboambreiajul (TA) fig. 1.11 și turbotransmisorul (TT) sau, cum i se mai spune convertizorul hidraulic de cuplu (CHC). La ambele turbotransmisii, primarul este un paletaj de pompă centrifugă, iar secundarul un paletaj de turbină. Deosebirea constă în faptul că în cazul turbotransmisorului mediul hidraulic care face legătura dintre primar și secundar este trecut printr-un “aparatur director” (sistem de palete) pentru reorientare. Este evident că, spre deosebire de caracteristica de intrare liniară $M = a - b\omega$, foarte rigidă, a motorului de acționare, turbotransmisii furnizează la ieșire o caracteristică mult mai flexibilă. Turbotransmiile sunt utilizate numai în cazul acționării cu motoare diesel, asincrone sau sincrone, niciodată după un motor cu curent continuu, care are posibilități de reglare ce permit trecerea punctului de funcționare de pe o caracteristică (liniară) pe alta, așa încât puterea transmisă să rămână cvasi constantă.

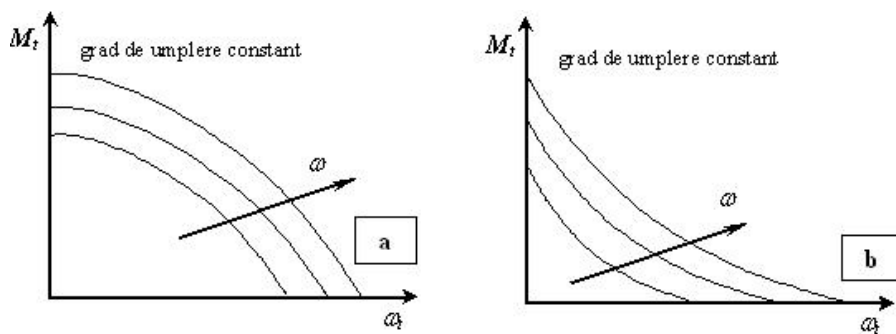


Fig.1.10. Caracteristica de ieșire din turbotransmisii: a) turboambreiaj (TA); b) turbotransmisor (TT)

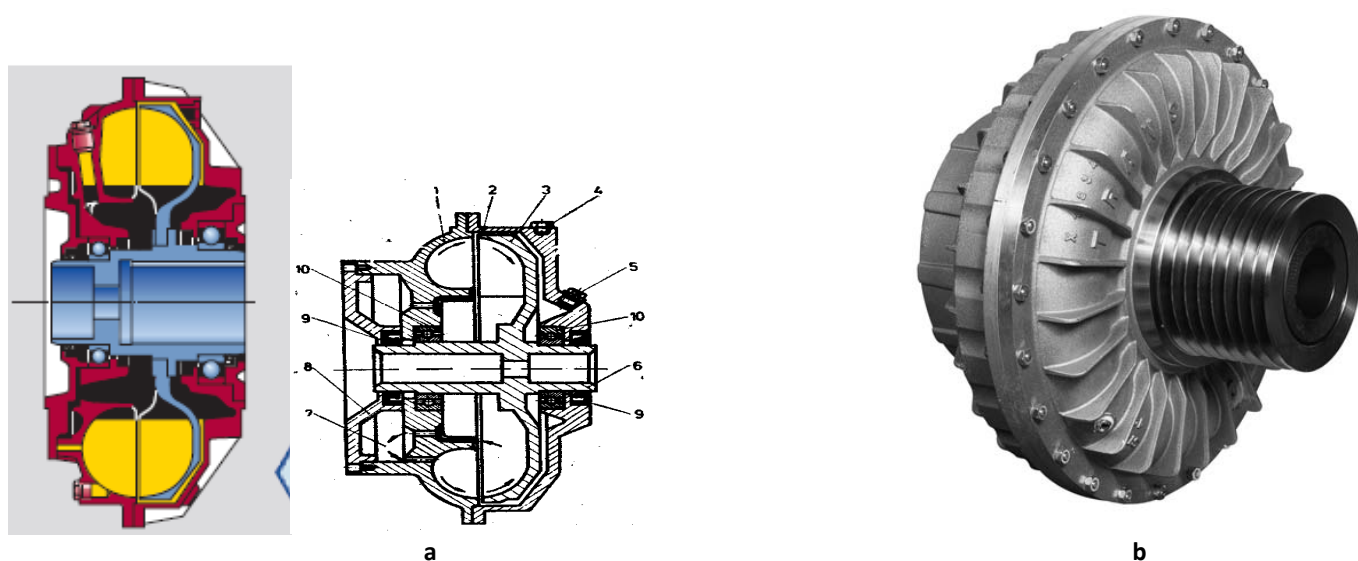


Fig.1.11. Turboambreaaj industrial: a) componenta: 1- rotor pompă; 2-carcasă; 3-rotor turbină; 4-dop fuzibil; 5- dop umplere; 6- arbore secundar; 7- rezervor; 8-capac; 9- etanșare; 10-rulment. b) fotografia.

d. Transmisii electrice

O transmisie electrică este formată dintr-un generator electric de curent continuu sau alternativ (primarul) și un motor electric care în instalațiile petroliere este totdeauna de curent continuu (secundarul).

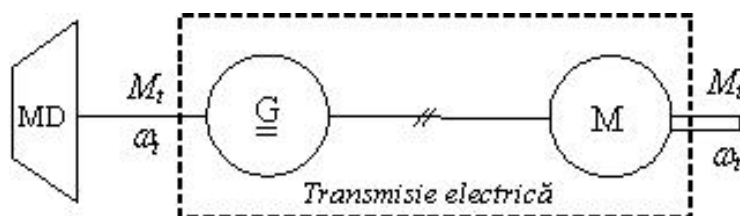


Fig.1.12. Sistemul de acționare Ward-Leonard.

Dacă generatorul este sincron, atunci între primar și secundar trebuie să existe și un redresor. Un exemplu de transmisie electrică este cea utilizată în cadrul sistemului de acționare DEWL (diesel Electric Ward-Leonard) prezent pe platformele de foraj marin.

1.8. SISTEMUL DE MANEVRĂ

Sistemul de manevră (SM) al instalațiilor de foraj este ansamblul format din: cablu, mecanismul macara-geamblac, cârlig, trolu și accesoriile pentru fixarea și depănarea corectă a cablului.

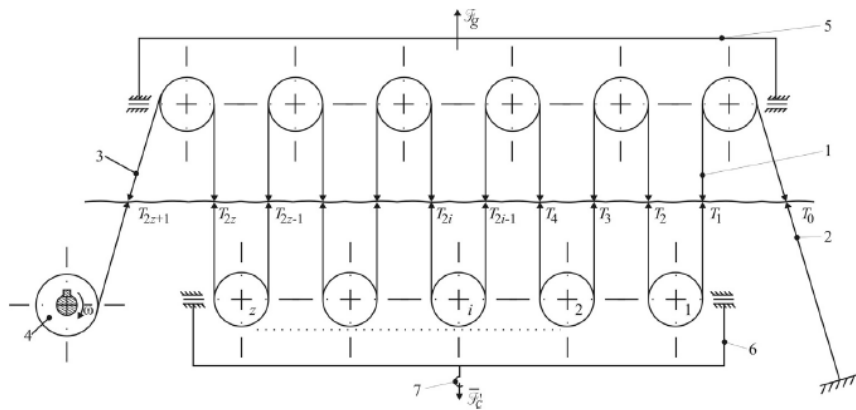


Fig.1.13,a. Mecanismul macara-geamblac:

1 – înfășurarea cablului; 2 – capătul mori; 3 – capătul activ; 4 – toba de manevră; 5 – geamblac; 6 – macara; 7 – cârligul macaralei; F_c – forța la cârlig; F_g – forța la geamblac; z – numărul de role de la macara.

Cu sistemul de manevră se realizează introducerea și extragerea garniturii de foraj, susținerea acesteia în timpul forajului propriu-zis al sondei, introducerea și susținerea coloanei de tubare, precum și efectuarea unor operații speciale.

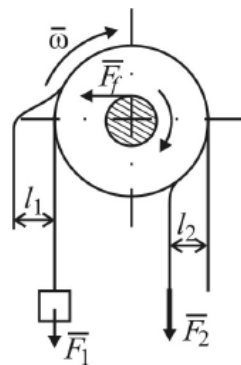


Fig.1.13,b. Înfășurarea cablului peste o rolă.

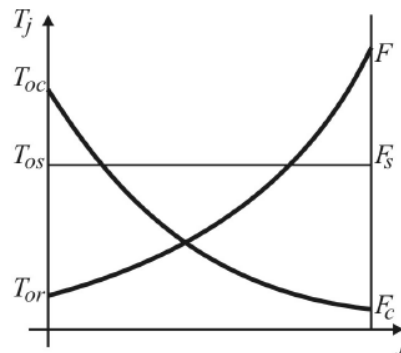


Fig.1.13,c. Distribuția forțelor în ramurile înfășurării cablului.

1.8.1. Vitezele din ramurile înfășurării cablului

În cadrul sistemului de manevră, un loc important îl ocupă mecanismul macara-geamblac. Acesta transformă mișcarea de rotație a tobei de manevră, pe care se înfășoară cablul, în mișcare de translație a cârligului. El multiplică forța din capătul activ al cablului (care se înfășoară pe toba de manevră) și demultiplică viteza acestuia (fig. 1.13,a). De exemplu în instalația F320 – 3DH, care are $z = 5$, viteza de înfășurare a cablului pe toba de manevră este de $2z = 10$ ori mai mare decât viteza cârligului.

1.8.2. Forțele din ramurile înfășurării cablului

Se izolează o rolă fig. 1.11, de la macara sau de la geamblac, peste care trece cablul de foraj cu ramurile consecutive în care apar forțele T_i și T_{i+1} . Datorită frecărilor și rigidității cablului, are loc relația:

$$T_{i+1} = k T_i \quad (1.18)$$

În care constanta k depinde de sensul de mișcare:

$$k = \begin{cases} 1 & \text{pentru rotirea antiorară} \\ \eta_r & \end{cases}$$

η_r , pentru rotirea orară.

η_r este randamentul unei role ($\eta_r = 97 \dots 98\%$). Scriind relația (1.18) pentru toate rolele sistemului macara-geamblac, se obține:

$$T_1 = kT_0, T_2 = kT_1 = k^2T_0, \dots T_{2z+1} = kT_{2z} = k^{2z+1}T_0. \quad (1.19)$$

Scriind acum ecuația de echilibru al cârligului, se obține relația: $F_c = T_1 + T_2 + \dots + T_{2z}$ care, ținând seama de (1.19), se transformă în: $F_c = (k + k^2 + \dots + k^{2z})T_0$, de unde:

$$T_0 = \frac{k-1}{k(k^{2z}-1)} F_c \quad (1.20)$$

Introducând (1.20) în (1.19), se obține forța din oricare ramură, în funcție de forța la cârlig. În ramura activă forța este:

$$T_{2z+1} = F = k^{2z+1}T_0 = k^{2z} \frac{k-1}{k^{2z}-1} F_c \quad (1.21)$$

Se pot particulariza acum relațiile (1.20) și (1.21) pentru cele trei stări posibile ale cârligului: ridicare, coborâre și repaus. La ridicarea cârligului: $k = \frac{1}{\eta_r}$, astfel încât:

$$T_{0r} = \frac{\eta_r^{2z}(1-\eta_r)}{1-\eta_r^{2z}} F_c, \quad (1.22)$$

La coborârea cârligului $k = \eta_r$, astfel încât:

$$T_{0c} = \frac{\eta_r-1}{\eta_r(\eta_r^{2z}-1)} F_c, \quad (1.23)$$

și $F_c = \frac{\eta_r^{2z}(\eta_r-1)}{\eta_r^{2z}-1} F_c$, $T_{jc} = \eta_r^j T_{0c}$, $j=1, 2, \dots, 2z$. În cazul repausului, din considerente de simetrie mecanică, toate forțele din ramuri sunt egale:

$$T_{0s} = F_s = \frac{1}{2z} F_c, T_{js} = T_{0s}, j=1, 2, \dots, 2z. \quad (1.24)$$

Ținând seama de valoarea subunitară a randamentului unei role, reprezentarea grafică calitativă a relațiilor (1.22), (1.23) și (1.24) conduce

la o alură asemănătoare celei din fig.1.13,c. Se constată că la ridicarea cârligului (la extragerea garniturii de foraj) forța cea mai mare apare în ramura capătului activ iar la coborârea cârligului (introducerea materialului tubular în sondă) cea mai mare forță apare în ramura capătului mort.

1.9 SISTEMUL DE CIRCULAȚIE

Sistemul de circulație (SC) al unei instalații de foraj este acel sistem care asigură debitul și presiunea fluidului de foraj necesare realizării unei bune curățiri a tălpii sondei de detritus, fig.1.14. Sistemul de circulație este un sistem închis. Pompa de foraj (sau de noroi, PN) aspiră din habă fluidul de foraj cu caracteristicile fizico-chimice corespunzătoare condițiilor din sondă și îl refulează la debitul și presiunea cerute de consumator. La ieșirea din pompă, fluidul este preluat de un sistem de conducte și ventile (numite claviatura pompelor). Pe piciorul din dreapta al mastului (turlei) se află o conductă metalică numită încărcător. Pe la capătul superior al încărcătorului, fluidul de foraj este preluat de furtunul rotary, un element flexibil care face legătura cu capul hidraulic, CH. Flexibilitatea furtunului este necesară ca urmare a mobilității pe verticală a capului hidraulic și a macaralei. Fluidul pătrunde în capul hidraulic prin partea sa superioară fixă (toarta capului hidraulic se află suspendată în cârlig) și prece prin reducere în interiorul prăjinii de antrenare, în mișcare de rotație sub acțiunea mesei rotative. Fluidul își continuă drumul descendent prin interiorul prăjinilor de foraj și al prăjinilor grele, ieșind prin duzele sapei. De la talpă începe drumul ascendent prin spațiul inelar (SI) dintre prăjini și sondă. La suprafață, fluidul este preluat de jgheaburi și condus spre instalația de curățire: sitele vibratoare și (eventual) hidrocicloanele. După tratarea sa, când sunt refăcute proprietățile fizico-chimice, fluidul se întoarce în habă de aspirație a pompei.

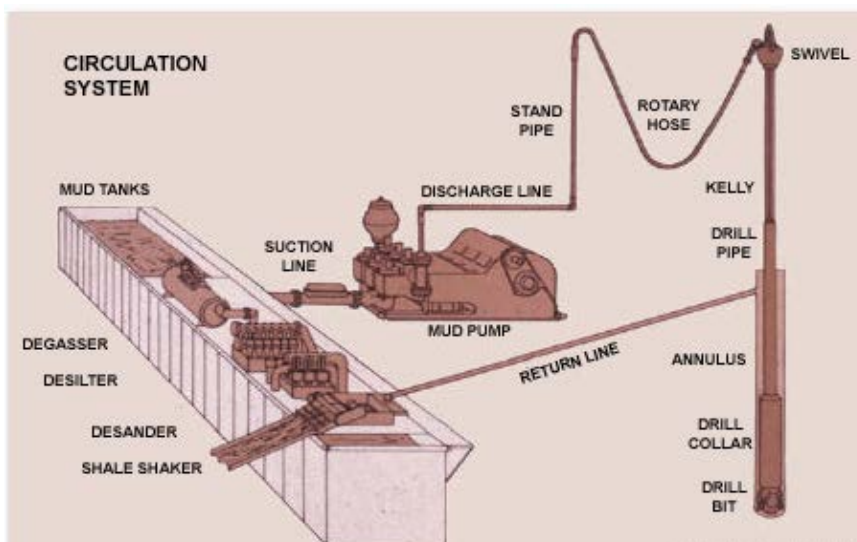
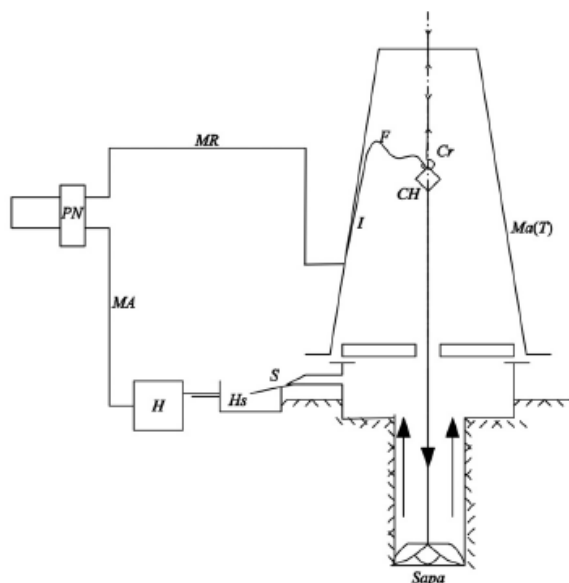


Fig.1.14. Schema sistemului de circulație: PN pompele de noroi; I încărcatorul; F furtunul; Cr cârligul de foraj; CH capul hidraulic; Ma mast (T turlă); S site; Hs haba sitelor; H haba; MA manifoldul de aspirație.

1.9.1 Construcția pompei de foraj

O pompă de foraj (PF) poate fi privită ca reuniune a două diviziuni: partea mecanică și partea hidraulică. Partea mecanică transmite puterea mecanică, primită de la arborele de intrare, la pistoane. În componența sa intră: arborele de intrare, arborele cotit, angrenajul dintre acești doi arbori, sistemul bielă-manivelă, tijele pistoanelor și pistoanele. Partea hidraulică a pompei transformă puterea mecanică a pistoanelor în putere hidraulică a fluidului pompat. Transformarea energetică are loc la nivelul pistoanelor.

Elementele componente ale părții hidraulice sunt: conducta de aspirație, supapele de aspirație, cilindrii pompei (cămășile), supapele de refulare și conducta de refulare. Pompa de două pistoane se numește duplex, iar cea cu trei pistoane, triplex. În foraj se utilizează pompe cu două, trei sau cinci pistoane. Dacă fluidul de lucru acționează numai pe fața cea mare a pistoanelor, pompa se numește *cu simplu efect*, iar dacă fluidul lucrează pe ambele fețe (șipe cea parțial obturată de tije) ale pistonului, pompa se numește *cu dublu efect*. Din considerente mecanice și economice, în foraj se folosesc pompe duplex cu dublu efect (pompe 2.2) și triplex cu simplu efect (pompe 3.1); mai rar se folosesc pompe de tip 5.1 (cinci cilindri cu simplu efect).

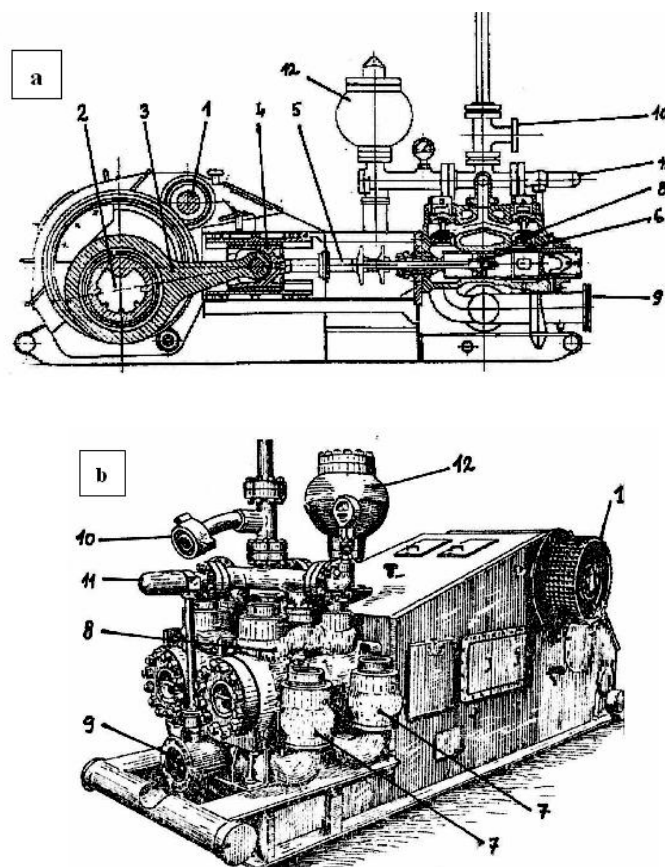


Fig. 1.15. Pompă duplex cu dublu efect. a) secțiune longitudinală; b) vedere. 1. arbore de intrare; 2. arbore cotit; 3. bielă; 4. cap de cruce; 5. tija pistonului; 6. piston, 7. supape de aspirație; 8. supape de refulare; 9. conducta de aspirație; 10. conducta de refulare; 11. supapa de siguranță, 12. hidrofor de refulare.

În fig.1.15 este prezentată o pompă de foraj duplex cu dublu efect. Antrenarea pompei se face prin intermediul unei transmisii prin lanțuri (sau curele), roata fiind montată pe arborele de intrare 1. Între acesta și și arborele cotit 2, puterea se transmite printr-un angrenaj demultiplicator de

turație. Mișcarea rotativă a arborelui cotit este transformată în mișcare alternativă la pistoane prin intermediul mecanismului bielă-manivelă și a capului de cruce 4. Fluidul de foraj intră în pompă prin conducta de aspirație (9), sub acțiunea depresiunii realizate de piston în curs de aspirație. Accesul în cilindri se face prin supapele de aspirație (7), iar refularea prin supapele de refulare (8). Deoarece debitul realizat de pompă nu este constant în timp, având o neuniformitate relativ mare, dăunătoare sondei, pentru uniformizarea sa se utilizează hidroforul de refulare (12), numit și amortizor de debit.

1.9.2. Cinematica pompelor cu pistoane

Să considerăm unul dintre pistoanele pompei și acționarea sa prin intermediul mecanismului bielă manivelă și a capului de cruce (fig. 1.16).

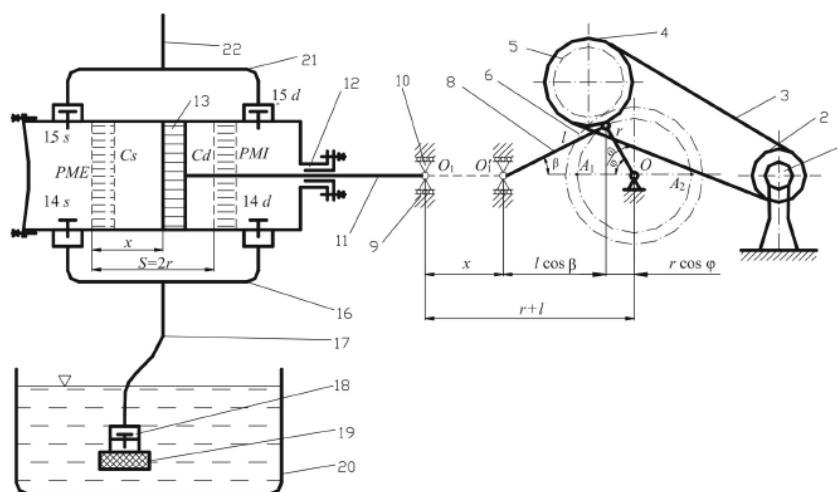


Fig.1.16. Pompă cu pistoane cu dublu efect:

- 1 – mașina de forță; 2 – roată de curea sau lanț; 3 – transmisie prin lanț sau prin curele; 4 – roată de curea sau de lanț; 5 – pinion; 6 – coroană dințată solidară cu arborele cotit; 7 – manivelă; 8 – bielă de lungime l ; 9 – glisieră; 10 – capul de cruce; 11 – tija pistonului; 12 – cutie de etanșare; 13 – organ de lucru (piston); 14 – supape de aspirație; 15 – supape de refulare; 16 – colector de aspirație; 17 – conductă de aspirație; 18 – clapetă de reținere; 19 – sorb; 20 – rezervor de aspirație; 21 – colector de refulare; 22 – conductă de refulare; A – butonul manivelei; r – raza manivelei, x – deplasarea curentă a pistonului.

Deplasarea pistonului se calculează cu relația:

$$x = (r + l) - (r \cos \varphi + l \cos \beta) \tag{1.25}$$

sau $x = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \beta)$. Aplicarea teoremei sinusurilor conduce la

egalitatea $\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \varphi$ de unde: $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi}$. Introducând

ultima relație în (1.25) se obține:

$$x = r(1 - \cos \varphi) + l \left[1 - \left(\frac{r}{l} \right)^2 \sin^2 \varphi \right] \quad (1.26)$$

Dacă se neglijează valoarea raportului r/l (biela se consideră mult mai lungă decât manivela), atunci se obține formula:

$$x = r(1 - \cos \varphi) \quad (1.27)$$

Dependența poziției pistonului de timp se obține ținând seama de relația $x = r(1 - \cos \omega t)$ în care ω este viteza unghiulară a arborelui cotit. Derivând pe x în raport cu timpul se obțin viteza și accelerația pistonului:

$$\dot{v} = x = r\omega \sin \omega t \quad (1.28) \quad a = \dot{v} = r\omega^2 \cos \omega t \quad (1.29)$$

1.9.3. Debitul pompelor cu pistoane

Presupunând că viteza fluidului din fața pistonului este egală cu cea a pistonului, atunci debitul refulat de fața activă mare a unui piston (pompa 1.1) este:

$$Q = Av = Ar\omega \cdot \sin \omega t \quad (1.30)$$

Ținând seama că pistonul are diametrul D și cursa sa este $S = 2r$, rezultă $Q = \frac{\pi}{8} SD^2 \sin \omega t$. Formula de mai sus este valabilă numai pentru cursa de refulare a pistonului, pentru cursa de aspirație debitul refulat fiind nul. Debitul mediu este:

$$Q_{m1.1} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q(\varphi) d\varphi = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\pi} Ar\omega \sin \varphi d\varphi = \frac{Ar\omega}{\pi} \quad (1.31)$$

sau $Q_{m1.1} = \frac{1}{8} SD^2 \omega$. Procedând în mod similar, se obține debitul mediu pentru o pompă cu j pistoane și $k \in \{1, 2\}$ efecte:

$$Q_{mj.k} = \frac{j}{\pi} \left[k - (k-1) \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] Ar\omega \quad (1.32)$$

în care d este diametrul tijei pistonului.

Particularizând pentru pompele 2.2 și 3.1 utilizate în foraj, se obține:

$$Q_{m3.1} = \frac{3}{\pi} Ar\omega \quad \text{pentru pompa 3.1. și } Q_{m2.2} = \frac{2}{\pi} \left[2 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] Ar\omega \quad \text{pentru pompa 2.2.}$$

Exprimând aceste debite în funcție de cursa și diametrul pistonului se

obține: $Q_{m3.1} = \frac{3}{8} SD^2 \omega$, $Q_{m2.2} = \frac{1}{4} \left[2 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] SD^2 \omega$. Din ultimele relații se

poate trage concluzia că debitul mediu al pompelor cu pistoane se poate modifica (regla) numai prin modificarea diametrului pistonului D și a vitezei unghiulare a arborelui cotit ω . La pompele de foraj cursa nu poate fi modificată fiind determinată de geometria arborelui cotit.

1.10. SISTEMUL DE ROTIRE

Sistemul de rotire (SR) cuprinde elementele din cadrul instalațiilor de foraj, prin care se transmite mișcarea de rotație la masa rotativă (MR) și de la aceasta la garnitura de foraj și la sapă, concomitent cu introducerea fluidului de foraj. Elementele principale sunt: masa rotativă și capul hidraulic.

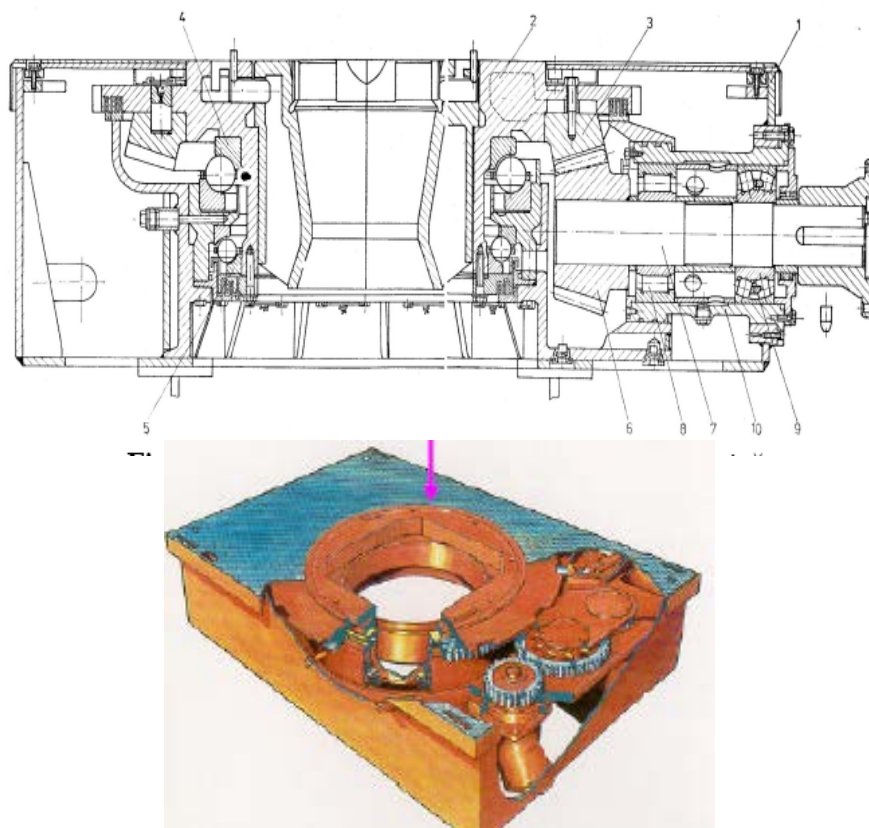


Fig.1.17. Secțiune transversală prin masa rotativă:

1 – batiul mesei; 2 – rotorul; 3 – roata conică; 4 – rulmentul superior;
5 – rulmentul inferior; 6 – pinion conic; 7 – arbore; 8,9 – rulmenți de sprijin;
10 – carcasa.

1.10.1. Masa rotativă

Masa rotativă (MR) constituie elementul care asigură transmiterea mișcării de rotație de la instalația de foraj la garnitura de foraj. Funcțiile MR sunt:

- 1) transmite mișcarea de rotație prăjinii de antrenare la parametrii energetici necesari dislocării rocii și rotirii materialului tubular;
- 2) preia forța rezultată din sprijinirea g.f sau coloanei de burlane (c.b.) pe durata operațiilor de manevră;
- 3) imobilizează g.f. sau c.b. din sondă în timpul operațiilor de strângere a filetelor prăjinilor sau burlanelor;
- 4) preia reacțiunea (momentul reactiv) provenită de la motorul de adâncime (în cazul aplicării acestui tip de foraj).

În fig. 1.17 este prezentată o MR. MR este un reductor cu angrenaj conic, de o construcție specială. Ea se compune din trei părți principale; statorul sau partea fixă, rotatorul sau partea turnantă și prisnelul (arborele de intrare și pinionul conic). Raportul de reducere a turației variază de la o construcție la alta, fiind cuprins între 3 și 4. Turația rotorului variază în mod obișnuit în intervalul 30...250 rot/min.

Din completul MR fac parte obligatoriu pătrații mari. În timpul forajului în locașul special amenajat al pătraților mari sunt introduși pătrații mici (simpli sau cu role) care acționează prăjina de antrenare. În timpul operațiilor de manevră, pătrații mici sunt scoși, în locul lor fiind introduse pene pentru suspendarea garniturii de foraj din sondă.

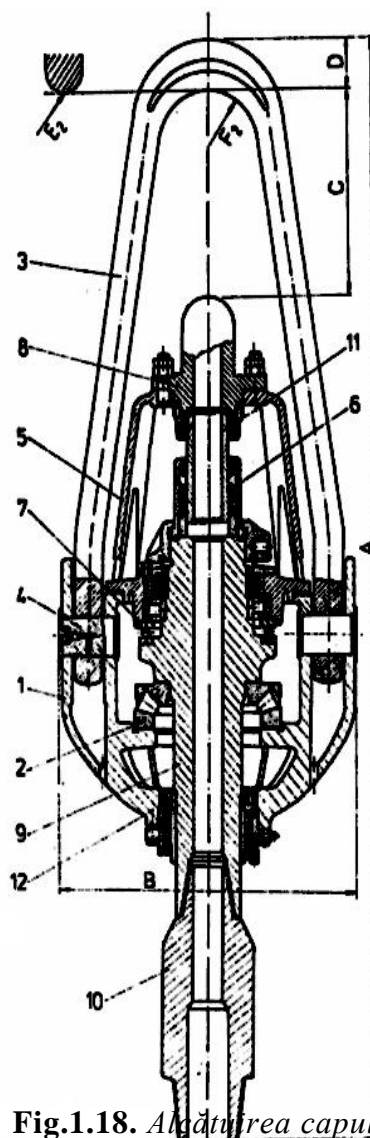


Fig.1.18. Alcatuirea capului hidraulic.

1.10.2. Capul hidraulic

Capul hidraulic (CH) constituie elementul de legătură dintre garnitura de foraj care se rotește, ansamblul macara-cârlig, care se deplasează în timpul forajului pe verticală și sistemul de circulație a fluidului de foraj. CH este suspendat în cârlig prin intermediul toartei și este conectat prin intermediul reducăției sale la prăjina de antrenare și garnitura de foraj. El se conectează la sistemul de circulație prin luleaua sa. Funcțiile CH sunt enumerate în continuare: 1) susținerea g.f. și asigurarea rotirii libere a

acestui; 2) conducerea fluidului de foraj sub presiune de la furtunul rotary la garnitura de foraj. CH (fig. 1.18) se compune din două grupe de piese: prima formată din piese staționare suspendate în cârlig, iar a doua formată din piese în mișcare de rotație față de primele. Din grupa pieselor staționare face parte oala (1) în care se sprijină rulmentul principal (2) și toarta (3), articulată în corp prin intermediul bolțurilor (4). La partea superioară, corpul este închis de capacul (5) care este prevăzut cu un sistem de etanșare a băii de ulei din corp (6). De asemenea, la partea inferioară, corpul este prevăzut cu un capac având un sistem de etanșare cu garnituri inelare. Din grupa pieselor rotative face parte fusul (9) care se sprijină pe rulmentul principal (2) și care este prevăzut cu alezajul de trecere a fluidului de foraj având la partea inferioară filetul conic de legătură cu reducția (10). Fusul este ghidat de un rulment (12).

Obiectivele cursului

- sisteme de tip top drive;
- instalații de foraj transportabile;
- tehnologii și utilaje pentru forajul dirijat al găurilor de subtraversare;
- instalații de foraj cu acționare hidromecanică;
- instalații ecologice de foraj uscat în cariere;
- instalații de forat orizontal galerii de diametru mare;
- extinderea utilizării motoarelor elicoidale de foraj;
- extracția țițeiului și a gazelor;
- metode de tratare a petrolului și a gazelor;
- metode de extracție a țițeiurilor grele.

1. SISTEME DE FORAJ DE TIP TOP DRIVE

Pe plan mondial se evidențiază necesitatea dezvoltării unor tehnologii și echipamente eficiente, care să fie fiabile, în condițiile unor investiții și cheltuieli în exploatare minime. Principalul scop avut în vedere în cazul forajului pe uscat sau marin este cel al reducerii costurilor, care atinge în prezent în medie, aproximativ 440 \$ și respectiv 2550 \$ pe metru forat.

Extinderea forajului la mare și foarte mare adâncime, în special a celui marin și ca urmare a unor cerințe deosebite privind protecția muncii, creșterea securității și a productivității muncii, au impus dezvoltarea unor soluții tehnice noi în acest domeniu.

În acest context, apariția și generalizarea tehnologiilor noi de foraj, cu antrenare la partea superioară a garniturii de foraj de tip **Top Drive System** au rezultat ca urmare a dezvoltării tehnico științifice și a interacțiunii dintre domeniul economic și cel tehnic.

Datorită evoluției tehnologiei forajului, în special a celui dirijat și a celui în găuri multiple, se consideră că acest sistem este cu 15% până la 40% mai eficient decât forajul cu masa rotativă și prăjină profilată, în funcție de felul operației, în principal datorită faptului că se forează continuu cu pași tripli sau dubli, în funcție de înălțimea mastului sau a turlei.

Acționarea cu antrenare la partea superioară a garniturii de foraj **Top Drive System (TDS)** presupune un lanț cinematic mai redus decât cel pentru acționarea clasică cu masă rotativă, ceea ce are ca rezultat un randament mai ridicat, în general cu peste 10-15 % față de soluția clasică, și o mai bună utilizare a puterii instalate. În anul 1995 din 550 **TDS**, 450 erau produse de firma VARCO, iar pe instalațiile de foraj terestre funcționau 70 **TDS**. Evoluția producției de **TDS** poate fi urmărită în fig. 2.1.

Principalii producători mondiali de instalații de foraj de tip **TDS** provin din SUA, Canada, Norvegia și Franța. În general, capacitățile de ridicare variază între 250 și 750 t., turațiile maxime până la 250 rot/min, iar puterile între 370 și 1500 kW. Există variante de **TDS** destinate forajului găurilor cu diametru redus, care realizează turații mai ridicate, de 600-700 rot/min. Turațiile și momentele realizate sunt dependente de puterea și numărul motoarelor și de rapoartele de transmitere ale reductoarelor sau cutiilor de viteză.

Structura constructivă și funcțională

Echipamentele mobile pentru antrenarea garniturii de foraj la partea superioară, utilizate până în prezent în forajul sondelor adânci, cu pași dubli sau tripli, sunt cunoscute pe plan mondial sub numele de *Top Drive System* și *Power Swivel*, așa cum de altfel se și

regăesc grupate în *COMPOSITE CATALOG of Oil Field Equipment and Services*. În cele ce urmează, se va utiliza termenul tehnic deja consacrat de *Top Drive System* – **TDS**, corespondentul în limba română pentru *Top Drive System* ar putea fi **Sistem de Foraj cu Cap Hidraulic Rotativ Motor** – **SFCHRM**, iar pentru *Power Swivel* ar putea fi **Cap Hidraulic Motor** – **CHM**, denumiri care ar sugera în cuvinte puține esența echipamentului.

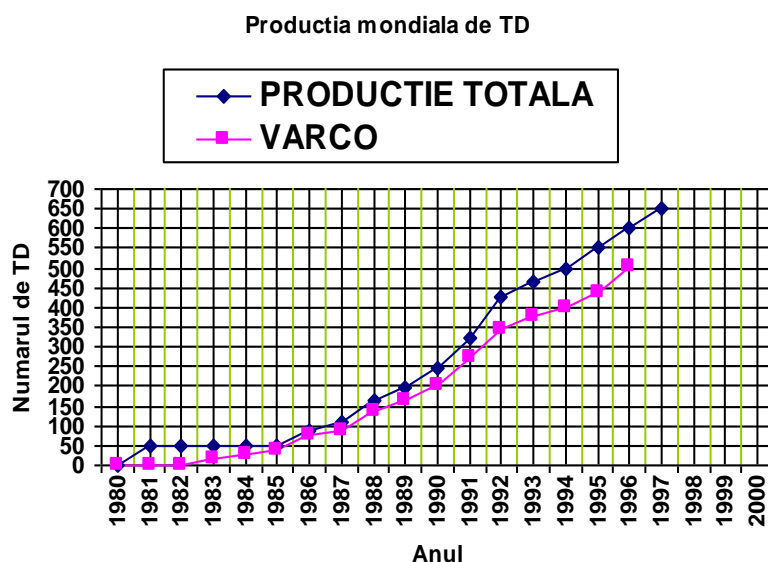


Fig. 2.1. Evoluția sistemelor de tip top drive.

Sistemul de Foraj cu Cap Hidraulic Rotativ Motor TDS realizează următoarele funcțiuni principale:

- rotirea garniturii de prăjini și circulația fluidului de foraj;
- strângerea și desfacerea îmbinărilor filetate ale prăjinilor cu fusul motor și cu dispozitivul de strângere;
- extragerea și susținerea garniturii de foraj, compunerea, descompunerea, precum și manevrarea pașilor de prăjini cu elevatorul și chiolbașii;
- închiderea circulației fluidului de foraj cu ajutorul unui robinet cu sferă montat pe fusul motor.

În concluzie, un **TDS** este un utilaj complex, vezi fig.2.2 și 2.3, care este conectat la capătul superior al garniturii de foraj, pentru susținerea și rotirea ei în gaura de sondă, ansamblul astfel format deplasându-se împreună în sus și jos pe un ghidaj fixat pe mast sau turlă, dotat cel puțin cu:

- un sistem de prindere și suspendare a **TDS** de macaraua cârlig a sistemului de manevră compus din chiolbași sau toartă, jug, sistem de compensare pentru realizarea îmbinărilor filetate (*threads compensator* sau *counter balance cylinder*);
- un motor și reductorul aferent cu fusul motor (*power driven rotary element*), fixate pe o carcasă (oală) care poate conține rulmentul principal axial și presetupa cu țeava de spălare (*integrated swivel*) și care realizează rotirea garniturii de prăjini;
- un mecanism pentru realizarea conexiunilor filetate (*torque wrench* sau *powered actuated torque wrench*), între pasul de prăjini și fusul motor al **TDS**;
- un manipulator de material tubular - **MMT** (*pipe handling mechanism* sau *pipe-handler assembly*), având multiple funcțiuni – suspendarea garniturii de prăjini (sau a coloanei de burlane, cu echipamentul auxiliar aferent, care realizează si-

multan coborârea și umplerea cu noroi a acesteia), manevrarea pașilor de prăjini de la și la axa sondei, care este situat la partea inferioară a **TDS** și care se poate roti în jurul axei sondei independent față de partea superioară a acestuia, compus din chiolbași și elevator, care se pot roti (bascula) împreună, în afara axei sondei prin acționarea unei perechi de cilindrii hidraulici;

- un cadru suport (*support frames* sau *guide dollies*) care susține componentele enumerate mai sus și care este ghidat pe dispozitivul de ghidare fixat pe mast (*track guide system* sau *torque guide assembly*);
- unul sau două robinete de siguranță cu sferă (*ball valve, well control valve, ball stabbing valve/mud saver valve* sau *I BOP*).

MMT este astfel conceput încât, pe durata forajului, acesta nu se rotește împreună cu garnitura de prăjini, chiolbașii și elevatorul fiind deplasați (basculați) în afara axei sondei și a zonei de rotire a garniturii de prăjini, dar în timpul extragerii și introducerii garniturii de prăjini (respectiv a coloanei de burlane, în condițiile menționate mai sus) în gaura sondei, aceasta este suspendată în elevator și chiolbași. Macaraua - cârlig poate fi de tip „despicată” și fără cârlig, ceea ce permite să se realizeze o înălțime mică a întregului ansamblu al **TDS**, lucru deosebit de important atunci când înălțimea liberă a mastului pe care se montează este redusă.

Operația de extragere sau introducere a garniturii de foraj poate fi realizată și simultan cu rotirea ei cu fusul motor și cu circulația fluidului de foraj activată. În acest caz se poate executa cu succes lărgirea găurii de sondă, iar în cazurile (rare) de înțepenie a garniturii de foraj, aceasta poate fi degajată mult mai ușor.

În cazul utilizării unui **TDS**, forajul se execută cu pași dublii sau tripli, în funcție de înălțimea mastului sau a turlei, din care cauză nu sunt necesare operațiile suplimentare executate în cazul forajului clasic cu masă rotativă, prin care se îndepărtează și depozitează prăjina profilată de antrenare la fiecare adăugare a unei prăjini de avans.

Avantajele utilizării sistemului complex de foraj de tip *top drive system*

Având în vedere modul specific de lucru cu sistemul de foraj cu **TDS** descris mai sus, rezultă un număr important de avantaje față de forajul clasic:

- nu sunt necesare masa rotativă, prăjină de antrenare pătrată sau hexagonală, pătrații de antrenare;
- nu necesită transmisii având un lanț cinematic complex, cu randamente reduse, puțin fiabile, (reductoare, lanțuri, cuplaje, ambreiaje, arbori cardanici, etc.);
- nu este necesară montarea-demontarea prăjinii de antrenare ori de câte ori se introduce bucata de avans;
- uzura prevenitoarelor de erupție este mai redusă, deoarece suprafața de rotire este circulară și netedă (și nu pătrată sau hexagonală);

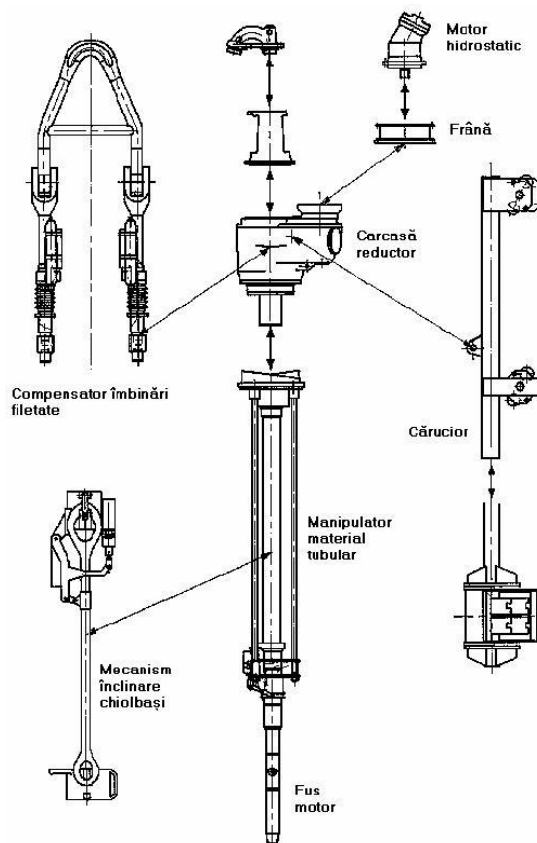


Fig.2.2 Unitatea mobilă de **TDS** și componentele principale – **BRETFOR 50**

-se reduce pericolul potențial al maselor mari în mișcarea de rotație la podul sondei, crescând siguranța muncii; (după cum se cunoaște peste 50% din numărul de accidentelor de muncă se produc pe podul sondei);

-dispozitivul de manipulare a prăjinilor poate deplasa prăjinile și pașii de prăjini de la axul sondei la podul podar și la gaura de așteptare și invers cu o siguranță sporită, eliminându-se manevrarea manuală a elevatorului;

-se poate executa eficient corectarea găurii prin rotire și deplasare în sus a garniturii de foraj;

-un alt mare avantaj al utilizării **TDS** este posibilitatea de a se executa îmbinarea filetată dintre capătul superior al garniturii de prăjini cu filetul fusului **TDS** în orice poziție pe înălțimea utilă a mastului (turlei). Această operație este foarte utilă atunci când se produce o erupție sau o refulare necontrolată a fluidului de foraj prin interiorul prăjinilor și nu este posibilă cu tehnologia clasică;

-utilizarea **TDS** reduce costul forajului prin reducerea consumului de energie, lucrul mecanic al cablurilor, reduce uzura tobei, a roților, frânelor, ambreiajelor, etc., deoarece garnitura de prăjini nu trebuie să fie ridicată și coborâtă la fiecare conexiune;

-s-a constatat că unei ore consumate pentru realizarea conexiunilor în sistemul clasic îi corespund 0,08 ore (aprox. 290 sec.) în cazul realizării acestora cu **TDS**;

-în cazul dotării cu **TDS**, instalația de foraj poate fi mai ușor mecanizată, iar unele operații pot fi automatizate.

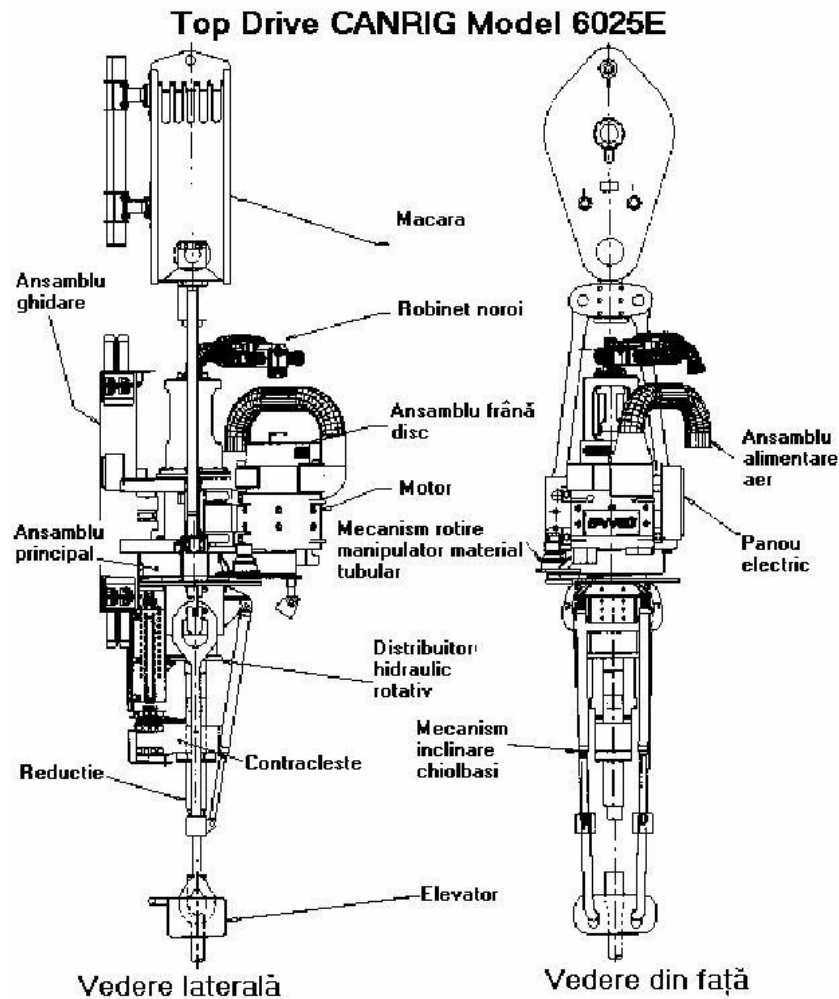


Fig. 2.3. Unitatea mobilă de TDS produsă de CANRIG.

2. INSTALAȚII DE FORAJ TRANSPORTABILE

Analizând evoluția și tendințele constructive ale instalațiilor de foraj în domeniul industriei extractive se constată o mutație pe piața externă care promovează instalațiile transportabile sau auto-transportabile, echipate modern, pentru a satisface cerințele noi de performanță în activitatea de foraj.

Instalațiile de foraj transportabile sunt acționate Diesel cu motoare Caterpillar sau electric, fiind echipate cu motoare de curent continuu alimentate de la o rețea sau o centrală electrică proprie și acționate prin stație de comandă cu tiristoare. Instalațiile sunt destinate forajului sondelor de țigăi și gaze la adâncimi cuprinse între 2500 ÷ 4500 m cu prăjini de foraj de 4 1/2 in sau 5 in în zone cu climat temperat, tropical arid sau în zone cu temperaturi de până la -40 °C, funcție de cerințele beneficiarului.

Practica industrială a ultimilor decenii a consemnat introducerea echipamentelor de automatizare hidraulică la acționarea diverselor utilaje din industria petrolieră, acționarea hidraulică impunându-se tot mai pregnant datorită următoarelor avantaje:

- posibilitatea obținerii unor cicluri automatizate de lucru și ușurință în modificarea caracteristicilor acestor cicluri;

- realizarea cu ușurință a unor forțe și puteri mari cu mecanisme hidraulice simple și de gabarit mic, comandă ușoară a acestor energii mari și controlul permanent asupra forțelor;
- posibilitatea obținerii unei variații continue a vitezelor mecanismului acționat și posibilitatea reglării automate a vitezei în timpul funcționării, conform unui ciclu stabilit anterior;
- inversarea ușoară a sensului mișcării, fără efecte și solicitări dinamice mari;
- posibilitatea plasării comode a elementelor de acționare comandă și control în locuri ușor accesibile, ceea ce îmbunătățește calitățile de exploatare ale utilajului;
- funcționarea liniștită fără zgomot și vibrații;
- posibilitatea deservirii centralizate a unui grup de utilaje.

Toate aceste avantaje au impus ca pentru coborârea/ ridicarea principalelor componente al instalațiilor de foraj de pe/ pe remorcile proprii și elevarea/ retractarea lor în/ din cadrul instalațiilor în vederea montării/ demontării instalațiilor de foraj pe/ de pe locație, unde sunt necesare forțe și momente mari precum și viteze de deplasare variabile, să fie ales sistemul de acționare hidrostatic (motoare hidraulice rotative și liniare) care transformă energia hidrostatică primită de la un grup de pompare în energie mecanică necesară operațiilor de coborâre/ ridicare elevare/ retractare și montare/ demontare.

Un exemplu semnificativ îl constituie instalația de foraj transportabilă F 250 DEC-T, fig.2.4, Montarea/ demontarea principalelor echipamente din cadrul instalației de foraj pe/ de pe locație este asigurată de motoare hidraulice liniare din cadrul instalației hidrostatice, fig. 2.5, guvernate de la pupitrul de comandă al unei centrale hidrostatice prin intermediul comenzilor interconținute ale blocuri logice modulate (blocuri cu hidrologistori, supape de presiune, supape de reducere, supape de sens, distribuitoare manuale și electro-distribuitoare) și a legături hidraulice rigide și fixe prevăzute cu cuple rapide.

3. TEHNOLOGII ȘI UTILAJE PENTRU FORAJUL DIRIJAT AL GĂURILOR DE SUBTRAVERSARE

Forajul dirijat al găurilor de subtraversare este destinat instalării de conducte pentru transportul apei, al produselor petroliere, al gazelor sau pozării de cabluri electrice și de telecomunicații pe sub construcții civile, arii urbane, aeroporturi, zone protejate ecologic, zone turistice, pe sub râuri sau alte obstacole naturale.

În tehnologia clasică forajul de subtraversare se execută cu instalații nespecializate, pentru care sunt necesare lucrări de amplasare sub nivelul autostrăzii, căii ferate sau a diverselor obstacole naturale, astfel ca înălțimea găurii forate orizontal să fie la nivelul instalării conductei.

Cheltuielile aferente lucrărilor de realizare a celor două incinte, pe ambele părți ale subtraversării, ca și pentru tehnologia de foraj aplicată, conduc la realizarea unor costuri ridicate.

În zonele urbane este clasică metoda de amplasare a conductelor în șanțuri, dar costul social al lucrărilor de săpare și deranjare sunt cel puțin egale cu costul proiectului.

Progresul rapid al metodei de foraj dirijat și al echipamentelor dezvoltate au contribuit la realizarea unor lucrări de excepție, ceea ce a condus la creșterea cererilor pentru astfel de foraje, la nivelul cerințelor date de:

- dezvoltarea urbană previzionată pentru următorii ani și redimensionarea serviciilor corespunzătoare de apă, produse petroliere, gaze, telecomunicații în condițiile ne-

deranjării traficului și a respectării noilor cerințe ecologice privind calitatea solului și de zgomot;

- necesitatea înlocuirii conductelor uzate care produc pierderi importante prin scurgeri ce conduc la contaminarea mediului sau a pânzei freatice;

- dezvoltarea unor noi materiale pentru conducte (plastic), pentru protecția conductelor ca și a unor noi tehnologii de transmitere în telecomunicații (fibre optice etc.).

În prezent noile tehnologii de foraj de subtraversare folosesc forajul dirijat prin metoda rotativă sau cu ciocan percutant pneumatic. Lucrările de foraj dirijat de subtraversare prin metoda rotativă se fac în lungime de la 50..500 m, cu diametrul conductei instalate cuprins între 60 mm...510 mm, iar prin metoda cu ciocan pneumatic lungimea maximă de foraj este de 150 m cu diametrul conductei instalate cuprins între 50 mm...150 mm.

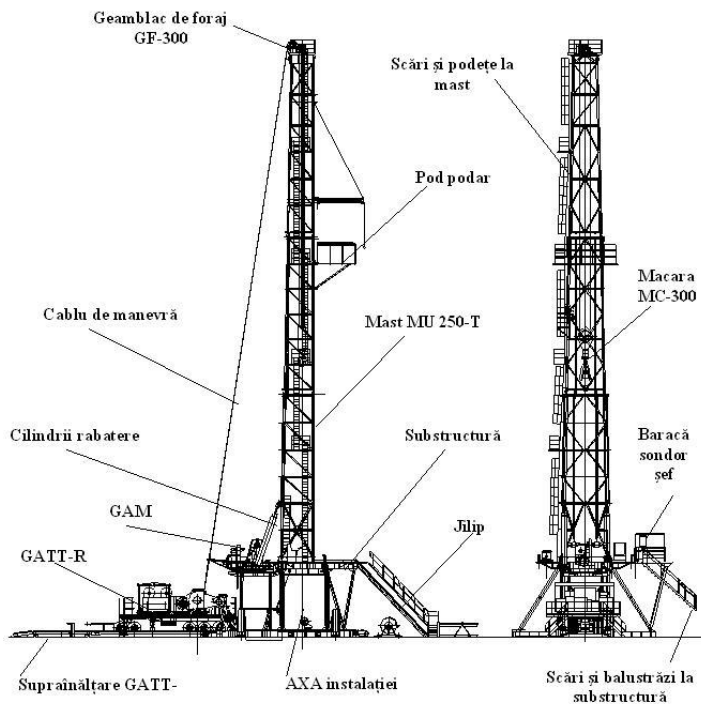


Fig. 2.4. Ansamblu prototip instalație de foraj transportabilă tip F 250 DEC-T-R

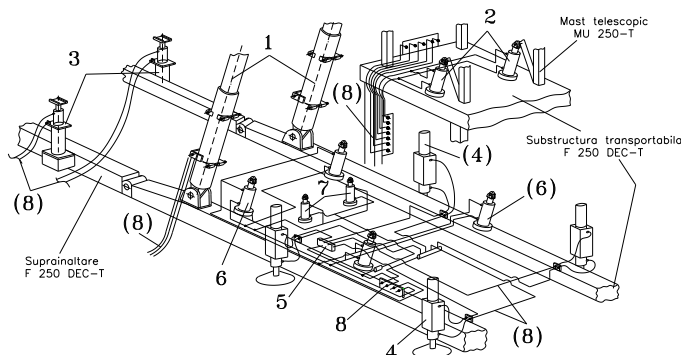


Fig. 2.5. Instalație hidrostatică - instalația de foraj transportabile tip F 250 DEC-T-R.: 1.- Cilindri rabatere; 2.- Amortizori mast; 3.- Cricuri orizontalizare mast; 4.- Cricuri substructură; 5.- Divizor de debit cu roți dințate; 6.- Amortizori substructură; 7.- Amortizori GAM; 8.- Legături rigide, flexibile și plăci de racorduri cu cuple rapide pentru cilindrii instalației și pentru dispozitivele de

mecanizare de pe podul sondei.

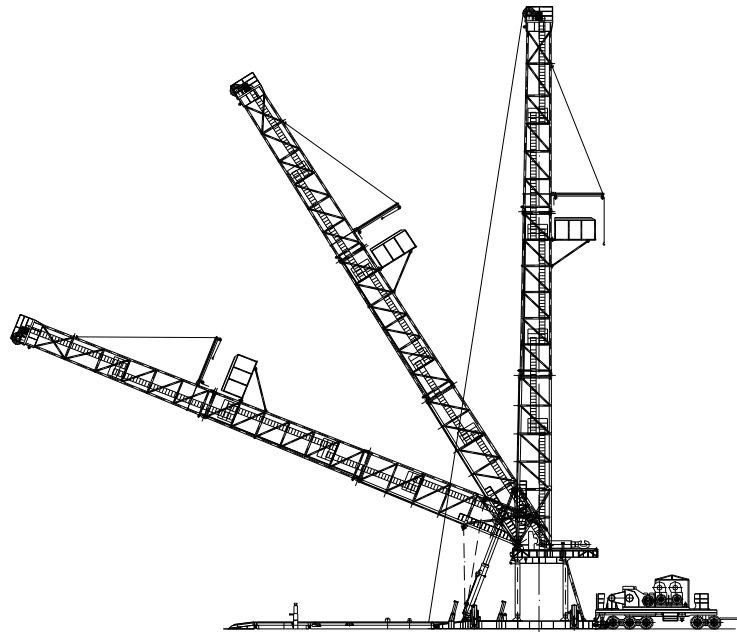


Fig. 2.6. Rabaterea mastului la montarea instalației pe locație

Ambele metode folosesc un sistem electronic pentru urmărirea direcției găurii forate, care transmite la suprafață, la pupitrul maestrului de foraj, informații asupra adâncimii de foraj, înclinării forajului în planul vertical și azimutal (devierea forajului în plan orizontal). Abateră de la traseu este de 5%.

Traseele complicate de subtraversare se proiectează și se urmăresc cu ajutorul calculatorului electronic.

Lucrările de subtraversare prin metoda rotativă, cu fluid de foraj, se desfășoară în următoarele faze:

- execuția unui foraj dirijat pilot pe lungimea traseului de subtraversare;
- lărgirea găurii pilot, prin câteva foraje cu sape lărgitor, cu sensul dinspre ieșirea găurii spre intrare;
- executarea ultimei trepte de lărgire concomitent cu operația de tragere a conductei în gaura forată.

Gaura de foraj dirijat de subtraversare se proiectează cu un unghi de foraj intrare-ieșire cuprins între 4° ... 28° , între care se desfășoară un foraj orizontal dirijat, cu o rază mare de curbură, pentru o înclinare de 2° ... 4° /30 m.

La intrarea și ieșirea găurii de foraj, la suprafața terenului, se fac două incinte pentru depozitarea fluidului de foraj.

Execuția forajului pilot se face cu o garnitură de prăjini de diametru mic ($1\frac{3}{8}$ in... $2\frac{7}{8}$ in), elastică, ce va asigura raza de curbură a traseului. În funcție de diametrul subtraversării, pentru forajul de lărgire se utilizează atât prăjinile de foraj folosite la forajul pilot sau alte prăjini de diametru mai mare, max. 5 in. O instalație pentru forajul dirijat al găurilor de subtraversare este dată în fig. 2.7,*a* și 2.7,*b*.

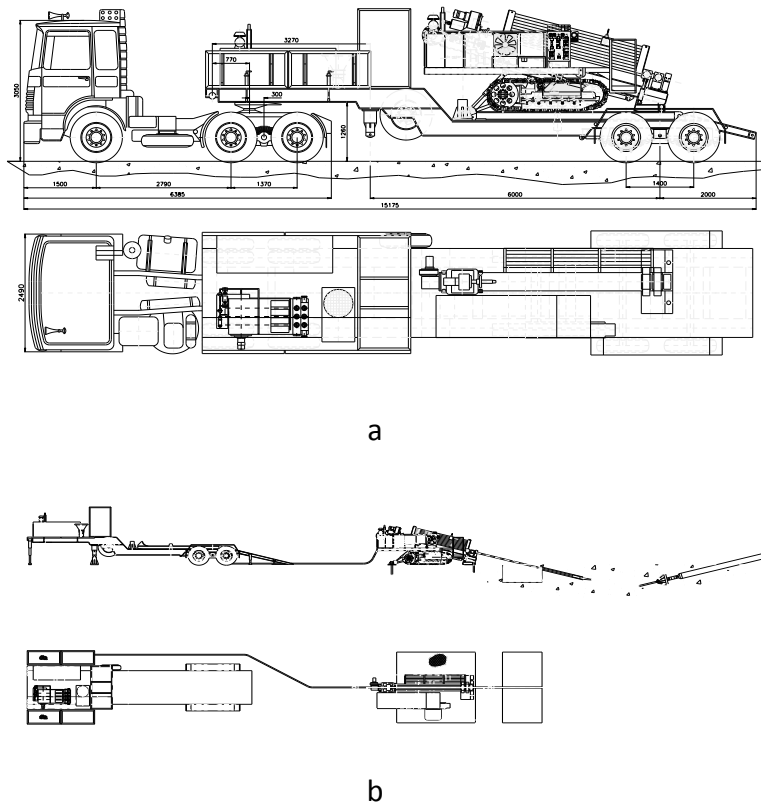


Fig. 2.7. a)Instalație de subtraversare în poziție de transport; b)Instalație de subtraversare în poziție de lucru.

4. INSTALAȚII DE FORAJ CU ACȚIONARE HIDROMECHANICĂ

Dintre cutiile de viteze folosite pentru acționarea instalațiilor de foraj, cele care folosesc convertizorul hidraulic de cuplu sunt cele mai adecvate la variația parametrilor dintr-o instalație. Aceste transmisii au fost modernizate în varianta hidro- mecanică (tip Allison) ceea ce permite menținerea randamentului acționării la valori ridicate. Aceste instalații sunt acționate în sistem Diesel cu 1 respectiv 2 motoare tip Caterpillar și transmisii Allison prin convertizor hidraulic de cuplu și schimbarea automată a vitezelor. Sunt instalații cu un grad mare de mobilitate, cu un montaj rapid și ușor pe locații.

Mastul se rabate cu cilindrii hidraulici în poziție de lucru și se telescopează tot hidraulic cu motor rotativ. Tipurile de instalații de acest tip fabricate /utilizate în România sunt WF 125 DH-T și WF 150-2DH-T. Acestea sunt instalații în construcție similară cu deosebirea că instalația WF 150-2DH-T are performanțe mai mari pornind de la sistemul de acționare cu două motoare, ceea ce oferă putere dublă față de un motor la instalația WF 125 DH-T, a cărei schemă cinematică se poate vedea în fig.2.8. Mastul în construcție tip U este format din două tronsoane. Caracteristica funcțională pentru șase trepte de viteze la sistemul de manevră (forță la cârlig în funcție de viteze) este deosebit de flexibilă, fig. 2.9, fiind caracterizată așa cum s-a spus de un randament mai bun decât transmisia cu convertizor hidraulic de cuplu cu trei trepte. Cu ajutorul celor două tipuri de instalații se pot executa în principal următoarele tipuri de lucrări: lucrări de foraj la mică și medie adâncime până la

3100 m; lucrări de intervenție și reparații sonde pentru adâncimi medii și mari până la 7800 m.

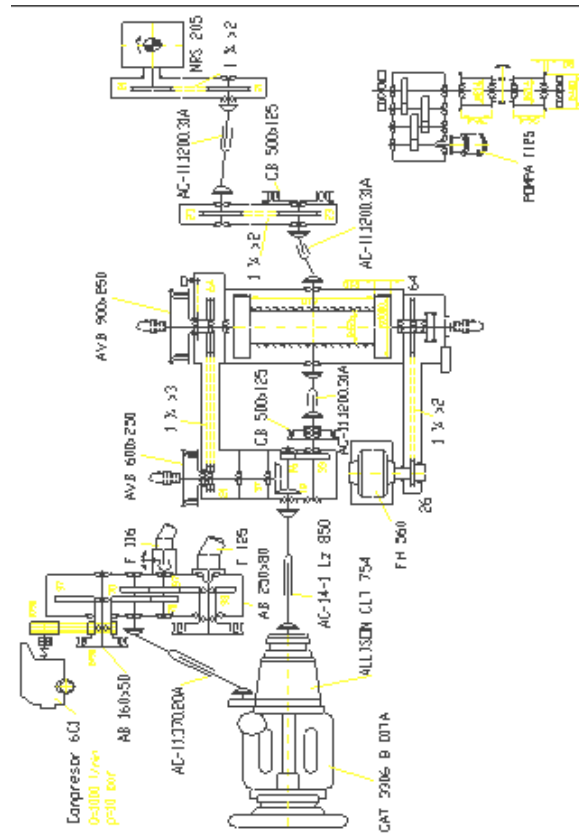


Fig.2.8.Schema cinematică - Instalația WF - 125 - DH - T

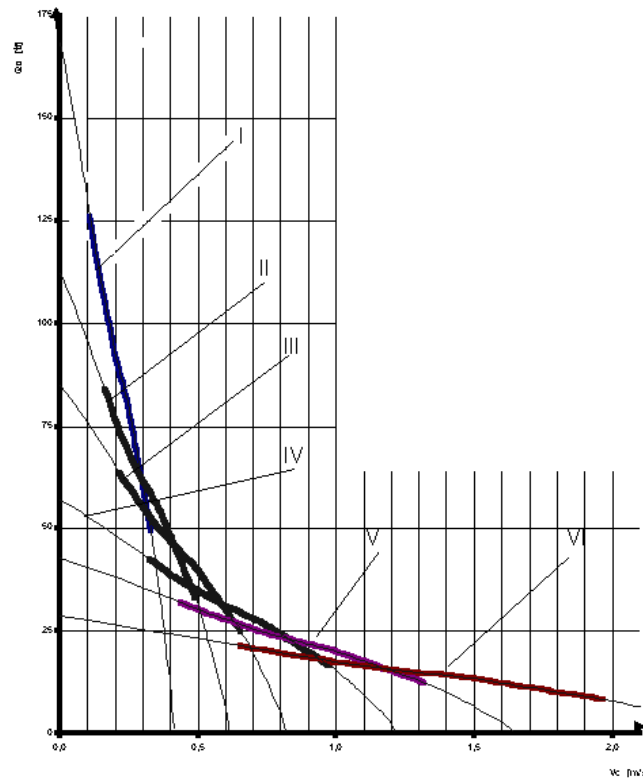


Fig .2.9. Diagrama de ridicare – Instalația WF - 125 - DH - T : forța la cârlig în

funcție de viteză la cârlig pentru diferite trepte de viteze.

5. INSTALAȚII ECOLOGICE DE FORAJ USCAT ÎN CARIERE

Dezvoltarea impetuoasă a sectorului de construcții în scopul dezvoltării zonelor urbane, a rețelelor de căi rutiere, autostrăzi și a altor construcții civile necesită o intensificare a extragerilor prin derocare cu găuri de împușcare a substanțelor minerale utile solide din carierele de suprafață în condițiile protecției ecologice eficiente a mediului la foraj. Una din soluțiile adoptate a fost asimilarea tehnologiei și echipamentelor de foraj roto-percutant cu circulație directă de aer prin intermediul ciocanului roto-percutant de suprafață acționat hidrostatic.

Forajul prin roto-percuție al găurilor verticale, înclinate sau orizontale, de mică adâncime este în prezent cea mai eficientă tehnologia utilizată pentru realizarea găurilor de împușcare pentru: derocarea substanțelor minerale utile solide cu explozivi în carierele de suprafață; lucrări edilitare și amenajări hidrotehnice (alimentări cu apă, căldură, drenaje de apă, devieri cursuri de apă, canale de irigații); lucrări de construcții civile; derocări și decopertări; prospecțiuni geologice și hidrologice; consolidări de sol.

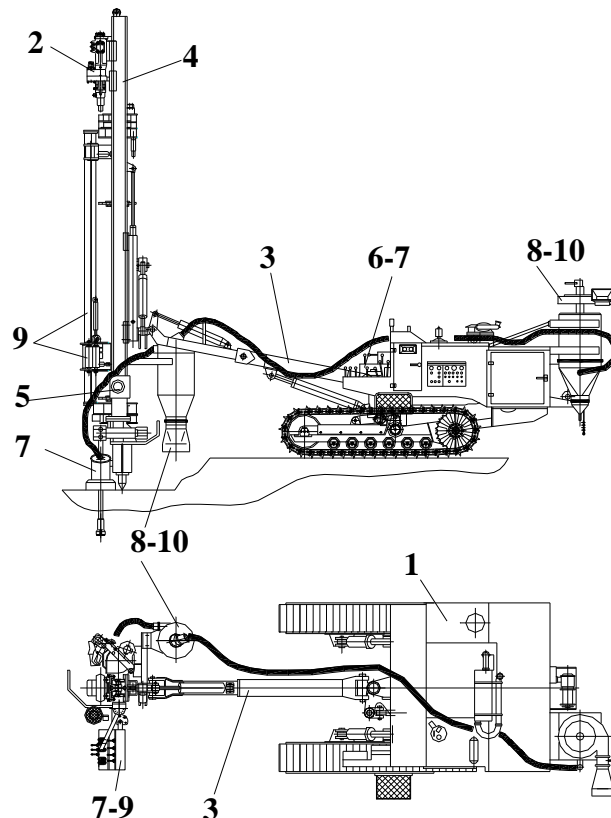


Fig. 2.9. Instalația de foraj rotopercutant uscat în cariere până la adâncimea de 30 m, FC-102 DHM, model reprezentativ al gamei, în poziție de foraj (vedere laterală și vedere plan): 1. Sistem de transport pe șenile; 2. Ciocan rotopercutant hidrostatic de suprafață; 3. Braț de poziționare; 4. Mast; 5. Sistemul de avans; 6. Instalația hidrostatică; 7. Instalația electrică; 8. Instalația de captare a detritusului; 9. Echipamentul de mecanizare; 10. Instalația pneumatică.

Soluțiile moderne propuse se caracterizează prin:

- Instalațiile de foraj în carieră sunt amplasate pe sistem de transport pe șenile (autoșasiu șenilat), având acționare diesel – hidraulică și toate echipamentele pe același autoșasiu.

- Transmisiile instalației și acționarea echipamentelor de foraj în carieră sunt hidrostactice.
- Comparativ cu echipamentele de foraj în carieră utilizate până în prezent în țară, echipamentele noi prezintă o schemă de acționare simplă, fără utilizarea transmisiilor prin curele trapezoidale și lanțuri.
- Echipamentele au o masă mai redusă, ceea ce îmbunătățește condițiile de amplasare pe locație și deplasare în cariere. Sistemul de transport este dotat cu șenile independente acționate hidrostatic, sistem de oscilare cu cilindri hidraulici care permite accesul lejer în orice tip de teren spre locația de lucru.
- Utilizarea ciocanului rotopercutant de suprafață acționat hidrostatic, precum și a circulației de aer cu compresor elicoidal asigură un randament și productivitate mare în foraj, în condițiile unui consum redus de combustibil.
- Sistemul de avans cu mecanism cu lanț și acționare hidrostatică permite realizarea curselor de lucru corespunzătoare și a forțelor de apăsare–ridicare–coborâre a ciocanului rotopercutant și a garniturii de prăjini de foraj pentru obținerea unei viteze mari de foraj.
- Sistemul de circulație directă de aer, deservit de un compresor elicoidal, asigură evacuarea rapidă a detritusului de pe talpa găurii, răcirea eficientă a sapei, contribuind în mare măsură la obținerea unor viteze mari de foraj (maxim 45 m/h).
- Pentru protecția ecologică a mediului înconjurător în timpul forajului se utilizează sisteme de filtrare și separare a aerului de circulație de praful evacuat din gaura forată, cum ar fi: captator de praf, ciclon primar de desprăfuire a aerului, colector de praf cu ventilator acționat hidrostatic, sistem de injecție a apei în aerul de circulație.
- Reducerea timpilor neproductivi de lucru se realizează eficient prin utilizarea echipamentelor de mecanizare a operațiilor de lucru : încărcător mecanizat de prăjini de foraj, dispozitiv de înșurubat-deșurubat prăjini de foraj (DISS).
- Centralizarea comenzilor la pupitru de comandă și mecanizarea operațiilor de lucru, asigură manevrarea instalației de foraj în carieră de un număr minim de operatori (un operator și un ajutor mecanic).

În fig. 2.9. se prezintă instalația de foraj rotopercutant uscat în cariere până la adâncimea de 30 m, FC-102 DHM.

6. INSTALAȚII DE FORAT ORIZONTAL GALERII DE DIAMETRU MARE

Instalațiile pentru forat galerii orizontale în secțiune plină cu diametre între 3,2m și 4,8 m denumite FGO sunt destinate realizării galeriilor orizontale subterane pentru hidrocentrale, exploatarea miniere etc. care se execută în roci dure, consolidate .

Instalațiile FGO sunt instalații complexe, capabile prin dotările pe care le au să asigure la săparea galeriilor orizontale o tehnologie modernă și o viteză de înaintare superioară metodelor clasice (perforare împușcare). De asemenea, asigură o calitate superioară a tunelului realizat, permițând reducerea consumului de beton de consolidare. Instalațiile sunt astfel concepute încât să poată înainta autonom, orientat, prin pilotare manuală conform unui program în care sunt corelate anumite condiții de teren, cu vitezele de înaintare, cu posibilități de evacuare a rocii dislocate pe galerie și cu ritmul de executare a consolidării galeriei.

Instalațiile FGO au 2 mișcări principale de lucru: rotirea capului tăietor; avansul continuu în frontul de lucru pe durata unui pas.

Mișcarea principală de rotație se realizează prin cumularea mișcării de rotație a patru motoare- cuplaje- reductoare planetare care formează agregatele principale de antrenare.

Mișcarea este cumulată prin angrenarea celor patru pinioane de ieșire din reductoare pe o roată dințată solidară cu capul tăietor.

Mișcarea de avans continuu pe durata unui pas se realizează prin 2 cilindrii hidraulici de propulsie sprijiniți cu un capăt în papucii gripați în peretele galeriei și cu celalalt capăt în modulul de sprijin și stabilizare pe care îl propulsează în front.

Evacuarea detritusului se face prin cupele perimetrare ale capului tăietor, încărcătorul cu bandă și transportorul cu bandă în spatele instalației de unde este preluat prin intermediul altor benzi transportoare de vagonetii de mină și transportat în afara galeriei.

Absorbția prafului ce se degajă în timpul dislocării rocii se face prin sistemul de desprăfuire care preia aerul încărcat cu impurități din fața capului tăietor, îl curăță și îl evacuează la o anumită distanță în spatele instalației. Pentru a ușura sarcina sistemului de desprăfuire s-a introdus sistemul de umectare a frontului care pulverizează apa pe frontul de lucru și pe banda transportoare împiedicând formarea prafului.

Acționarea majorității elementelor și părților instalației exceptând mișcarea principală de rotire a capului tăietor se face prin elemente de comandă hidraulică, comenzi ce se transmit de la pupitrul instalației.

Sunt cel puțin 20 de mișcări principale ale instalației pentru care fiecare subsamblu și fiecare componentă trebuie să aibă un nivel calitativ foarte înalt pentru a asigura o fiabilitate corespunzătoare instalației. În România instalațiile FGO 32 s-au executat în număr de 14 bucăți funcționând pentru omologare astfel: instalația nr. 1 la Râul Mare din Retezat; instalația nr. 2 la Colibița Sighetul Marmăției; instalațiile 3-7 în diverse tuneluri din Maramureș; instalațiile 8-14 în zona Crișurilor din Munții Apuseni. De asemenea s-au mai realizat: instalația FGO 36 prototip a forat în zona Târgu Jiu la Tismana; instalațiile FGO 48 au fost executate în număr de trei pentru Valea Jiului.

7. EXTINDEREA UTILIZĂRII MOTOARELOR ELICOIDALE DE FORAJ

Dintre toate motoarele hidrostactice, cele care s-au extins la scară industrială în forarea sondelor sunt cele elicoidale. Organele active ale acestor motoare sunt de tip rotor și stator sub forma unor roți dințate cu dantură înclinată (de aici și denumirea de motoare elicoidale). Între acestea se formează camere de lucru. Între diverse camere există diferență de presiune. În cazul de față rotorul joacă rolul suprafeței de separație pe care acționează presiunea hidrostatică (efectul presiunii hidrodinamice este neglijabil). Camerele avansează progresiv în lungul organelor de lucru de la intrarea la ieșirea motorului, din această cauză motoarele se mai numesc și motoare cu cavități progresive. Caracteristic acestor motoare este faptul că din punct de vedere mecanic ele sunt angrenaje interioare cu dantură înclinată, profilate special astfel încât între cele două organe active ale motorului să existe un contact permanent.

Marele avantaj al acestor motoare în comparație cu alte motoare hidrostactice este că în construcția lor nu intră dispozitive de distribuție sau supape. O altă trăsătură constructivă se referă la statorul uzinat de cauciuc (fabricarea practică a organelor active introduce abateri inerente care ar bloca motorul dacă ambele roți ar fi metalice).

Principalele părți componente ale unui motor elicoidal pentru forarea sondelor sunt: statorul, rotorul, arborele cardanic, lagărul radial axial, supapa de by-pass. Rotorul are o

mişcare planetară în interiorul statorului. Ca urmare în componența motorului se află o transmisie universală (arborele cardanic) care transformă mișcarea excentrică de rotație a rotorului în mișcare centrică la arborele motorului. În partea inferioară a motorului există un ansamblu de lagăre axiale și radiale care preiau eforturile axiale (apăsarea pe sapă, forțele de presiune) și cele radiale.

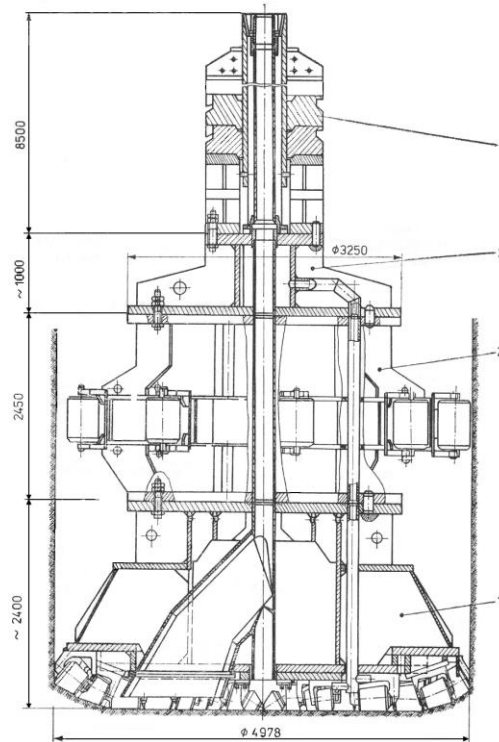


Fig. 2.10 Ansamblul de fund pentru sapa cu diametrul de 4978 mm, cu un stabilizator –corector: 1 – sapă; 2 – stabilizator-corrector cu role (rotativ); 3 – piesa de legătură; 4 – prăjina grea.

În această zonă se mai află un niplu de etanșare care obligă fluidul de foraj să treacă prin arborele motorului și mai departe la sapă. Motorul fiind volumic, cel puțin teoretic acesta nu permite trecerea fluidului de antrenare decât în cazul rotirii rotorului. Din această cauză devine necesară o supapă de circulație care la funcționarea motorului se închide, iar la introducerea sau extragerea lui se deschide (se permite astfel circulația fluidului înspre și dinspre interiorul garniturii de foraj). Supapa de circulație poate fi plasată deasupra motorului sau la capătul superior al rotorului, caz în care rotorul trebuie să fie găurit la interior pe toată lungimea sa.

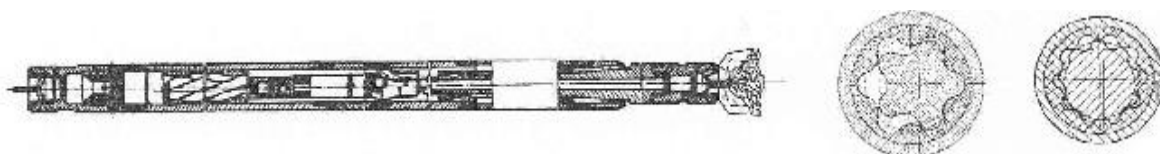


Fig. 2.11. Motor elicoidal de foraj cu putere mărită.

Folosirea eficientă a sabelor moderne cu conuri necesită un motor de fund care lucrează cu randament bun în regimul forajului rotativ, adică în gama turațiilor de 250 – 500

rot/min, cu momentul de rotație, care trebuie să asigure apăsarea de cca 10 – 15 kN pe un centimetru al diametrului sapei.

Domeniul utilizării motoarelor elicoidale de foraj cu putere mărită este forajul în roci moi și tari neabrazive cu sape cu conuri, până la adâncimea de 2000 – 2500 m.

Pentru sondele cu adâncimi mari a fost proiectată și propusă spre asimilare o gamă de motoare elicoidale de foraj rapide care utilizează sape cu diamante.

8. TRATAREA PETROLULUI ȘI A GAZELOR NATURALE

Petrolul aflat în zăcăminte ajunge la suprafață prin intermediul sondelor de extracție care, pot produce, în funcție de valoarea energiei de zăcământ și tipul de fluid, în erupție naturală sau dacă această energie are un nivel scăzut este necesar un aport de energie de la suprafață sau din strate adiacente, exploatarea realizându-se prin erupție artificiala (gas-lift) prin diverse sisteme de pompage, figura 2.12.

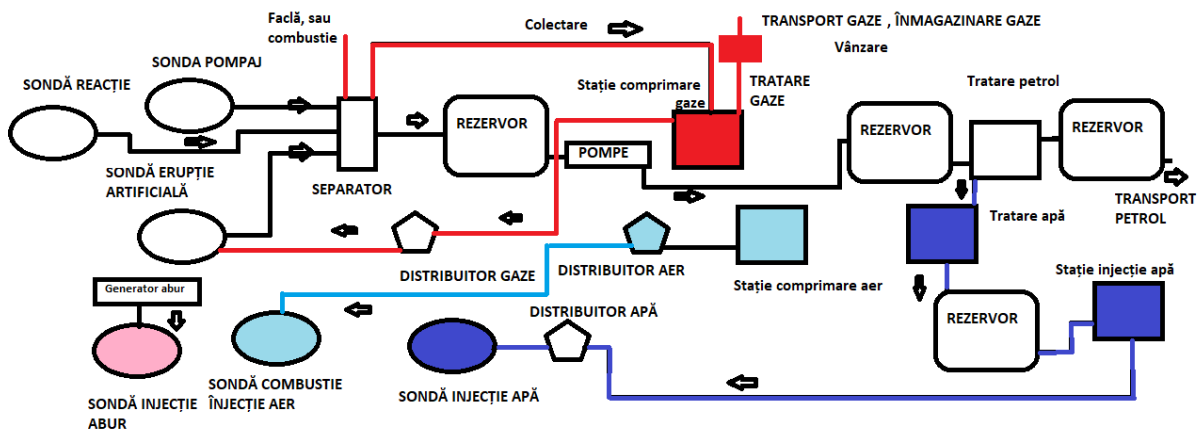


Fig. 2.12. Schema unui sistem de extracție și tratare a țițeiului.

Conducta de la sonda la parcul de separare, denumita conducta de amestec, transporta fluide produse prin sonde (țiței, gaze, apa împreună cu impurități mecanice). Amestecul de fluide care vine de la sonde la parcul de separatoare prin conductele de amestec este dirijat printr-o claviatura speciala la diferite separatoare (de etalonare-pentru măsurarea producției unei sonde sau de total-pentru măsurarea producției tuturor sondelor din pare) pentru separarea fazelor. De la separatoare țițeiul este transportat, prin energie proprie, la rezervoarele de etalonare sau direct în rezervoarele din parcurile de depozitare.

Separarea, colectarea și transportul țițeiului se face în sistem deschis, închis sau mixt. În sistemul deschis rezervoarele de depozitare sunt în contact cu atmosfera, gazele dizolvate în țiței se degaja antrenând cu ele fracțiile ușoare, volatile. În sistemul închis, pe tot parcursul sau numai de la sonda- parcuri de separare- instalații de prelucrare, țițeiul nu poate veni în contact cu atmosfera.

Din rezervoarele parcurilor țițeiul colectat este pompat la depozitul central unde se efectuează tratarea. Țițeiul colectat în schele conține în soluție fracții lichide ușor volatile (propan, butan, pentan), apa de zăcământ sub forma de emulsii mai mult sau mai puțin

stabile și impurități mecanice formate din particule de nisip, argila, oxizi, săruri etc. Hidrocarburi ușor volatile ies din masa petrolului atunci când presiunea și temperatura ating valori normale, ceea ce reprezintă pierderi calitative și cantitative importante, drept pentru care se colectează gazele în separatoare și se utilizează local sau se condiționează, comprimă și se livrează către consumatori.

Apa de zăcământ împreună cu petrolul conține săruri (procentul cel mai mare îl deține NaCl) a căror cantitate poate ajunge la 100 - 150 kg/tona. Impuritățile mecanice trebuie înlăturate deoarece pot eroda sistemele de colectare, transport și depozitare.

Compuși ai sulfului existenți în petrol pot mari viteza de coroziune a instalațiilor. La început, eliminarea impurităților din petrol se face în parcurile de separare. În depozitul central se elimină impuritățile mecanice, apa și sărurile prin operații de sedimentare, deshidratare și desalinare astfel încât petrolul devine produs comercial conținutul de apă și impurități mecanice este mai mic de 1.0% și conținut de cloruri mai mic decât 0.06%.

Petrolurile sulfuroase sunt supuse operației de desulfurare și de reducere a conținutului în săruri până la max. 0,001 %. Procedeele de tratare cele mai cunoscute sunt: filtrarea, centrifugarea, tratarea termică, tratarea chimică, tratarea electrică, tratarea biologică, desalinare și deshidratarea țigieiului. O schemă folosită în mod curent de OMV Petrom se poate observa în figura 2.13.

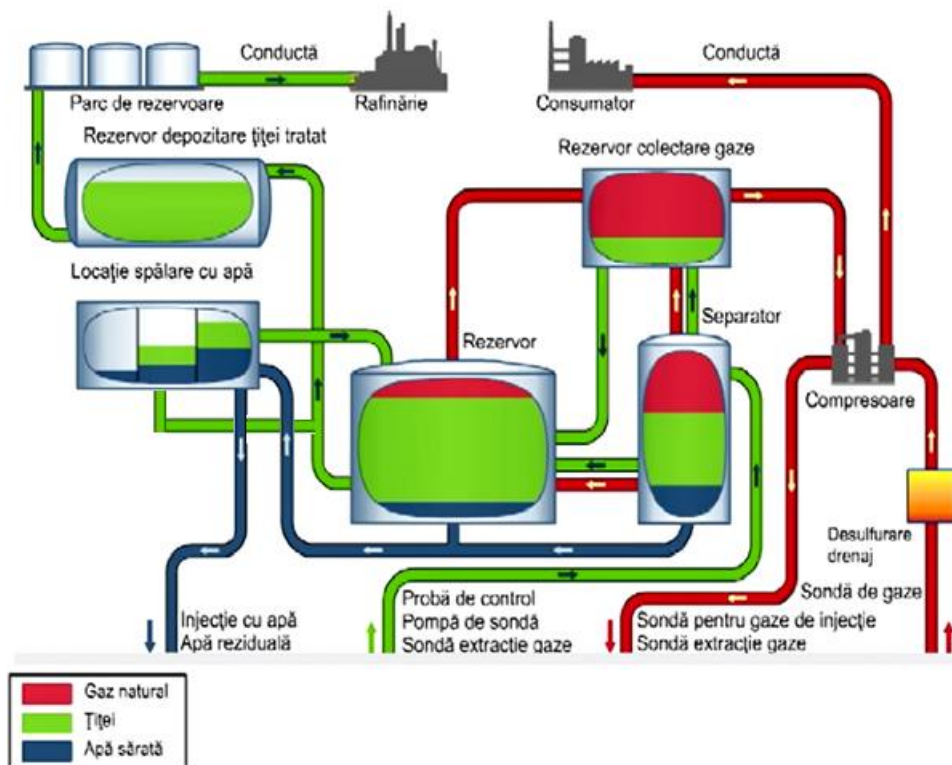


Fig. 2.13. Tratarea petrolului.

Cel mai utilizat proces tehnologic de tratare este tratarea termochimică. Tratarea termică se face prin creșterea temperaturii în vederea reducerii vâscozității. Operația se realizează prin încălzire în schimbătoare de căldură în care agentul termic este aburul sau apa caldă, sau în încălzitoare cu flacără directă, sursa energetică fiind gazele libere sau asociate extrase. Tratarea chimică se face prin dozarea unui dezemulsionant care sparge emulsiile naturale din țițeiul extras. Țițeiul din câmpul petrolifer, un amestec de petrol, apa de zăcământ și impurități solide este pompat în rezervor (până la 85 %), la o temperatură de circa 45 °C - 50°C. Pentru preîncălzirea și fluidizarea amestecului se pompează în rezervor apa caldă din decantoare și surplusul de apă din rezervoarele de spălare.

Ulterior țițeiul este tras cu pompe și introdus în vase pre decantoare pentru separarea gravitațională a apei libere. Apa este trimisă în stația de epurare.

Pe traseul către vasele pre decantoare se injectează clarificator de apă, cu rol de pre-tratare a apei din țiței înainte de a ajunge la Stația de epurare. În vasele pre decantoare are loc o primă separare a apei din țiței, apa decantată este trimisă la Stația de epurare.

Din pre decantoare țițeiul iese cu circa 45% impurități și este dirijat la prima treaptă de încălzire. Aceasta este formată din încălzitoare cu flacără directă din care funcționează de obicei 2 și 3 sunt de rezervă, fig. 2.14.



Fig. 2.14. Un încălzitor cu flacără directă și un cazan de abur.

În prima treaptă de încălzire țițeiul intră cu temperatura de aproximativ 55°C și iese cu o temperatură de 70 + 75°C.

De aici, țițeiul este trecut prin două schimbătoare de căldură pe baza de abur, înseriate, care ridică temperatura la 85°C și ajunge în rezervoarele spălătoare, înseriate.

Pe conducta spre rezervoare este amplasat punctul de injecție pentru dezemulsionant.

În cele două rezervoare are loc "spălarea" țițeiului prin trecerea acestuia printr-o masă de apă caldă aflată în rezervor. În aceste rezervoare se menține un nivel constant de lichid și o proporție de circa 3 părți apă și una țiței.

Țițeiul este introdus la baza rezervorului și dispersat prin masa de apă caldă reducându-se impuritățile pe deversare la circa 8 + 10%.

Din rezervor, țițeiul este deversat în rezervoarele tampon de unde este preluat de una din pompe centrifuge și pompat în treapta a doua de încălzire.

Treapta a doua de încălzire constă în două (2) încălzitoare cu flacără directă. Aici țițeiul ajunge la o temperatură de 95°-110°C.

După treapta a doua de încălzire, țițeiul ajunge în rezervoarele finale, de unde se face predarea către CONPET. În rezervoarele finale are loc decantarea apei din țiței și scurgerea ei la bazinele de decantare până când conținutul de apă din țiței ajunge la valori mai mici de 1%, după care se poate face livrarea către CONPET.

Apa de zăcământ este tratată în trei trepte la stația de epurare ape industriale. Prima treaptă este mecanică și constă în decantare și filtrare. A doua este fizico-chimică și se realizează în bazine de reactive, ulterior apa este răcită la turnul de răcire și pompată în fluxul de tratare biologică și evacuare în efluent (a treia treaptă).

9. TEHNOLOGIA DE PRODUCERE A TITEIURILOR GRELE (COMBUSTIE/INJECTIE ABUR)

Combustia subterană

Combustia subterană se aplică pentru exploatarea țițeiurilor grele și vâscoase. Acest proces constă în aprinderea țițeiului în zăcământ printr-o sondă sau un front de sonde de injecție și asigurarea deplasării frontului de ardere de la sursa / sursele de inițiere a aprinderii spre sondele de producție. Odată cu avansarea frontului de ardere se fluidizează și țițeiul din mediul poros deoarece crește mobilitatea acestuia sub influența temperaturii transmisă din focarul de ardere și prin dizolvarea în țiței a gazelor arse, formate în principal din CO₂, CO și alte gaze. Avansarea frontului de ardere se datorează injecției de aer care întreține combustia în strat și diferențelor de presiune.

Mecanismele recuperării țițeiului prin combustie subterană sunt în principal, următoarele:

- spălarea cu gaze la temperatura mare, prin care se antrenează în zona de condensare amestecul de abur, hidrocarburi și gaze arse, rămânând în spate doar cocsul;
- spălarea cu abur, reflectată prin dezlocuirea țițeiului și antrenarea fracțiilor volatile rezultate din distilare;
- spălarea miscibilă, determinată de condensarea componentelor ușori ai țițeiului, de dizolvarea în țiței a dioxidului de carbon din gazele arse și de formarea unei emulsii trifazice care împinge țițeiul, ducând la formarea unui curent de țiței care se deplasează spre sondele de extracție.

Căldura disipată în straturile adiacente influențează în mod substanțial valoarea temperaturii maxime și viteza de avansare a frontului de ardere. Pe de altă parte, creșterea presiunii de operare duce la creșterea temperaturii maxime și la micșorarea vitezei de avansare a frontului de combustie, în timp ce gravitația determină dezvoltarea unui proces de combustie segregată, manifestată prin avansarea preferențială a frontului de combustie pe partea superioară a stratului. În acest caz, zăcământul se află în exploatare sub efectul recuperării termice- combustie subterană și injecție de abur.

Ca mod de aplicare în șantier combustia subterană poate fi: continuă; ciclică; subterană inversă.

1. *Combustia continuă* este atunci când frontul de ardere este alimentat continuu cu aer și avansează spre sondele din fața frontului. Acest procedeu conduce la arderea zonelor de la sondele de injecție spre sondele de reacție. Pe măsură ce frontul de ardere se apropie de șirul sondelor de reacție, debitele acestora vor crește iar țițeiul produs devine din ce în ce

mai fierbinte, datorita temperaturii preluata din strat.

2. *Combustia ciclica* consta in aprinderea unei sonde la temperatura controlata, arderea unei zone determinata din jurul acesteia, urmata de repunerea aceleiași sonde în producție.

Debitul sondei supuse combustiei ciclice poate crește de câteva zeci de ori pe o durata de câteva luni de zile, după care se poate iniția un ciclu nou. Mecanismul stimulării ciclice cu abur consta, in principal, din mobilizarea țigieiului din vecinătatea sondei de injecție-productie (prin scăderea vâscozității țigieiului) și expulzarea acestuia din strat, sub acțiunea separata sau simultana a unor forme de energie ca: energia presiunii de zăcământ, energia gravitațională, energia de compactare a formațiunii etc. Energia mecanica transmisa zăcământului prin injectarea de abur este aproape integral transformata în energie termica prin condensare și ca urmare procesul de stimulare cu abur nu furnizează, în principiu, formațiunii nici o cantitate de energie mecanica. Întrucât stimularea ciclica cu abur acționează efectiv doar într-o zona de raza relativ mica din vecinătatea sondei, factorul de recuperare depinde de distanta dintre sondele stimulate, putând atinge valori de 10 pana la 20%. In condiții normale (țigieiuri cu vâscozitate moderata, presiune hidrostatica suficient de mare), stimularea ciclica cu abur constituie prima etapa a unui proces de injecție de abur, căreia îi urmează etapa spălării cu abur a zăcământului printr-o rețea de sonde.

3. *Combustia subterana inversa* a fost conceputa pentru țigieiurile foarte vâscoase care în condiții normale nu curg prin mediul poros. Combustia inversa consta in aprinderea stratului in sonda de productie, se formează un front de ardere și se alimentează in continuare frontul prin injecție de aer prin sondele de injecție de aer vecine cu sonda aprinsa. Astfel aerul traversează zăcământul la temperatura formațiunii, alimentează cu coșul necesar frontul de ardere, care avansează invers spre sonda de injecție, iar țigieiul încălzit și cu viscozitate mica, este împins spre sonda de productie prin zona încălzita. Din punct de vedere al eficienței sistemului de combustie asupra stratului și a controlului recuperării țigieiului din zona arsa deosebit:

- Combustia subterana uscata care consta in arderea țigieiului în strat și exploatarea sondelor prin sondele de reacție fără să intervină in nici un fel asupra zonei arse.
- Combustia subterana umeda - experimental s-a ajuns la concluzia ca injectând și apa in sondele depășite de frontul de ardere se mărește factorul de recuperare prin inundarea vetrei de temperatura ridicata cu lichid care poate face o spălare a țigieiului remanent și crește capacitatea fluidelor de a transporta țigieiul spre sondele de reacție.

Gazele nocive rezultate ca urmare a combustiei sunt colectate de la coloanele sondelor de reacție, prin conducte care se leagă la o rețea de colectare. La această rețea sunt legate și habele compartimentate, etanșe din parcurile de colectare-separare. Gazele nocive trec printr-un separator de lichide, după care sunt evacuate în atmosfera prin intermediul unui cos metalic cu tiraj forțat la înălțimea de 60 sau 90 m.

După separarea completa de gazele de combustie in parcul de colectare-separare, țigieiul brut este dirijat, prin pompare, la stația de tratare-depozitare țigiei, printr-un colector.

Injecția de aer

Pentru procesul de combustie subterana este necesar sa se injecteze in zăcământ cantități

foarte mari de aer la presiuni ridicate. Pentru aceasta exista necesitatea utilizarii unei statii de comprimare aer, fermata din compresoare centrifugale. Aerul comprimat se vehiculeaza pe o conducta colectoare si ulterior este distribuit prin conducte cu diametre mai mici la parcurile aflate in zona in care se face combustia. Parcurile contin distribuitoare de injectie, prevăzute cu AMC, in incinte acoperite cu sisteme automate de masura si transmisie date.

Injectia de abur.

Pentru injectia de abur, la incalzirea titeiului se utilizeaza baterii de cazane de abur cu combustibil gazos sau in cazul in care exista sonde situate in afara rețelei de distributie abur, se folosesc cazane mobile ce utilizeaza combustibil lichid (motorina).

Cazanele sunt dispuse in baterii de cazane situate in apropierea parcului de colectare fig. 2.14. Dupa productie, aburul furnizat de fiecare cazan al bateriei de cazane este introdus intr-un colector comun si ulterior este distribuit prin conducte supraterane, în mod uzual, izolate termic, catre sondele de injectie abur. Din colectorul general de abur al bateriei de cazane se alimentează cu abur si parcurile de colectare (respectiv serpentinele de încălzire pentru rezervoare, habe, decantoare, etc). In acest mod gazele sunt folosite pentru :

- intrare in separatorul vertical bifazic in vederea separării suplimentare a țigțeiului
- alimentarea încălzitoarele cu flacăra directa in depozit (treapta I si II)
- obținerea aburului. Acesta este utilizat: la injectia in zăcământ in vederea fluidizării țigțeiului (care are un grad ridicat de vâscozitate); la tratarea țigțeiului in parcurile de colectare și in depozit (decantoare, habe, etc).

Cogenerarea

Pentru obținerea aburului necesar injectiei in zacamant se poate utiliza si o statie de cogenerare alimentata cu gazele libere sau asociate produse în campul de extracție sau de la alte zacaminte. Statia de cogenerare este conectata la rețeaua de distributie a aburului și la rețeaua electrica.

Fiecare linie cogenerativă se compune din următoarele componente principale:

- grupul turbogenerator fig. 2.15,
- cazanul recuperator cu sistemul de post ardere,
- instalațiile auxiliare și
- sistemele de automatizare.

Energia electrica produsa este furnizata in rețeaua locala a schelei de extractie, iar energia termica in rețeaua de distributie a aburului supraincalzit.

Aburul este produs, in principal, pe baza energiei termice conținuta in gazele de ardere provenite de la turbina cu gaze și recuperata in cazanul recuperator. În fluxul gazelor de ardere evacuate, la intrare in cazanul recuperator, este prevăzută o camera de post ardere care realizează pe de o parte creșterea energiei termice in gazele de ardere ale turbinei cu gaze (debitul de abur), iar pe de alta parte permite funcționarea independenta a cazanului recuperator.



Fig. 2.15. O instalație de generare energie electrică cu motoare termice.

10. TRATAREA GAZELOR NATURALE

Cuprinde următoarele operații: uscarea gazelor, degazolinarea gazelor, comprimarea gazelor, deetanizarea gazelor, îndepărtarea gazelor acide,.

USCAREA GAZELOR NATURALE ÎN STATIILE DE USCARE

Prin procesul de uscare a gazelor se urmărește reducerea conținutului de apă din gaze, până la limitele impuse de siguranța transportului pe conductele magistrale și de prevenire a fenomenului de coroziune, precum și de cerințele unor procese tehnologice de separare a gazului natural sau asocial în componente pure la temperaturi foarte joase sau a unor catalizatori de reacție în unele procese petrochimice etc.

Stațiile de uscare a gazelor au rolul de a realiza un grad avansat de purificare al acestor hidrocarburi prin eliminarea din masa lor a impurităților lichide. Aceste instalații au o capacitate de deshidratare, care este variabilă și este corelată cu debitul de gaze extrase și cu umiditatea lor.

Pentru realizarea uscării gazelor se cunosc următoarele metode:

1. Metoda de uscare prin comprimare și (sau) racire.
2. Metoda de uscare prin absorbție în lichide higroscopice, de exemplu: cu absorbanți organici recuperabili prin regenerare: procedeul cu monoetilenglicol (MEG); procedeul cu dietilenglicol (DEG); procedeul cu trietilenglicol (TEG) etc. fig. 2.17.
3. Metoda de uscare prin adsorbție pe substanțe solide, de exemplu: procedeul cu silicagel; procedeul cu bauxita activată; procedeul cu alumina activată; procedeul cu site moleculare, fig. 2.16.

DEGAZOLINAREA GAZELOR DE SONDA

Fracțiile C5 la C7+ (gazolina) se separă de fracțiile mai ușoare C1 ... C4 fiind întrebuințate ca un amestec superior în benzine, operație numită degazolinare. Gazele ce părăsesc separatorul de gaze-țiței conțin în medie 90 ... 250 g gazolină/Smc. Pentru folosirea economică a gazului este necesar ca ea să fie stabilizată, operație constând în eliminarea fracțiunilor C3 și parțial C4 care rămân în gazolina după degazolinare. Gazele rezultate de la stabilizarea

gazolinei se fracționează adânc, obținându-se concentrații mari de fracțiuni C2, C3 și C4 care se folosesc drept combustibili superiori denumiți gaz petrolier lichefiat (GPL).

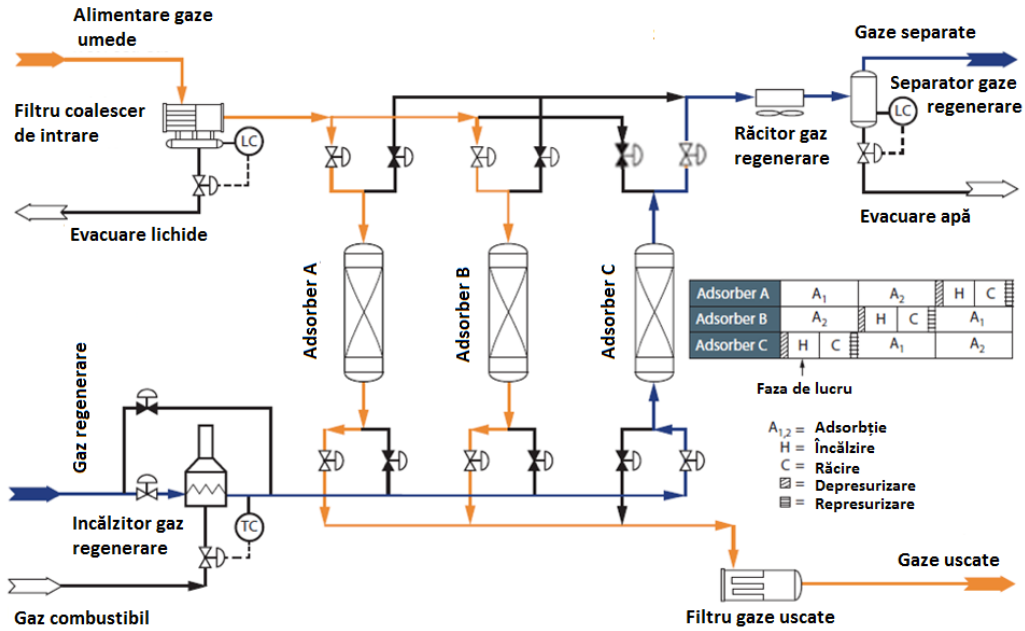


Fig. 2.16. Metoda de uscare prin adsorbție pe substanțe solide.

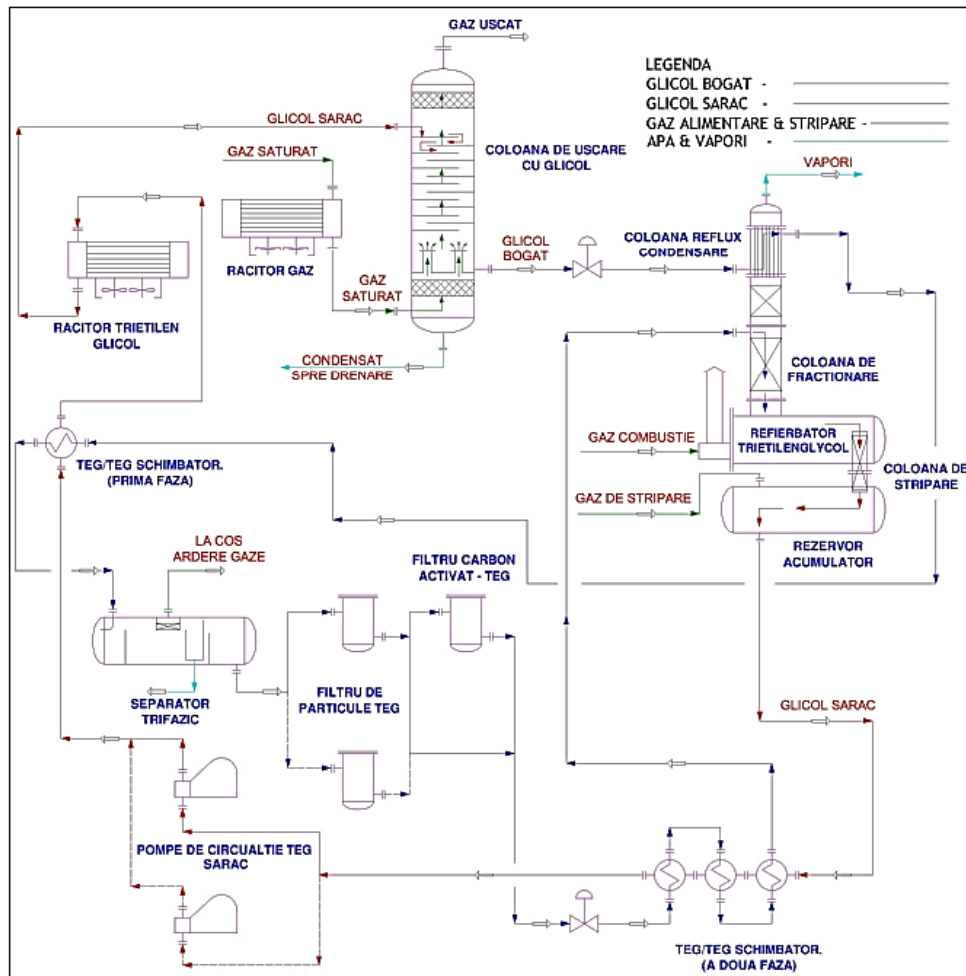


Fig. 2.17. Metoda de uscare prin absorbție în lichide higroscopice.

COMPRIMAREA GAZELOR

Presiunea necesară pentru transportul gazelor naturale prin conductele magistrale se realizează în stațiile de compresoare. În cazul gazelor naturale, transportul se poate realiza, în principiu, într-o primă etapă, utilizându-se presiunea de zăcământ. Când aceasta nu mai este suficientă, pentru asigurarea debitului prevăzut se instalează o stație de compresoare în punctul inițial al conductei și un număr de stații intermediare pe traseul acesteia.

DEETANIZAREA GAZELOR

Instalația este proiectată să prelucreze gaze bogate în hidrocarburi C₂₊ din care să producă etan-propan lichid și gazolină stabilizată iar gazul sărac (96% mol CH₄) rezultat este livrat la consumatori în condiții conforme din punct de vedere al punctului de rouă al apei și al hidrocarburilor.

ÎNDEPĂRTAREA GAZELOR ACIDE

Se face cu scopul evitării compușilor care generează coroziunea și are un efect favorabil la reducerea posibilităților de reținere a apei. Gazele acide CO₂ și H₂S sunt reținute prin adsorbție sau prin formarea unor compuși chimici.

SISTEME DE POMPARE UTILIZATE ÎN DOMENIUL PETROLIER

În acest curs sunt prezentate principalele sisteme de pompare utilizate extracția petrolului; sunt descrise avantajele, dezavantajele și criteriile de alegere a diferitelor metode de pompare.

Principalele metode de exploatare a petrolului sunt: erupția naturală, erupția artificială (gaz-liftul) și pompajul de adâncime. Ultimele două metode, de obicei, urmează după o perioadă de exploatare prin erupție naturală a zăcământului. La noi în țară, ponderea cea mai mare o are metoda de exploatare prin pompaj cu prăjini. După ieșirea din sonde, țițeiul este colectat în conducte colectoare și transportat la parcurile de separatoare, unde este separat de gaze, apă și impurități mecanice (apa, de exemplu, poate ajunge la 90% din masa de fluide extrase). După separare, țițeiul este trimis la stațiile de dezbenzinare, unde prin procedee chimice, sunt extrase fracțiile ușoare de hidrocarburi.

Țițeiul este după aceea depozitat și pompat spre rafinării, iar gazele sunt comprimate și pompate spre consumatori (casnici și industriali). După punerea în producție a stratului productiv, energia acestuia poate fi suficient de mare pentru a împinge țițeiul până la suprafață. În această situație trebuie doar controlată producția sondei pentru a nu epuiza rapid energia zăcământului. Dacă la punerea în producție, energia zăcământului nu este suficient de mare pentru a împinge fluidul la suprafață, atunci trebuie completată de la o sursă exterioară. O metodă este gaz-liftul, adică injecția de gaze, la o anumită adâncime, în țevile de extracție, determinându-se o ușurare a coloanei de fluid ce apasă asupra zăcământului și deci a presiunii de fund. Se folosesc gaze de sondă, comprimate la suprafață de o stație de compresoare. O altă metodă de exploatare este pompajul, adică utilizarea unor pompe. Pompajul cu prăjini presupune existența unei *unități de pompare* care să imprime o mișcare alternativă capătului superior al prăjinilor, la capătul inferior al acestora aflându-se o pompă cu un piston. În cazul pompelor cu șurub mișcarea la tije este o mișcare de rotație. Pompajul fără prăjini presupune acționarea pompei de adâncime, fie electric (pompele REDA), fie hidraulic cu acționare de la suprafață (pompele KOBE). La sistemul de pompare cu jet, pompa propriu - zisă este un utilaj fix integrat în cadrul unei instalații cu acționare de la suprafață la fel ca la pompele KOBE. Sistemele de extracție utilizate sunt date în figura 1.

Garnitura de țevi de extracție susține echipamentul de fund și asigură ascensiunea țițeiului și gazelor din strat la suprafață. Ea este formată din bucăți care se îmbină

prin înșurubare. Introducerea țevilor de extracție se face în interiorul ultimei coloane de tubare, coloana de exploatare.

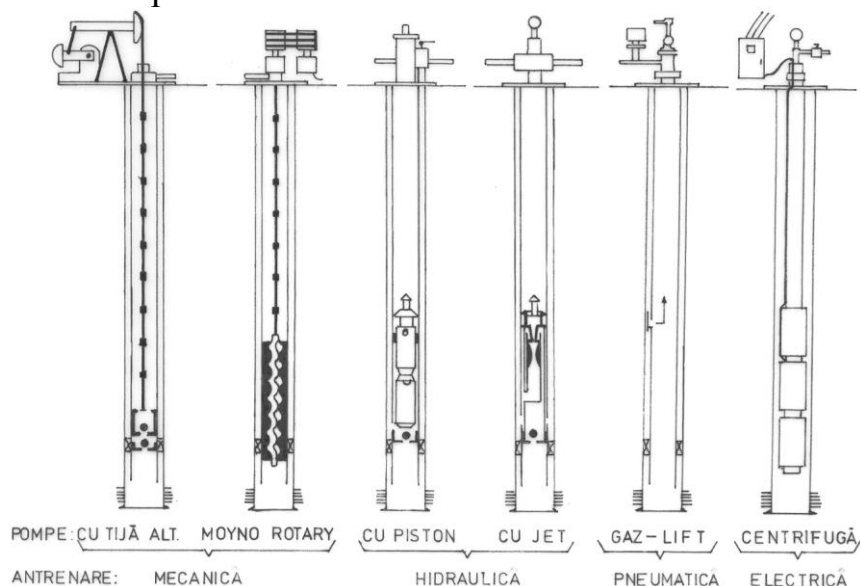


Fig. 1. Sisteme de pompare utilizate în petrol.

Întreaga garnitură de țevi de extracție este supusă, în timpul funcționării, unor sarcini provenite din: greutatea proprie, greutatea echipamentului de fund și greutatea fluidului din interiorul său. Variația periodică a eforturilor din timpul funcționării, determină alungirea și contracția succesivă a țevilor de extracție, obosindu-le și provocându-le îmbătrânirea prematură, îndeosebi în dreptul filetelor.

Pentru eliminarea concomitentă a alungirii periodice cât și a dezaxării față de coloana de exploatare, țevile de extracție se ancorează la partea inferioară prin intermediul unui paker (se solidarizează partea inferioară a țevilor de extracție de coloana de exploatare care este foarte rigidă).

În industria de extracție a petrolului din țara noastră sunt folosite: pompele volumetrice cu piston; pompele centrifuge; pompele cu jet; pompele cu șurub și în număr mic sistemele cu acționare hidrostatică de adâncime.

1. Pompajul cu prăjini

În țara noastră, aproximativ 85 % din producția de țiței este realizată prin pompaj cu prăjini.

Descrierea sistemului

Pompa de adâncime, care comunică fluidului energia necesară urcării la suprafață, este o pompă de tip 1.1 (un piston cu simplu efect). Acționarea sa se face de la suprafață prin intermediul prăjinilor de pompare. Instalația de suprafață, care acțio-

nează asupra capătului superior al prăjinilor de pompare imprimându-le o mișcare rectilinie alternativă, se numește *unitate de pompare*. Motorul unității de pompare este de cele mai multe ori, electric asincron cu rotorul în scurtcircuit. În figura 2 este prezentată o unitate de pompare cu balansier. Unitatea de pompare are rolul de a transforma mișcarea de rotație de la arborele manivelor, în mișcare de translație pe verticală a garniturii de prăjini de pompare.

Această transformare se realizează prin patrulaterul articulată format de manivelele 7, biebele 9 și balansierul 6. Capul balansier 5 asigură, prin forma sa, înfășurarea cablului 11 praștia pe un arc de cerc cu centrul în lagărul central 3, astfel încât garnitura de prăjini suspendată la puntea 12, se deplasează pe verticala tangentă la acest cerc. Pentru realizarea frecvenței de pompare necesare, reducerea vitezei unghiulare a motorului 17 se face în două trepte: prima la nivelul transmisiei prin curele trapezoidale 16 și a doua la nivelul reductorului de turație 1. Instalația poate fi oprită în orice poziție, datorită sistemului de frânare 8. În figura 2 sunt poziționate de asemenea: articulația sferică 2, lagărul sferic 4, dispozitivul de rabatare a capului balansierului 10, capra 13 și contragreutățile de echilibrare rotativă 14. Reglarea lungimii cursei se face în trepte, prin modificarea lungimii manivelei: articulația sferică 2 se mută în alezajul corespunzător, practicat pe manivelă. Frecvența de pompare se poate modifica schimbând șaiba motoare a transmisiei prin curele, modificându-se convenabil raportul de transmitere al transmisiei prin curele.

Din punct de vedere cinematic, unitatea de pompare este un mecanism patrulater articulată cu laturile: r – raza manivelor, l – lungimea biebelor, b – brațul posterior al balansierului și p – distanța dintre punctele fixe O și O_1 (fig. 3,a). Ținând seama de relația de legătură dintre parametrii cinematici ai punctelor A și B :

$$x_A = x_B \frac{a}{b} \quad (a),$$

$$v_A = v_B \frac{a}{b} \quad (b), \quad (1)$$

$$a_A = a_B \frac{a}{b} \quad (c).$$

rezultă că studiul cinematic se poate rezuma la determinarea parametrilor cinematici ai punctului B . În funcție de precizia calculelor, sunt cunoscute trei abordări numite teorii cinemate:

- teoria cinematică elementară caracterizată prin $\frac{r}{l} \cong 0$ (lungimea bielei mult mai mare decât a manivelei); $\frac{r}{b} \cong 0$ (brațul b al balansierului mult mai mare decât lungimea manivelei);
- teoria cinematică aproximativă, în care se consideră doar $r/l = 0$ (lungimea bielei mult mai mare decât a manivelei);
- teoria cinematică exactă, în care rapoartelor r/l și r/b au valorile lor reale.

Datorită simplității relațiilor și a preciziei mulțumitoare, în calculele curente se utilizează teoria cinematică elementară, pe care o prezentăm în continuare.

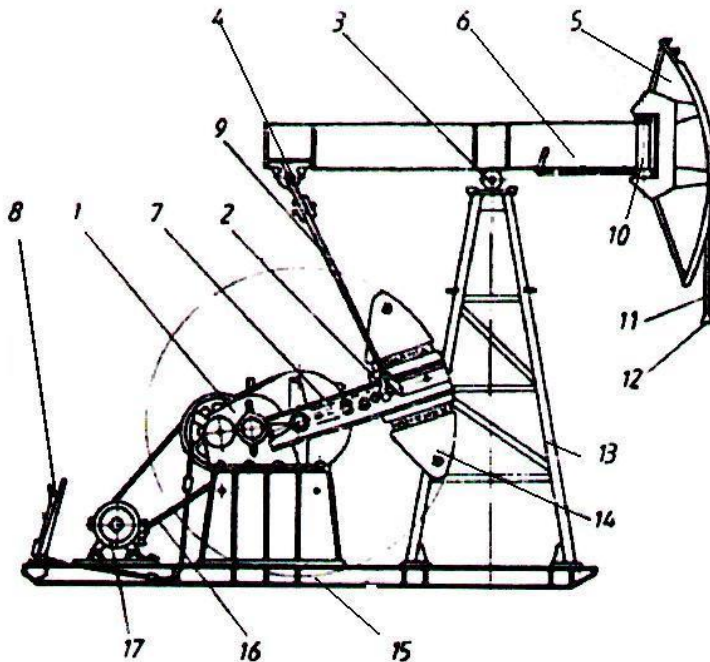


Fig. 2. Unitate de pompare cu balansier:

1. reductor de turație; 2. articulație; 3. lagăr central; 4. traversă;
 5. cap balansier; 6. balansier; 7. manivele; 8. sistem frânare; 9. biele; 10.
 dispozitiv de rabatere cap balansier; 11. praștie; 12. șarnieră; 13. capră;
 14. contragreutăți; 15. sanie; 16. curele; 17. motor electric.

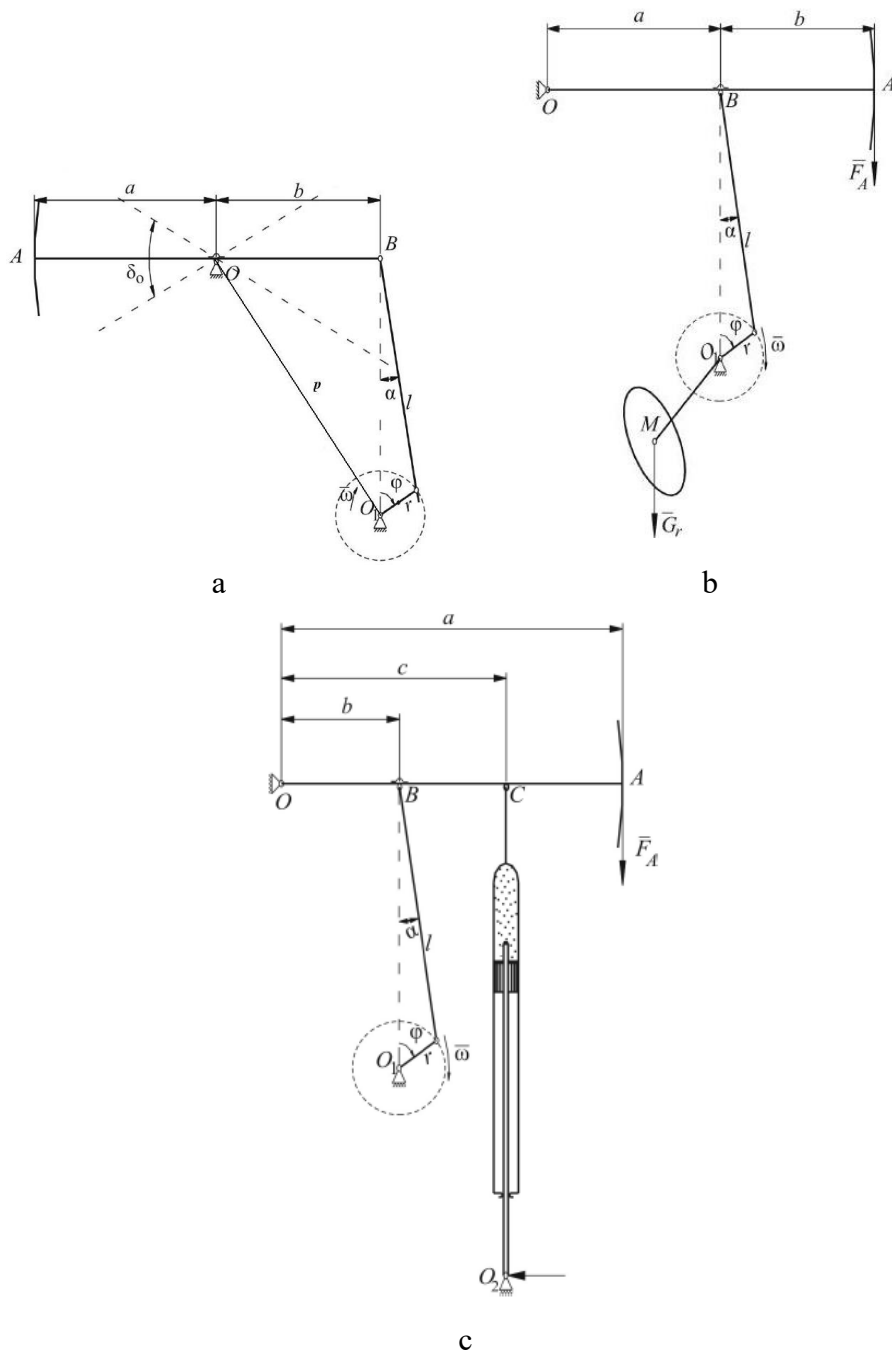


Fig. 3. Tipuri de unități de pompare cu balansier:
 a) unitate de pompare cu cinematică directă; b) unitate de pompare cu cinematică inversă Mark II; c) unitate de pompare cu cinematică inversă cu echilibrare pneumatică.

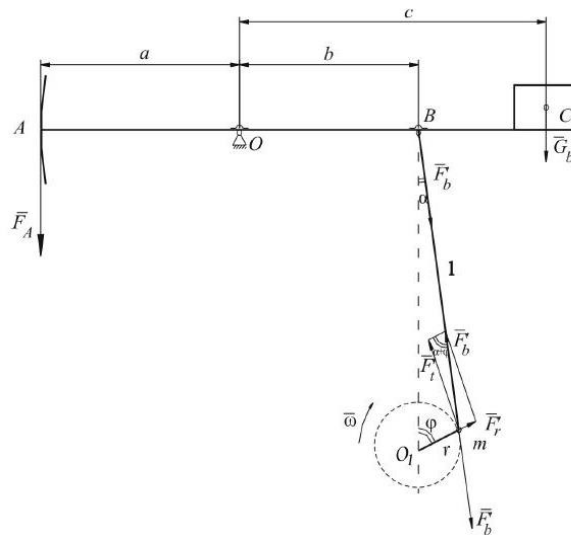


Fig. 4. Schema de calcul a forței de echilibrare pe balansier.

Ținând seama de ipotezele simplificatoare admise în cadrul acestei teorii, rezultă că traiectoria punctului B (fig. 3,a) nu este un arc de cerc, ci un segment de dreaptă. Preluând formulele utilizate la pompele cu pistoane, putem scrie pentru cazul punctului B al balansierului expresia poziției, a vitezei și a accelerației:

$$x_B = r(1 - \cos \varphi)(a),$$

$$v_B = \dot{x} = r\omega \sin \varphi(b), \quad (2)$$

$$a_B = \dot{v} = r\omega^2 \cos \varphi(c).$$

În concluzie, se poate spune că în teoria cinematică elementară, punctul A (capul balansierului) are o mișcare oscilatorie armonică.

Echipamentul de adâncime este format, în principal, din: (1) pompă, (2) prăjini (tije) de pompare și (3) țevi de extracție. Pompa de adâncime este o pompă cu simplu efect. Elementul mobil este pistonul, cu excepția pompelor de tip PCM, la care pistonul este fix și cilindrul mobil. Din punct de vedere constructiv, există două tipuri de pompe de extracție:

- pompele P, care se introduc cu prăjinile de pompare în țevile de extracție, prezentând astfel dezavantajul unui diametru activ mai mic;
- pompele T, la care partea fixă (cilindru) se introduce în sondă cu țevile de extracție, iar pistonul cu prăjinile de pompare.

Din schematizarea prezentată în figura 5, rezultă principiul de funcționare al pompei de extracție. Săgețile drepte indică sensul de deplasare al pistonului, iar săgețile curbe indică sensul de curgere al fluidului prin supape. La începutul cursei ascendente, ambele supape sunt închise. O dată cu ridicarea pistonului, presiunea hidrostatică a fluidului din sondă închide supapa de refulare (4), iar depresiunea creată pe fața pistonului o deschide pe cea de aspirație (5). În această cursă, fluidul de deasupra pistonului este împins la suprafață, simultan, sub piston, realizându-se aspirația.

La cursă descendentă, supapa de refulare se deschide, permițând fluidului aspirat în cursa precedentă să treacă deasupra pistonului. Supapa de aspirație se închide ca urmare a suprapresiunii create de coborârea pistonului. Dimensiunea pompei rezultă din condiția ca diametrul pistonului D , să asigure, la anumiți parametri de pompare, debitul prescris:

$$Q = S_r f \cdot \frac{\pi D^2}{4} \eta_v \quad (3)$$

unde: S_r este lungimea cursei reale a pistonului; f – frecvența ciclurilor de pompare; η – randamentul volumetric al pompei.

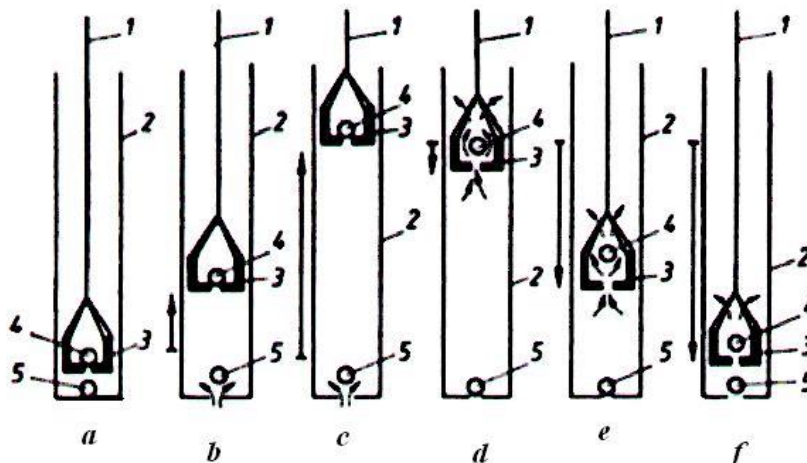


Fig. 2.5. Funcționarea pompei de adâncime:

1. prăjinii; 2. cilindru; 3. piston; 4. supapă mobilă; 5. supapă fixă.

Din formula de mai sus rezultă că, pentru o garnitură dată, parametrii regimului de pompare sunt: cursa de suprafață S (care determină și cursa reală a pistonului S_r); frecvența curselor duble al balansierului f ; diametrul pistonului pompei D . Prăjinile de pompare sunt bare cu secțiunea plină, îmbinate între ele prin filete. Spre deosebire

de prăjinile de foraj, prăjinile de pompare au la capete cep, legătura realizându-se prin mufe detașabile. Prima prăjină de sub capul balansierului se numește tija lustruită (sau polizată), deoarece, lucrând în cutia de etanșare a capului de pompare, are o prelucrare mecanică superioară (rugozitate mică). Lungimea prăjinilor variază între 7,5 și 9,0 m, oțelurile din care sunt confecționate fiind aliate cu mangan, crom și molibden.

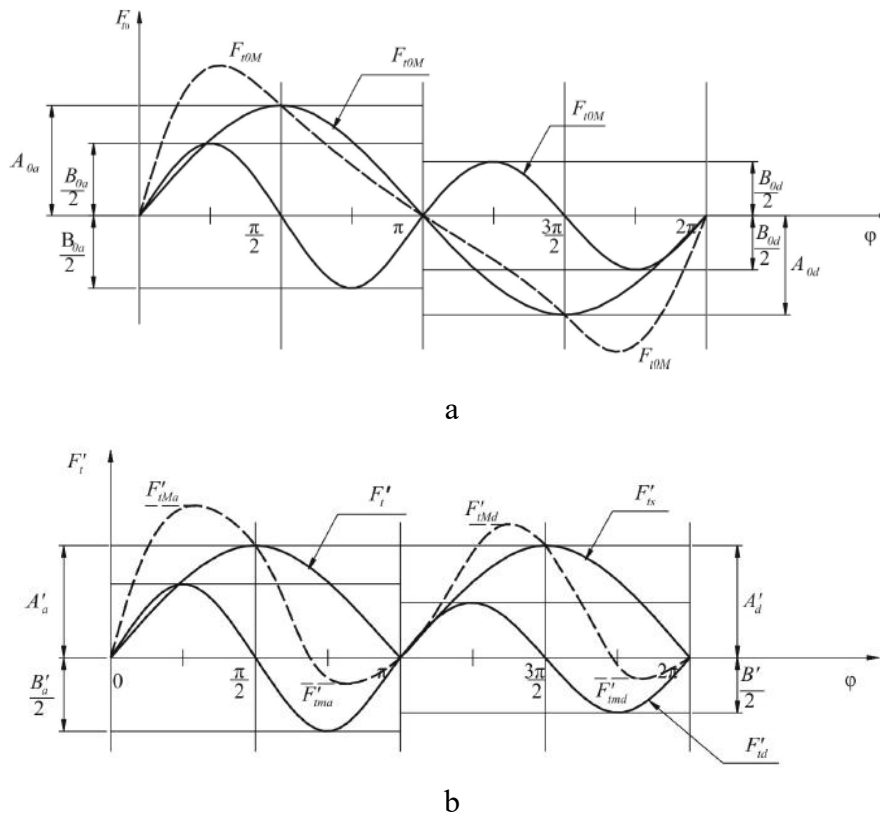


Fig. 6. a) Variația forței tangențiale la unitățile de pompare neechilibrate:

F_{tos} – componenta statică; F_{tod} – componenta dinamică; F_{tom} – valoarea maximă a forței; F_{tom} – valoarea minimă a forței.

b) variația forței tangențiale la unitățile de pompare echilibrate pe balansier (fig. 2.4): F'_{tMa} – valoarea maximă a forței în cursa ascendentă; F'_{tMd} – valoarea maximă a forței în cursa descendentă; F'_{tMa} – valoarea minimă a forței în cursa ascendentă; F'_{tMd} – valoarea minimă a forței în cursa descendentă.

Într-o secțiune oarecare a prăjinilor de pompare, deci și în prăjina lustruită, forța axială este variabilă de-a lungul unei curse duble a balansierului. Graficul forței din tija lustruită în funcție de cursa capului balansierului, $F_A(\varphi)$ poartă numele de dinamogramă. Dinamograma reală este cea care se obține experimental, în condiții de

șantier. Variabilitatea forței la prăjina lustruită, precum și inerția maselor unității de pompare, determină variabilitatea momentului la arborele de ieșire al reductorului

$M(\varphi) = F_A(\varphi) \frac{a}{b} r \sin \varphi = F_t r$ și la arborele motorului de antrenare. Se observă că la

cursa ascendentă, de la 0 la π , momentul solicitat motorului este pozitiv, în timp ce în cursa descendentă, de la π la 2π , momentul este negativ, mașina electrică asincronă de acționare trecând în regim de generator, figura 6,a. Această trecere periodică din regim de motor în regim de generator și invers are drept consecință un factor de putere ($\cos \varphi$) scăzut și deci un consum ridicat de energie reactivă.

Pentru a remedia această stare de lucruri, unitatea de pompare trebuie echilibrată. Acest lucru se realizează prin adăugarea unor mase (contragreutăți) fie pe balansier, fie pe manivele. În figura 2 este reprezentată o unitate echilibrată rotativ (masele sunt așezate pe manivele având forma unor fluturi) iar în figura 4 o unitate echilibrată pe balansier. Astfel, în cursa descendentă, când forța din prăjina lustruită devine motoare determinând funcționarea mașinii asincrone în regim de generator, masele de echilibrare trebuie ridicate, greutatea lor fiind forțe rezistente. În figura 6,b este reprezentată legea de variație a forței tangențiale pentru o unitate de pompare echilibrată pe balansier.

Momentul nu mai este strict negativ în cursa descendentă, dar variabilitatea sa este încă importantă. După standardele americane (API), o unitate de pompare este bine echilibrată dacă maximele momentului din cele două semi-curse sunt egale:

$$M_{M_1} = M_{M_2} \quad (4)$$

Îndeplinirea condiției de mai sus se obține prin alegerea convenabilă a valorilor maselor de echilibrare și a pozițiilor lor pe balansier și/sau pe manivele.

2. Sistemul de pompare cu generator centrifugal submersibil

Pompajul cu prăjini, deși este cel mai frecvent sistem de exploatare a sondelor, în anumite situații prezintă dezavantaje majore, cum ar fi:

- oboseala prăjinilor la încovoiere, în cazul sondelor deviate;
- debite mici în cazul pompelor P (utilizate în sonde adânci, având diametrul coloanei de exploatare mic);
- adâncimi de pompare mici, în cazul pompelor T.

La aceste dezavantaje particulare se mai adaugă și cele privind riscul ruperii prăjinilor și necesitatea unei instalații de suprafață cu dimensiuni și greutăți mari. În cazul sondelor cu debite mari, la adâncimi mici și medii, apare avantajosă utilizarea pompelor centrifuge submersibile.

Acestea pot fi realizate la parametrii de lucru corespunzători condițiilor menționate, cu avantaje suplimentare privind simplitatea exploatării, continuitatea debitului, domeniu economic larg de exploatare. În figura 7 este prezentată schema instalației cu pompă centrifugă submersibilă.

Întregul ansamblu se compune din trei părți distincte, asamblate prin bride și buloane, iar axele lor prin mufe cu caneluri. Așezarea lor, plecând de la partea de jos a sondei este următoarea: electromotorul, protectorul și pompa.

De partea superioară a ansamblului menționat se racordează țevile de extracție prin care sunt refulate fluidele extrase la suprafață. Între protector și pompă se intercalează un separator de gaze, pentru a îmbunătăți randamentul pompei centrifuge. Separatoarele de gaze pot fi statice, folosite la rații mici de gaze lichid, forma acestora (orificii sau șicane) favorizând separarea gazului din lichid înainte de intrarea în pompă. Separatoarele active figura 9 transformă amestecul de gaze lichid într-o fază omogenă cu bule de gaz de dimensiuni foarte mici, ceea ce favorizează funcționarea corectă a pompei centrifuge. Acestea pot fi folosite la rații mari de gaze, până la 75% , utilizarea lor ducând în unele situații la dublarea producției.

Pompa

Pompa REDA este compusă dintr-un cilindru metalic prelucrat fin la interior, în care se introduce ansamblul rotorik format dintr-un arbore vertical pe care sunt montate rotoarele cu palete. Arborele are două lagăre: unul superior, cu rulmenți, și celălalt inferior, cu alunecare. În partea inferioară a pompei, în interior, se află o cutie de etanșare care etanșează camera de aspirație a pompei, de protector.

Pompa REDA fiind de tip centrifugal are un mare număr de trepte. Numărul de palete care constituie aceste trepte variază cu înălțimea de ridicare a lichidului. Astfel, la pompele de mare presiune, numărul treptelor poate ajunge la peste 700. În această situație, pompa se realizează din mai multe secțiuni, care se assemblează prin mufe cu caneluri. Debitele pe care pompele REDA le pot realiza sunt cuprinse între 39 și 5900 m³/zi, la adâncimi cuprinse între 150 și 4270 m. Părțile componente ale sistemului de pompare cu pompă centrifugă de adâncime este prezentat în figura 8.

Protectorul

Protectorul este un subansamblu care se montează între pompă și electromotor, având dublu scop:

- constituie rezervor pentru lubrifianți necesari pompei și rezervor de ulei pentru motorul electric;
- izolează motorul de pompă în scopul evitării pătrunderii apei din lichidul pompat și menținerii presiunii în pompă și în motor la o valoare superioară presiunii mediului exterior al echipamentului de pompare din sondă.

Protectorul este constituit din două camere separate: una superioară, în care se introduce lubrifianțul necesar pompei și una inferioară, în care se introduce uleiul de transformator pentru motor. Fluidele din sondă pot pătrunde în camera superioară a protectorului dar nu este admisă intrarea acestuia în cea inferioară, care se găsește în comunicație cu electromotorul. În condiții normale de lucru, rezervele de ulei și de lubrifianț din protector (circa 3 - 7 l) pot să asigure funcționarea neîntreruptă a agregatului de fund timp de 6-12 luni.

Curbele de performanță ale pompei REDA

Caracteristicile funcționale ale pompelor centrifuge submersibile sunt de tipul celor din figura 9,b. Curbele reprezintă variația presiunii în funcție de debitul pompat; variația randamentului global al pompei; dependența puterii electrice absorbite de motor, amândouă în funcție de debitul pompat.

Domeniile de aplicare a sistemului de pompaj centrifugal

Sistemul de exploatare prin pompaj centrifugal submersibil poate fi aplicat în următoarele situații:

- în sondele care produc țiței cu nisip în suspensie. Datorită efectului abraziv al curgerii, elementele pompei trebuie confecționate din oțeluri speciale;
- în sondele corozive;
- în sondele cu temperaturi înalte, agregatele de pompare obișnuite sunt prevăzute să lucreze la temperaturi de până

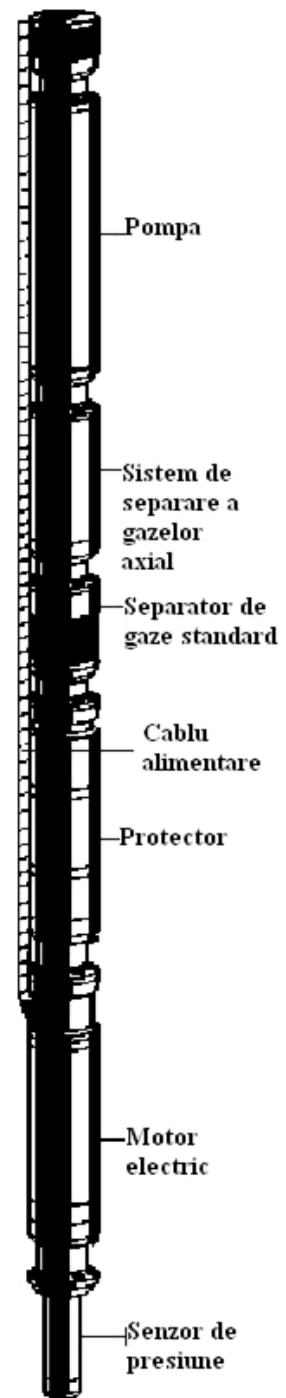


Fig. 7. Sistemul de pompare cu pompă de adâncime centrifugă tip Reda.

la 60 °C; agregatele speciale pot însă ajunge la 160 °C; în sondele cu țitei parafinos și greu; căldura degajată prin efect electrocaloric de motor împiedică depunerea parafinei deasupra pompei, reducând viscozitatea țiteiului;

- d) în sondele cu rații gaze-țitei importante; în astfel de situații pe aspirația pompei se montează un separator de gaze;
- e) în sondele deviate sau celor săpate direcțional de pe platforme marine;
- f) în sondele producătoare de apă sărată;
- g) în sondele producătoare de apă potabilă și minerală.

Limitările pompajului centrifugal submersibil

Cu toate că pompele au o durată de funcționare de până la zece ani, în funcție de mediul în care lucrează în sondă, totuși acest tip de pompaj prezintă unele limitări:

- a) la anumite intervale de timp, datorită modificărilor care apar în sondă, echipamentul de fund trebuie redimensionat (schimbat cu unul având alți parametri funcționali);
- b) pierderile electrice în cablu, menținerea lui și a electromotorului la temperaturi și presiuni ridicate, limitează adâncimea de scufundare a pompei; temperatura de lucru este limitată în mod normal la 80-90°C și în mod special la 160°C;
- c) în sondele deviate se produc frecări ale cablului electric cu coloana de exploatare sau cu țevile de extracție, care duc la o uzură prematură a acestuia;
- d) menținerea cablului în țiteiuri cu un conținut mare de produse aromate duce, de asemenea, la distrugerea lui;
- e) prezența nisipului în țitei are, în timp, efecte abrazive, micșorând durata de viteză a pompei;
- f) repararea ansamblului de pompare se poate face numai în ateliere specializate.

3. Exploatarea sondelor cu pompe Kobe

Metoda, cunoscută și sub numele de *pompaj hidrostatic*, face parte din grupul de sisteme de exploatare la care acționarea pompei se face cu motor de adâncime, cuplat cu aceasta. Acest motor este acționat hidraulic de fluidul introdus de la suprafață, unde se află generatorul hidraulic. Se utilizează astfel principiul transmisiilor hidrostatice, cu particularitatea privind lungimea mare a conductei de legătură de la generatorul de suprafață la motorul de adâncime. Sub denumirea *pompaj cu pompe KOBE*, sistemul a apărut în 1932, fiind conceput de firma KOBE. Astăzi, deși sunt numeroase firmele care produc utilajul pentru o astfel de exploatare a sondelor, denumirea s-a păstrat.

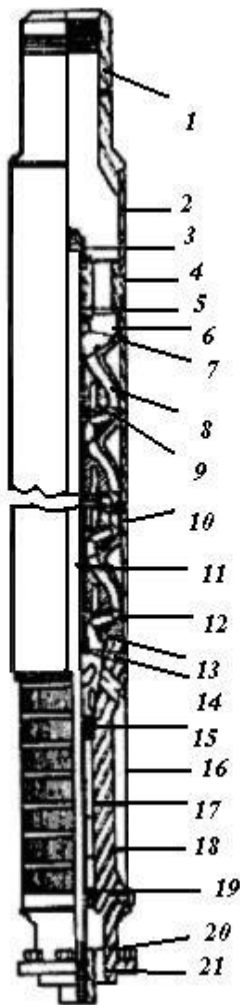


Fig. 8. Pompa de tip Reda:

1. racord superior; 2. manșon; 3. capac superior; 4. lagăr axial; 5. cuzinet; 6. manșon de compresiune; 7. cheie de blocare; 8. rotor; 9. difuzor; 10. carcasă; 11. arbore pompă; 12. difuzor inferior; 13. inel; 14. inel dublu; 15. cuzinet; 16. aspirația pompei; 17. garnitura; 18. canal; 19. manșon canelat cuplare; 20. piulițe; 21. dop de scurgere.

componente ale pompei și ale conductei.

Pompajul hidraulic prezintă o serie de avantaje cum ar fi: investiția pe sondă pentru echipamentul de pompaj hidraulic este de obicei mai mică decât la echipamentul cu tije; pompa liberă poate fi introdusă cu cheltuieli minime de un singur operator; comparativ cu pompele cu tije de extracție, sistemul de pompaj hidraulic este capabil să exploateze, un debit zilnic mai mare la o adâncime de fixare mai mare prin aceeași dimensiune de tubing; pompajul hidraulic este compatibil cu funcționarea automată și centralizată; valorile debitului pot fi reglate ușor; pompajul hidraulic poate fi folosit la sondele deviate, sonde forate dirijate, sau pentru locații de sonde greu accesibile; echipamentul se poate adapta ușor la o gamă mare de adâncimi de sonde; tratarea chimică pentru parafină și controlul coroziunii se pot face simplu prin adăugarea chimicalelor în fluidul motor.

De remarcat că pompajul hidraulic nu se poate aplica la extragerea fluidelor cu nisip, producându-se uzuri mari, la pompa de adâncime și la cea de suprafață, fiind preferat pompajul cu prăjini. Pentru ca sistemul să fie eficient, este necesar ca debitul introdus pentru acționarea motorului hidrostatic, Q_1 , să fie mai mic decât cel ieșit din sondă, Q_2 . Schema prezentată în figura 10 corespunde sistemului numit *în circuit deschis*, care utilizează ca agent motor o parte a fluidului extras. În acest sistem fluidul motor, care a efectuat deplasarea pistonului și este refulat, se amestecă cu fluidul produs de sondă. Fluidul motor folosit este țiteiul. Țiteiul ca fluid motor duce și la o mai ușoară întreținere a pompei de suprafață, utilizându-se pistoane din metal (plungere) în locul celor cu garnituri. Totodată, țiteiul este mai elastic decât apa și nu creează creșteri bruște de presiune ca aceasta, conducând la protejarea la șocuri a părților

Tabelul 1. Caracteristicile tehnice ale pompelor de tip Reda firma Schlumberger.

Tip	Diame- tru exte- rior, in.	Diame- tru mi- nim car- casă, in.	Debit minim la 60 Hz, BPD	Debit maxim la 60 Hz, BPD	Debit minim la 50 Hz, BPD	Debit maxim la 50 Hz, BPD
A	3.38	4.5	100	2000	13	265
D	4	5.5	100	5200	13	689
G	5.13	6.625	800	12000	106	1590
S	5.38	7	1600	11000	210	1300
H	5.63	7	9200	26000	1219	3445
J	6.75	8.625	6000	25000	795	3313
M	8.63	10.75	12000	32500	1590	4306
N	9.5	11.75	24000	59000	3180	7818
P	11.25	13.625	53600	95800	7102	12694

În cazul sistemului *în circuit închis*, se utilizează un fluid motor diferit de cel produs, fiind necesară o garnitură suplimentară de țevi (returul separat al fluidului motor). Acest sistem necesită, indiferent de tipul pompelor, un rând de țevi în plus față de sistemul deschis pentru returnul fluidului motor care, în acest caz, are circuit separat de fluidul produs de sondă fig. 11. Din această cauză, acest sistem nu este prea răspândit. Datorită faptului că rezervorul de fluid motor este relativ mic, sistemul se utilizează pe platformele marine sau când intervin anumiți factori ecologici. În acest sens, ca fluid motor se utilizează apa, care prezintă, din punct de vedere ecologic, mai puține riscuri comparativ cu țițeiul. Fiind un sistem închis, costul tratării apei nu reprezintă o problemă. Un alt avantaj al apei ca fluid motor este faptul că necesită presiuni de pompare mai mici decât țițeiul. De regulă, dacă nu intervin factori care să impună acest sistem, se folosește sistemul deschis. Țițeiul, având viscozitate mai mare decât apa, duce la pierderi mai mici de fluid motor prin interstițiile dintre suprafețele ce au o mișcare relativă. Sistemul deschis se poate realiza cu un rând de țevi sau cu două rânduri de țevi, dacă amestecul fluid motor refulat și fluid din strat este produs prin coloana de exploatare a sondei. Cum funcționează un astfel de sistem?

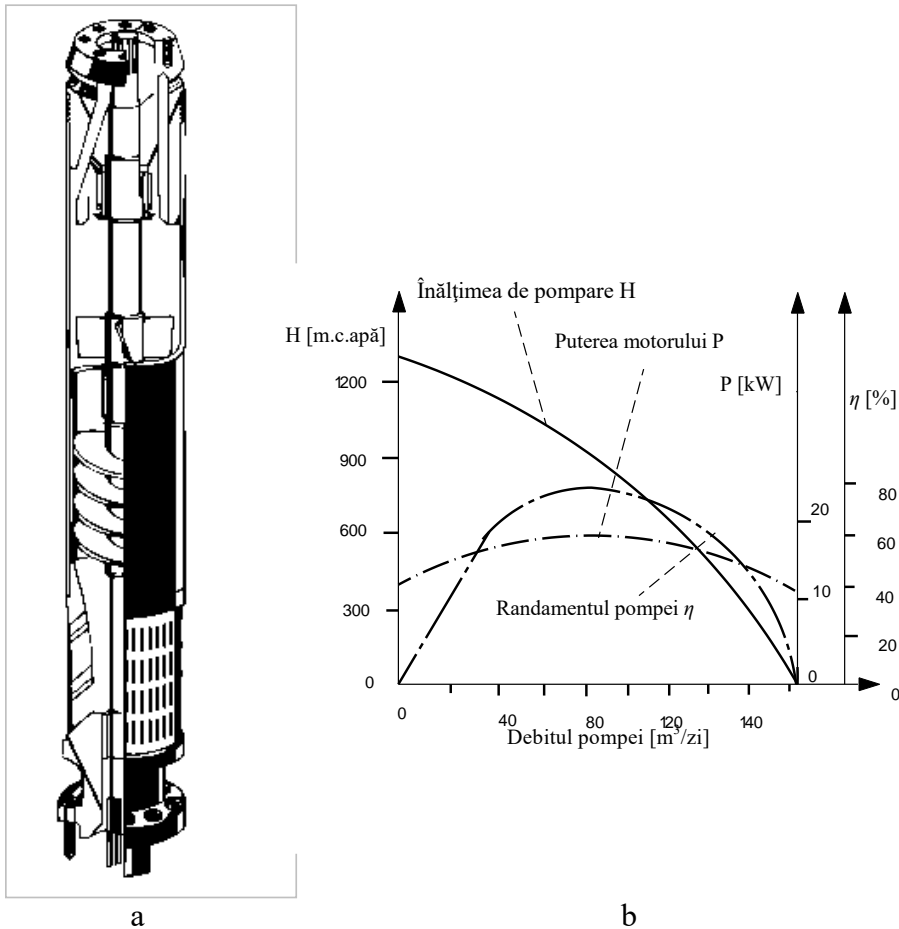


Fig. 9. a) Separatorul activ de gaze folosit la pompele Reda; b) curbele de performanță ale unui pompe Reda.

Se poate afirma că este unul dintre cele mai ingenioase sisteme de acționare utilizate în extracție. În figurile 2.12,a-f, sunt prezentate cele șase faze distincte întâlnite în funcționarea sistemului de distribuție. Notățiile întâlnite pe cele șase figuri (12) sunt următoarele: 1 este corpul distribuitorului; 2 – distribuitorul; 3 – bucsă fixă; 4 – tija de comandă; A_1, A_2, A_3, A_4 – ariile de comandă ale distribuitorului; Q_1, Q_2, Q_3, C_1, C_2 – orificii și canale de alimentare sau evacuare a fluidului; p_1 – presiunea de alimentare a motorului hidraulic liniar; p_2 – presiunea de evacuare a fluidului.

În faza 1 din figura 12,a, este prezentat sfârșitul cursei ascendente a motorului hidraulic liniar. Distribuitorul 2 se află în poziție superioară. Alimentarea feței de jos a pistonului motorului hidraulic liniar se face prin cele trei orificii O_1 , dispuse la 120° . Evacuarea fluidului motor de pe fața superioară a pistonului motor se face prin orificiile O_2 .

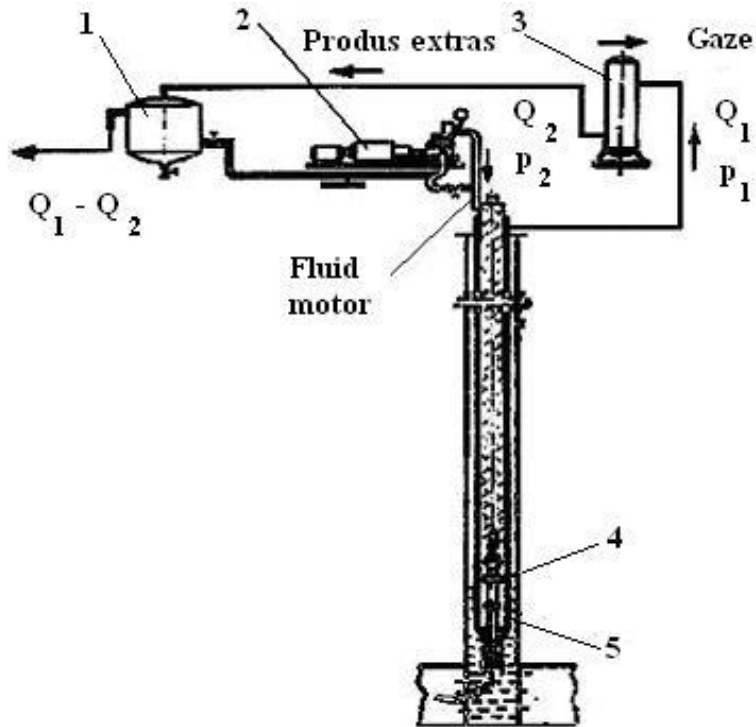


Fig. 10. Sistem de extracție cu pompă acționată hidrostatic:
 1. rezervor; 2. pompă cu plungere de suprafață; 3. separator de gaze; 4. motor hidrostatic de adâncime; 5. pompă de extracție cu dublu efect.

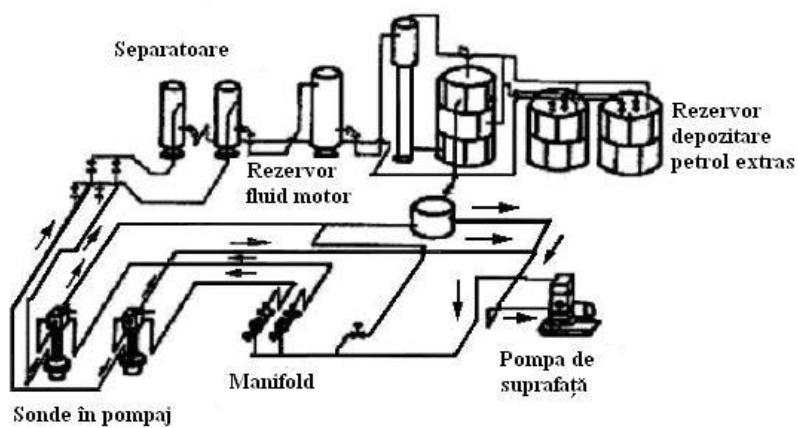


Fig. 11. Schema utilajelor de suprafață la sistemul de pompare Kobe de tip închis.

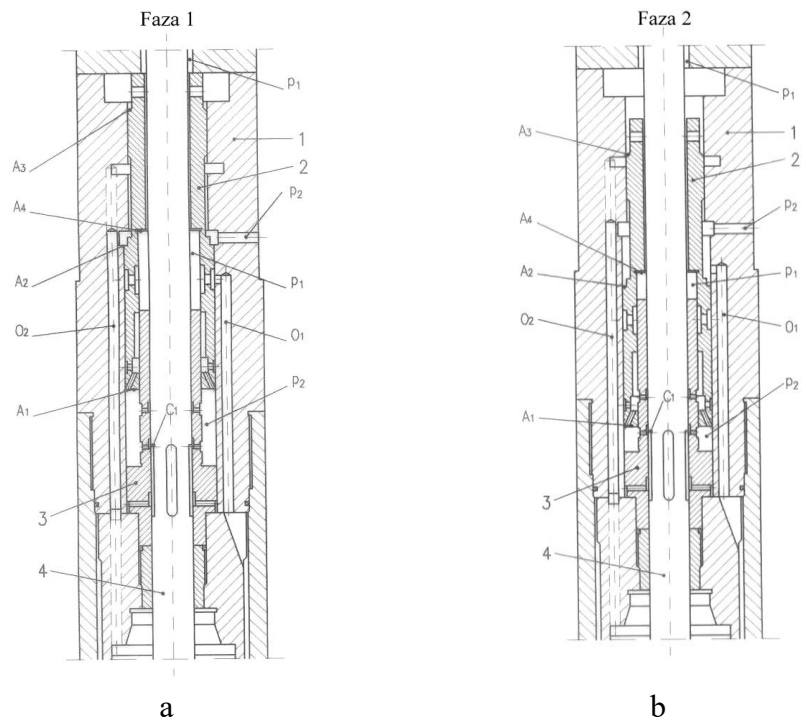
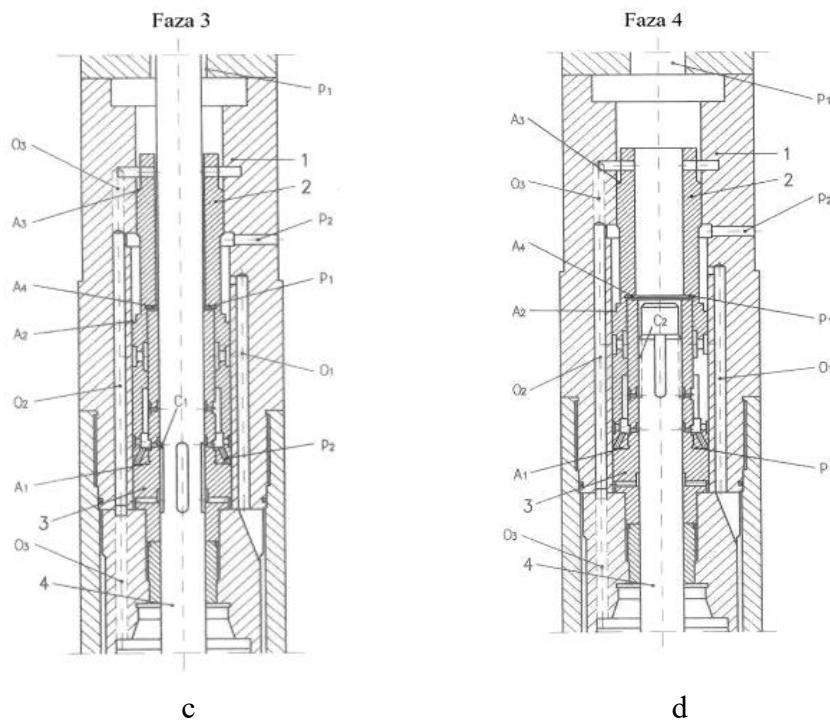


Fig. 12 Fazele funcționale ale mișcării la motorul hidraulic liniar:
 a) sfârșitul cursei ascendente a pistonului; b) deplasarea în jos a distribuitorului.



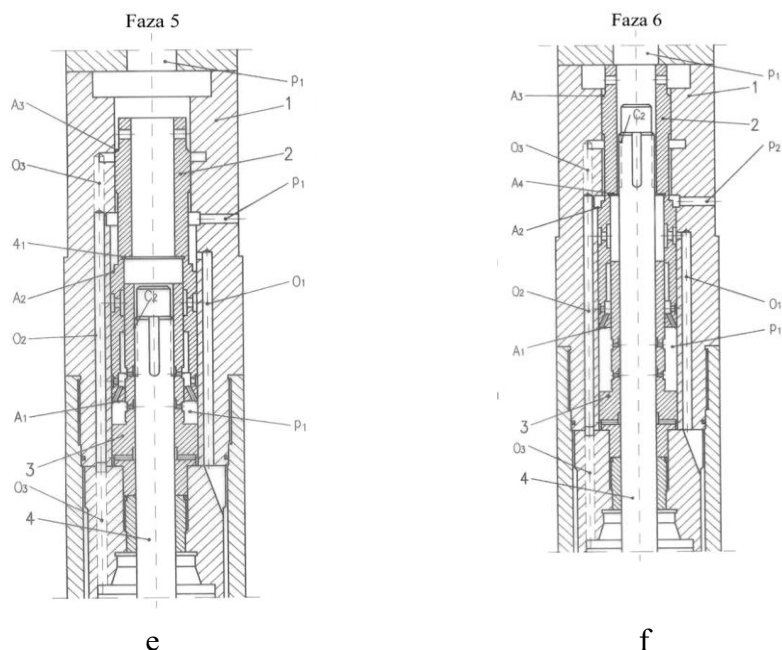


Fig 13. Fazele funcționale ale mișcării la motorul hidraulic liniar:
c) alimentarea feței superioare a pistonului; b) deplasarea în jos a pistonului. e) deplasarea în sus a distribuitorului; f) alimentarea cu fluid sub presiunea feței inferioare a pistonului, începutul cursei ascendente.

Tabelul 2 Caracteristicile tehnice ale instalației de extracție hidraulică a firmei Armco Fluid Packed Pump
 Tipul instalației: acționare în grup, circuit deschis, sistem liber coloană.

Caracteristici	
Generatoare hidraulice	Pompă triplex tip National J-100
Puterea [kW]	73,6
Cămăși [mm]	41,275 38,1
Presiunea maximă [MPa]	22,5 26,4
Nr. de rotații/min. (la 60 Hz)	450 450
Debitul pe cursă [m ³ /zi]	0,587 0,500
Agregatul hidraulic cu piston	Tip V25-11-118
Diametrul maxim exterior [mm]	59,1
Lungimea totală [m]	5,414
Diametrul pistonului motor [mm]	45,72
Diametrul pistonului pompă [mm]	48,26
Lungimea cursei [mm]	381
Nr. maxim de curse duble/min.	225
Presiunea maximă de lucru:	

- cu petrol [MPa]	28
- cu apă [MPa]	22,4
Debit teoretic	
- motor pe cursă dublă [m ³ /zi]	0,85
- motor pe zi [m ³ /zi]	190,7
- pompat pe cursă dublă [m ³ /zi]	1,00
- pompat pe zi [m ³ /zi]	225
Raportul presiunilor motor/pompă	1,18

Când tija de comandă 4 ajunge cu canalele C_1 să pună în legătură fața inferioară de arie A_1 a distribuitorului 2 cu presiunea de evacuare de valoare p_2 , acesta realizând cursa de deplasare în jos. Prin cele patru canale C_1 lichidul de pe fața inferioară de arie A_1 este evacuat prin orificiile O_2 . Faza 3, figura 13,c, prezintă distribuitorul 2 așezat în poziție inferioară, realizând astfel alimentarea cu fluid motor, a suprafeței superioare a pistonului. Alimentarea cu fluid motor, a feței superioare este realizată prin orificiile C_3 , iar evacuarea lichidului de pe fața inferioară se face prin orificiile O_1 . În faza a 4–a continuă cursa descendentă, aceasta apropiindu-se de final. În faza a 5–a, tija de comandă prin canalele C_2 introduce presiunea fluidului motor sub partea inferioară a distribuitorului, aceasta conducând la o mișcare ascendentă a acestuia. În faza a 6–a distribuitorul 2 a ajuns în poziție superioară, moment în care începe cursa ascendentă a pistonului motorului hidraulic liniar. Realizarea sistemului de distribuție este dificilă din punct de vedere tehnologic, în special la dimensiuni mici de agregate.

4. Agregate hidraulice cu pompe cu jet

O soluție tehnică des utilizată în exploatarea sondelor prin pompare, este pompa cu jet. Spre deosebire de agregatele prezentate în paragrafele precedente, acestea au avantajul că nu au elemente în mișcare, fapt ce le conferă o durabilitate mărită, în special în sondele corosive și cu impurități.

Tabelul 3. Caracteristicile pompelor cu jet ale firmelor Kobe și Armco.

Dimensiunea nominală și tipul agregatului de adâncime, [in] și tipul	Lungimea totală, [mm]	Dimensiunea cea mai mare recomandată, [mm]		Producția maximă, [m ³ /zi]
		Duză	Camera de amestec	
2”F, FE și Kobe A	2184	7	8	93,4
2 1/2”F, FE și Kobe A	2870	9	10	159,0

2"VFR simple	3810	9	10	159,0
2" Kobe simple	2591	9	10	159,0
2" FEB	3277	9	10	159,0
2"VFR Tandem	4674	9	10	159,0
2 1/2" V serie	5258	12	13	318,0
2 1/2"VFR simplu	4674	12	13	318,0
2 1/2" VFR Tandem	5639	12	13	318,0
2 1/2" Kobe B simplu	3302	12	13	318,0
2" Standard	2413	9	10	159,0
2" Volum mare	1163	12	13	477,0
2 1/2" Standard	2413	12	13	318,0
2 1/2" Volum mare	1422	16	17	954,0
3" Volum mare	1473	18	19	1908,0

Funcționează în bune condiții și în sondele cu rații gaze-petrol ridicate. Întotdeauna se folosește în circuit deschis, echipamentul de suprafață fiind același ca la orice instalație de extracție hidraulică, figura 10. Agregatele hidraulice cu pompe cu jet pentru industria petrolieră sunt realizate de multe firme printre care firmele KOBE și ARMCO Fluid Packed Pumps.

Geometria de bază a secțiunilor de lucru la aceste pompe este aceeași, indiferent de firma constructoare, diferențe apar la modul în care fluidul intră și iese din pompa cu jet. În figura 14 este prezentată o pompă cu jet KOBE tip A. În afară de aceasta se mai întâlnesc și tipurile C, SSJ, TJP. În figura 15 este prezentată o pompă KOBE tip C, de capacitate mare. Spre deosebire de pompele cu jet ale firmei Kobe, cele realizate de firma Armco au caracteristic faptul că fluidul motor trece prin duză numai în circuit ascendent. În tabelul 3 sunt prezentate câteva caracteristici principale de la pompele cu jet Kobe și Armco.

Principiul de funcționare este cel al ejectorului, conform schemei din figura 16. Fluidul motor la presiune ridicată (p_1), la trecerea prin duză își mărește viteza și conform legii lui Bernoulli, în camera de amestec, se produce scăderea presiunii statice. Datorită acestei depresiuni, este aspirat fluidul din zăcământ (debitul Q_3 , presiunea p_3), care este antrenat împreună cu fluidul motor prin difuzor. Datorită creșterii de secțiune a difuzorului, viteza amestecului scade, având astfel loc o creștere corespunzătoare de presiune, necesară antrenării amestecului la suprafață. Caracteristicile reprezintă perechile de valori debit de fluid motor, furnizat de pompa de suprafață și debit de fluid extras, debitul provenit din sondă, fig.17.

Aceste caracteristici sunt introduse în funcție de presiunea de la pompa triplex (presiunea dezvoltată la suprafață) sau în funcție de presiunea la ieșirea din pompă, care este determinată de adâncimea sondei și de tipul de țevi de extracție. Se observă că aceeași presiune la ieșire, prin creșterea debitului de fluid motor, putem obține un debit mai mare de fluid extras în condițiile în care presiunea la intrarea în pompă și implicit la pompa de suprafață are valori mai mari.

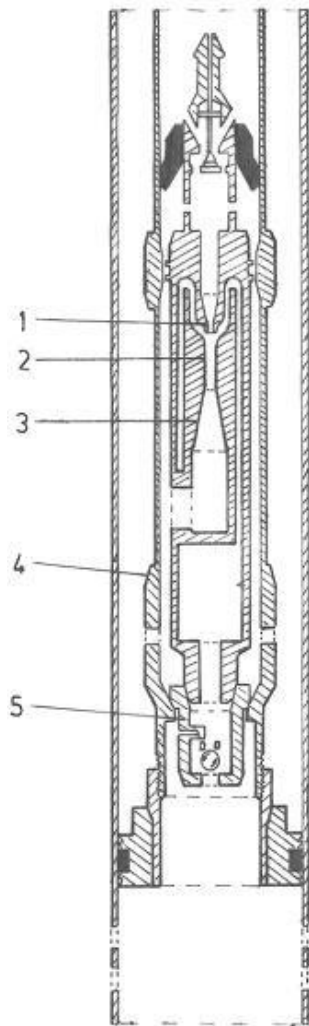


Fig. 14. Pompă cu jet KOBE, tip A: 1. duză; 2. cameră de amestec; 3. difuzor; 4. ansamblu de adâncime; 5. supapă fixă.

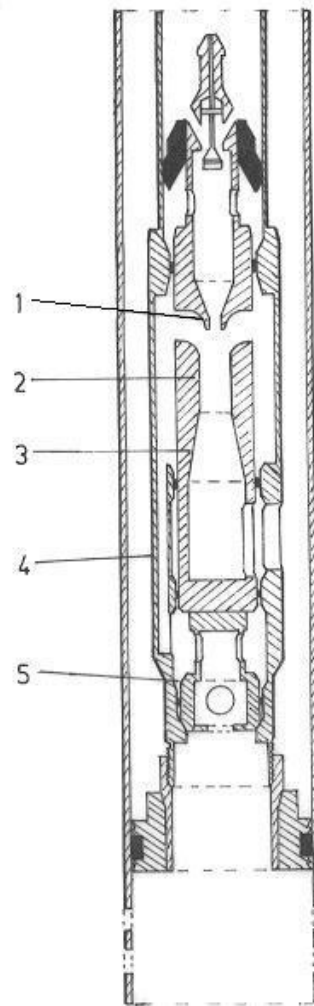


Fig. 15. Pompă cu jet KOBE, tip C: 1. duză; 2. cameră de amestec; 3. difuzor; 4. ansamblu de adâncime; 5. supapă egalizatoare cu un sens de circulație.

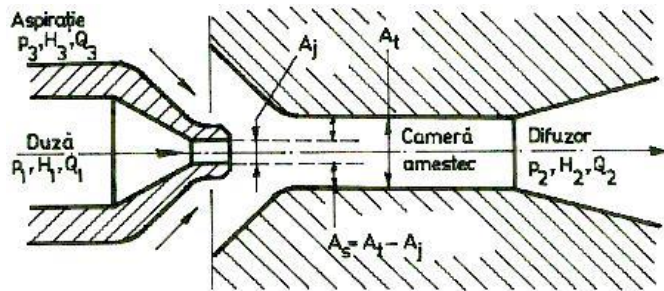
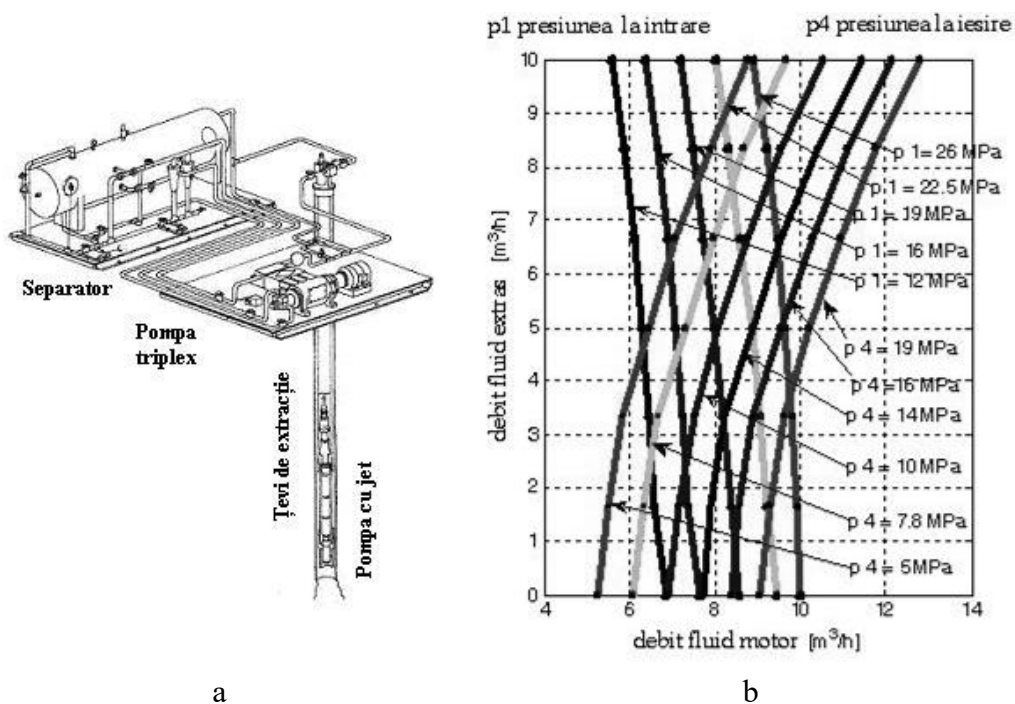


Fig. 16. Parametrii de calcul ai unei pompe cu jet.



a b
Fig. 17. Sistemul de pompare cu pompă cu jet:

a) structura sistemului de pompare cu jet; b) caracteristicile pompei cu jet; p_1 – presiunea la intrarea în pompă; p_4 – presiunea la ieșirea din pompă.

Se constată că exploatarea pompei cu jet se bazează pe introducerea unui anumit debit de la suprafață, la care în funcție de adâncimea sondei obținem o presiune la intrarea în pompă și un punct de echilibru la un anumit debit extras. Ca urmare cunoaștem debitul de fluid motor, adâncimea sondei și putem determina debitul de fluid extras, cunoscând bineînțeles caracteristicile sondei și tipul pompei cu jet.

5. Instalația de pompare echipată cu unități cu cavități progresive

Acest sistem de pompare constituie o simplificare a sistemului de pompare cu balansier, utilizând totuși prăjinile de pompare ca element de legătură cu sistemul plasat la talpa sondei. Tijele execută o mișcare de rotație, fiind utilizați stabilizatori pentru menținerea direcției garniturii de prăjini. La capătul inferior al acestora se găsește un rotor (șurub) introdus într-o cămașă (piuliță) care constituie pompa de adâncime; unitățile sunt numite cu șurub sau elicoidale după forma profilului elementelor pompei.

Sistemul de pompare este limitat din punctul de vedere al adâncimii de extracție la 1200–1400 m. Unitățile sunt reversibile putând funcționa atât ca pompă cât și ca motor. Între camerele unității (pompă sau motor) există diferențe de presiune. Camerele avansează progresiv în lungul organelor de lucru de la intrarea la ieșirea din unitate. Din această cauză unitățile se mai numesc și cu cavități progresive. Marele avantaj al acestei mașini hidraulice în comparație cu alte tipuri constă în faptul că în construcția ei nu intră supape și elemente de distribuție.

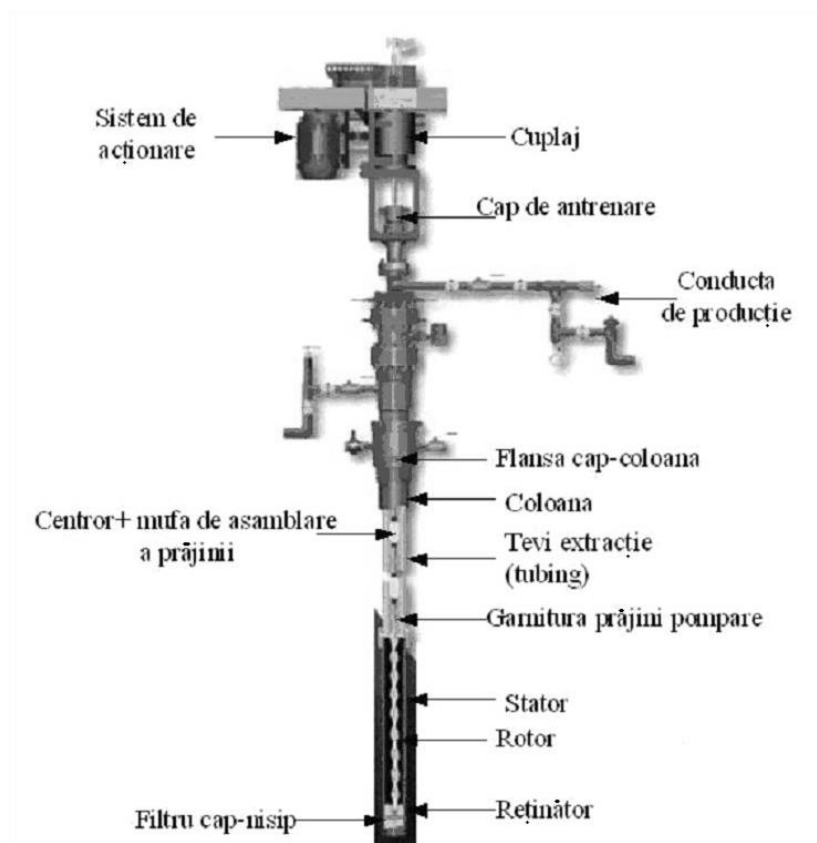


Fig. 18. Schema sistemului de pompare cu unități cu cavități progresive.

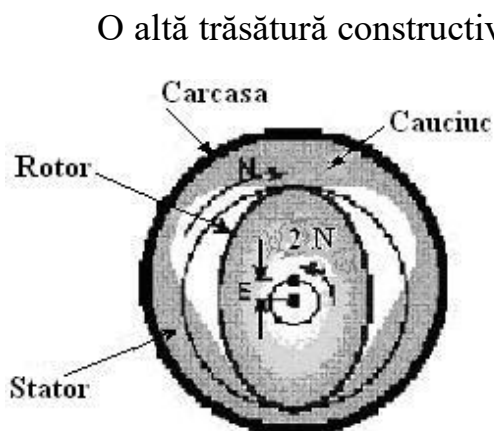


Fig. 19. Secțiunea transversală prin pompa cu cavități progresive.

tivitate redusă (a zăcămintelor înguste); la exploatarea sondelor cu debite variabile; la exploatarea sondelor de țitei cu un conținut ridicat de apă; la evacuarea apei din sondele de gaze.

Schema instalației de pompare este dată în figura 18. Echipamentul de adâncime al sondelor exploatare prin pompaj elicoidal cuprinde: pompa elicoidală; garnitura de prăjini de pompare (ce acționează rotorul pompei); coloana de țevi de extracție. Elementele pompei cu cavități progresive sunt: rotorul metalic în formă de șurub, cu un singur început; statorul din cauciuc cu aceeași formă, cu două începuturi (de obicei se preferă perechea șurub cu un început piuliță cu două începuturi dar pot fi și alte combinații).

Statorul este confecționat din cauciuc sau dintr-un elastomer rezistent la abraziune și coroziune, turnat în interiorul unei țevi de oțel cu perete gros. Țeava de oțel poate fi tratată prin nitrurare atunci când condițiile din sondă impun acest lucru. Cauciucul (elastomerul) cu care este căptușit statorul este format de regulă dintr-o singură bucată figura 19.

În interior, pe întreaga lungime a statorului sunt practicate canale elicoidale ("filet" interior cu două sau mai multe începuturi). Deci, condiția obligatorie este ca statorul să aibă un canal în plus față de rotor. Marea majoritate a firmelor construiesc pompe elicoidale la care rotorul este prevăzut cu un singur canal elicoidal, deci cu un singur început, iar statorul este prevăzut cu două canale elicoidale, deci cu două începuturi. La aceste pompe lungimea pasului statorului este dublă față de lungimea pasului rotorului. Mișcarea rotorului în interiorul statorului este, de fapt, o combinație de două mișcări: rotație în jurul propriei axe; rotație în jurul axei statorului, de sens opus primei mișcări.

La partea inferioară statorul este prevăzut cu un opritor care are rolul de a poziționa rotorul în stator, fixând și condițiile de aspirație în pompă. Statorul se introduce în sondă cu țevile de extracție, iar rotorul cu prăjinile de pompare. La pompajul elicoidal, prăjinile de pompare nu sunt supuse la solicitări variabile ca în cazul pompajului clasic.

Coloana de țevi de extracție

Rolul coloanei de extracție este de a susține statorul pompei elicoidale și de a asigura ascensiunea în sondă a fluidelor produse de strat, pompate de pompă și evacuate la suprafață. Stabilirea diametrului țevilor de extracție se face în funcție de dimensiunea pompei ce urmează a fi introdusă în sondă.

De asemenea la alegerea țevilor se va ține cont de modul de alcătuire a garniturii de prăjini de pompare, pentru a exista posibilitatea introducerii unor scule de instrumentație. Echipamentul de suprafață al sondelor exploatate prin pompaj elicoidal este format din: sistemul de acționare; capul de antrenare; motoare electrice.

Dimensiunile de gabarit ale echipamentului de suprafață în cazul folosirii sistemului de pompare cu pompe elicoidale sunt mult mai mici față de dimensiunile de gabarit ale echipamentului de suprafață în cazul pompajului clasic. De asemenea, unitatea de suprafață nu necesită o echilibrare ca în cazul unităților cu balansier, unde de altfel o echilibrare perfectă nu se poate realiza.

Sistemul de acționare

Sistemul de acționare asigură mișcarea de rotație a prăjinilor de pompare respectiv a rotorului pompei elicoidale. În majoritatea cazurilor, în cadrul sistemului de acționare se utilizează motoare electrice, dar pot fi utilizate și motoare termice sau hidraulice. Transmiterea mișcării de rotație se poate face cu viteză fixă sau cu viteză variabilă astfel că sistemele de acționare sunt cu viteză fixă sau variabilă. Sistemele de acționare cu viteză fixă sunt rigide dar permit, totuși, schimbarea vitezei în trepte de la 1 la 6 în funcție de diametrul roților de antrenare. Sistemul de acționare cu viteză variabilă permite realizarea unui domeniu larg de viteze de rotație, fie



Fig. 20. Principiul de lucru al pompei cu cavități progresive.

prin modificarea frecvenței în cazul utilizării motoarelor electrice, fie printr-un dispozitiv de control al turației în cazul utilizării motoarelor hidraulice.

Capul de antrenare

Capul de antrenare are rolul de: transmitere a mișcării de rotație de la sistemul de antrenare la prăjinile de pompare, respectiv la rotorul pompei, prin intermediul prăjinii lustruite; preluare a forței axiale de la prăjinile de pompare (forța dată de greutatea prăjinilor, greutatea lichidului și greutatea rotorului).

Motoarele electrice

Motoarele electrice utilizate sunt motoare trifazate, cu rotorul în scurtcircuit, cu bobinajul în colivie de veveriță, capsulate. Motoarele electrice au turații de 750, 1000 și 1500 rot/min.

Principiul de funcționare

Principiul funcțional este următorul: în timp ce rotorul se învâрте în interiorul statorului, între acestea se formează cavități ce „progresează” de la capătul de aspirație către cel de refulare, cărând fluidul volum cu volum prin pompă. Efectul este asemănător cu cel produs de o pompă cu piston care se găsește în mod continuu în cursa ascendentă, de refulare. Pentru a realiza pompajul țiteiului, sistemul nu trebuie să permită curgerea inversă din camera de refulare spre camera de aspirație, iar proiecția liniei de angrenare corespunzătoare lungimii totale a șurubului în plan transversal să reprezinte o curbă închisă.

Etanșarea strânsă dintre elicele rotorului și statorului, menține fluidul în cavitățile formate și datorită rotirii șurubului interior, fluidul este vehiculat cu un debit proporțional cu turația rotorului. În realitate există scurgeri, ce se datorează, mai multor factori, precum diferența de presiune dintre două etaje, uzura rotorului și a statorului, particulele solide ce se interpun între rotor și stator și care nu pot fi împinse în masa elastomerului pentru a realiza etanșarea. Etanșarea este obținută prin executarea diametrului rotorului puțin mai mare decât diametrul minim al statorului.

Presiunea diferențială se însumează de la o cavitate la alta astfel încât înălțimea de pompare este proporțională cu numărul de cavități respectiv cu numărul de etaje. Pentru a se evita o uzură excesivă a elastomerului, se recomandă ca presiunea diferențială să nu depășească 0,7 MPa/etaj. O pompă cu mai multe etaje realizează presiuni mai mari, respectiv adâncimi mari de pompare și debite mici, în timp ce o pompă de același diametru și de aceeași lungime cu cea inițială, dar cu un număr mai mic de etaje (lungimea pasului mai mare), realizează presiuni mici, respectiv adâncimi mici de

pompare și debite mari. Lungimea minimă necesară unei pompe pentru ca aceasta să realizeze acțiunea de pompare este egală cu lungimea unui pas. În acest caz, pompa este cu un singur etaj (treaptă), fiecare pas suplimentar constituind un nou etaj. O rotație completă a rotorului creează două cavități cu fluid. Când o cavitate se deschide, simultan cavitatea opusă se închide. Aria secțiunii transversale a acestor două cavități alăturate este dată de relația:

$$A = 4 \cdot d \cdot e \quad (5)$$

unde: d este diametrul rotorului; e – excentricitatea distanța dintre axa rotorului și centrul secțiunii circulare prin pompă. Așa după cum se observă din relația anterioară, aria secțiunii transversale este constantă. Rezultă că la o viteză de rotație constantă, debitul pompei este constant. Astfel, o caracteristică importantă a pompei o constituie faptul că debitul pompei nu este pulsator, acțiunea sa de pompare fiind frecvent comparată cu cea a unui piston care se deplasează într-un cilindru cu lungimea infinită. Cilindreea pompei V este egală cu:

$$V = A \cdot p = 4 \cdot d \cdot e \cdot p \quad (6)$$

unde: p este pasul statorului. La o înălțime de pompare zero debitul Q este direct proporțional cu cilindreea și cu turația n , a rotorului:

$$Q = V \cdot n = 4 \cdot d \cdot e \cdot p \cdot n \quad (7)$$

Pompa elicoidală fiind o pompă volumetrică, presiunea este independentă de viteză, presiuni mari putând fi generate chiar la viteze mici. Odată cu creșterea presiunii apar pierderi volumetrice proporționale cu presiunea, iar debitul se reduce corespunzător diagramele de funcționare prezentate de către firmele constructoare, în funcție de adâncimea de fixare a pompei. Pierderile volumetrice depind de: presiunea creată de pompă (presiunea diferențială dintre cavități); numărul de etaje; gradul de comprimare al statorului datorită introducerii rotorului și strângerii acestuia; vâscozitatea fluidelor vehiculate; temperatura la nivelul pompei.

Utilizarea pompelor elicoidale în extracția țițeiului prezintă următoarele avantaje: necesită investiții mici; sunt economice la instalare (datorită compactității instalației costurile de instalare sunt reduse, se elimină fundația necesară unităților de pompare cu balansier, asamblarea făcându-se direct pe flanșa capului de pompare); instalarea este mai rapidă și mult mai convenabilă decât la unitățile de pompare cu

balansier; siguranță în funcționare (prin construcția sa, instalația are toate părțile în mișcare protejate, neexistând pericolul accidentărilor); randament mare (construcția simplă a pompei elicoidale produce o frecare mică în cuplul rotor-stator, ducând la un randament mecanic ridicat; un cuplu rotor-stator corect ales aduce la un slipaj mic al lichidului, respectiv la un randament volumetric mare); pompele elicoidale necesită energie numai pentru ridicarea (liftarea) fluidului, nu și a prăjinilor; durata mare de funcționare (sistemul de pompare și construcția instalației asigură o durată mare de funcționare, ajungându-se la o durată de funcționare continuă de doi-trei ani); nu există pericolul blocării cu gaze (nu au supape care să se blocheze cu gaze); deoarece nu se blochează cu gaze, pompele elicoidale sunt ideale pentru eliminarea apei din sondele de extracție a gazelor naturale; întreținerea simplă (întreținerea instalației în exploatare este simplă, nefiind necesare procedee complicate sau scule și dispozitive speciale); perioadă mare de timp între intervenții; funcționare fără zgomot (datorită faptului că pompa debitează continuu, sarcina în instalația de suprafață este constantă și prin construcția sa, cu reductor conic, nivelul de zgomot este redus); sunt eliminate ruperile prăjinilor cauzate de greutatea lichidului; tipul de elastomer din care este confecționat statorul poate fi ales la cerere, astfel încât acesta să fie compatibil cu fluidele produse de sondă; debitul pompei ușor de ajustat; sistemul de acționare facilitează schimbarea vitezei de rotație în funcție de variația debitului produs de sondă (astfel ca viteza de rotație poate fi aleasă de așa natură, încât debitul pompei să fie egal cu debitul maxim pe care poate să-l producă stratul și care corespunde corelației de funcționare start-pompă); pot fi folosite pentru irigații; sunt capabile să pompeze țitei cu procente mari de apă și gaze; reduc emulsionarea fluidelor; nu sunt sensibile la solidele existente în fluidele vehiculate; sensibilitate mică la coroziune; debitează continuu și constant, evitând astfel pulsațiile în curgere (datorită acestui fapt se reduce posibilitatea depunerii parafinei și a solidelor); vehiculează fluide cu vâscozități ridicate; cheltuieli mici de întreținere; consum redus de energie electrică; uzura mai mică a prăjinilor de pompare și a țevilor de extracție (prăjinile de extracție sunt supuse la o solicitare constantă, în comparație cu pompajul clasic, unde sunt supuse la solicitări variabile).

Curs 4

Principalele categorii de utilaje dinamice folosite în sistemele de transport

În partea introductivă a cursului sunt reamintite categoriile de utilaje dinamice studiate de-a lungul studiilor de licență. Acestea sunt: pompele cu piston, pompele cu roți dințate, pompele cu șurub, pompele cu palete, pompele cu lobi, pompele cu inel de lichid, pompele centrifugale, compresoarele cu piston, compresoarele centrifugale, compresoare cu lobi, compresoare cu palete, compresoarele cu șurub, turbinele cu abur, turbinele cu gaze.

1

1. Pompele cu piston

La pompele cu pistoane creșterea presiunii lichidului de lucru se realizează prin modificarea volumului ocupat de către acesta. Acestea transformă energia mecanică în energie hidraulică, preponderent hidrostatică. Pompa cu piston este una dintre mașinile de lucru ale instalației de foraj (pompa de noroi), aceasta realizând circulația fluidului de foraj. De asemenea se folosesc la: extracția petrolului din sonde; pe agregatele de cimentare și fisurare hidrostatică; pentru vehicularea petrolului de la parcurile de separatoare la parcurile centrale și de aici către rafinării; la vehicularea petrolului și derivatelor acestuia în rafinării

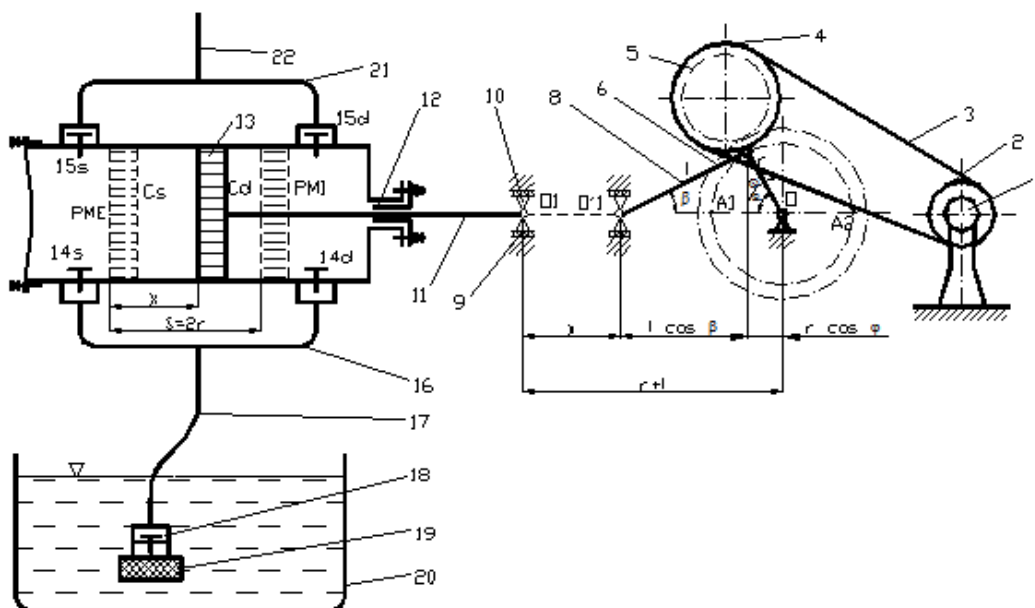


Fig.1. Pompă cu piston cu dublu efect

1-mașina de forță; 2-roată de curea sau lanț; 3-transmisie prin lanț sau prin curele; 4-roată de curea sau de lanț; 5-pinion; 6-coroană dințată solidară cu arborele cotit; 7-manivelă; 8-bielă de lungime l ; 9-glisieră; 10-capul de cruce; 11-tija pistonului; 12-cutie de etanșare; 13-organ de lucru (piston); 14-supape de aspirație; 15-supape de refulare; 16-colector de aspirație; 17-conductă de aspirație; 18-clapetă de reținere; 19-sorb; 20-rezervor de aspirație; 21-colector de refulare; 22-conductă de refulare; A-butonul manivelei; r -raza manivelei.

Avantajele pompelor cu pistoane sunt: randamentul este mare nefiind influențat de vâscozitatea lichidului pompat; presiunea de pompare poate fi oricât de mare și este independentă de debit. Din punct de vedere al utilizării lor la transportul petrolului brut și al produselor petroliere prin conductele magistrale, pompele cu piston prezintă mai multe dezavantaje: dimensiuni de gabarit mari în special la debite mari; posibilități limitate de reglare a regimului fără oprirea agregatului; cost relativ ridicat; condiții de exploatare mai dificile; necesitatea montării amortizoarelor de pulsații a debitului; imposibilitatea de a transporta petrol brut care conține chiar foarte puține impurități solide; dificultatea automatizării funcționării stațiilor de pompe. Construcția pompelor cu piston se poate vedea în fig. 1 (o secțiune prin cilindrul unei pompe cu piston cu dublu efect) împreună cu sistemul de antrenare. Pentru o pompă cu dublu efect s-a reprezentat și debitul în fig. 2,b.

Un timp de pompă utilizat în zonele cu pericol de explozie este **pompa cu piston acționată cu abur**, prezentată în figura 2.

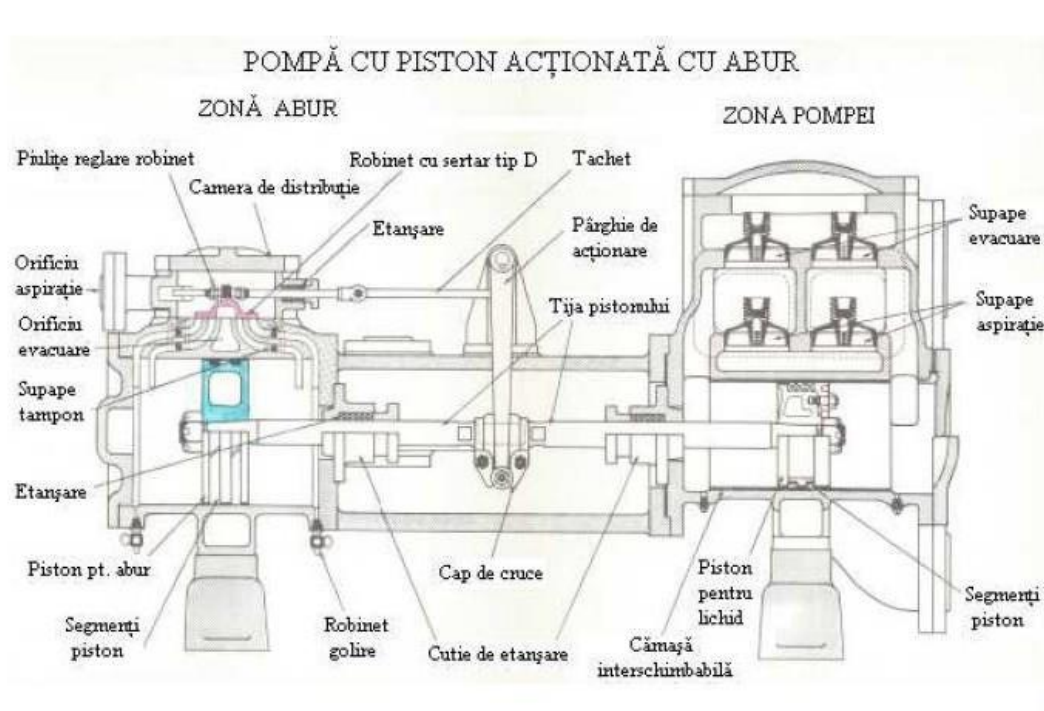


Fig. 2. Pompa cu piston acționată cu abur.

La pornire ventilele de purjare ale carcasei pompei sunt închise, iar robinetul de aspirație este deschis încet. Apoi, ventilele de purjare ale pompei sunt întredeschise pentru a se evacua orice urmă de aer sau vapori din pompă. Această operație se numește amorsarea pompei. Atunci când carcasa pompei este plină cu lichid, pompa este gata de funcționare. Ventilele de purjare de pe cilindrul pentru abur trebuie să fie închise. Apoi, robinetul de admisie a aburului este deschis încet, permițând intrarea aburului în camera de distribuție a aburului, unde un robinet de tip D aspiră și evacuează abur din cilindru. Mișcarea acestuia este acționată de către un tchet, conectat la tija pistonului prin intermediul unei pârghii de acționare. Când pistonul se deplasează către capătul dinspre interior al sistemului de acționare cu abur, tchetul se deplasează către capătul dinspre exterior. Această mișcare închide supapa de admisie a aburului și deschide supapa de evacuare din capătul dinspre exterior al cilindrului. Acest lucru se produce în sens invers la capătul dinspre interior al cilindrului. Când această pompă este închisă, conducta de admisie a aburului este întâi închisă, iar apoi robinetele de golire ale

cilindrului pentru abur sunt deschise. Robinetele de golire trebuie lăstate deschise, dacă este posibil, pentru a se preveni formarea condensatului.

2. Pompe cu roți dințate

Pompele cu roți dințate sunt ansambluri simple din punct de vedere constructiv la care elementele de bază sunt cele două pinioane, unul conducător, celălalt condus. Mișcarea de rotație a pinioanelor se realizează prin antrenarea de la o sursă de putere exterioară pompei a unuia dintre arborii pe care acestea sunt montate, prin angrenare transmițând-se mișcarea la arborele condus. Aceste pompe sunt mașini hidraulice care admit turații înalte.

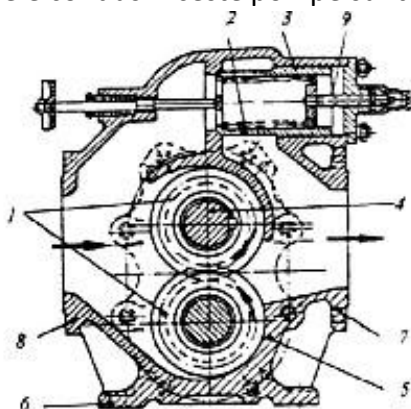


Fig. 3. Pompă cu roți dințate cu angrenare angrenare exterioră, cu debit constant.



Fig. 4. Pompă cu roți dințate cu angrenare interioară.

Pompa cu roți dințate cu angrenare exterioră reprezintă cel mai des întâlnit tip de pompă cu angrenaje. Din punct de vedere constructiv, este compactă, cu o fiabilitate ridicată, are un domeniu larg de utilizare pentru presiunile și debitul realizate. Constructiv, o asemenea mașină arată ca în fig. 3. O pompă simplă cu angrenaj cilindric este formată din două roți dințate, amplasate într-o carcasă închisă lateral cu două capace ce susțin lagărele. Una dintre roți (pinionul) este antrenată de un motor printr-un arbore.

3. Pompele cu șurub

Pompele cu șurub sunt constituite în general dintr-un corp în care sunt prelucrate trei alezaje suprapuse, în care sunt montate trei șuruburi axiale paralele. Filetul la aceste șuruburi are forma trapezoidală. Șurubul central este conducător sau motor, iar celelalte două șuruburi, aflate de o parte și de alta sunt conduse sau antrenate.

Principiul de funcționare: fluidul debitat nu se rotește, ci se mișcă rectiliniu. Șurubul motor se comporta asemeni unui piston fără sfârșit care se mișcă în mod continuu antrenând lichidul de la orificiul de aspirație spre orificiul de refulare.

Debitul poate fi modificat în funcție de viteza de rotație. Pompele cu șurub sunt utilizate în industria petrolieră și chimică pentru efectuarea refulării lichidelor cu vâscozitate ridicată.

Pompele cu șuruburi, construite fie în varianta verticală fie orizontală, au un număr de două până la cinci șuruburi. La pompele cu mai mult de un șurub, acestea sunt dispuse paralel între ele, iar mișcarea de rotație se transmite de la un șurub „conducător” la șuruburile „conduse”, fie prin angrenarea directă, prin contact al spirelor șuruburilor, fie printr-un angrenaj de roți

dințate situat la capetele rotoarelor (în acest caz, spirele șuruburilor nu se află în contact). La pompele cu mai mult de două șuruburi, roțile dințate de sincronizare pot să nu mai apară. Fenomenul de pompare la aceste tipuri de pompe are loc prin variația de volum ce se desfășoară în timpul unei rotații complete a organelor de lucru ale pompei. Astfel, în prima jumătate a rotației are loc creșterea volumului însoțită de scăderea presiunii sub valoarea presiunii atmosferice, ceea ce are ca efect aspirația lichidului, iar în a doua jumătate a rotației are loc micșorarea volumului și deci refularea lichidului în conducta de refulare. La rotirea șuruburilor, lichidul din camera de aspirație umple golurile dintre flancurile șuruburilor și carcasa, pătrunde într-un spațiu închis, mișcându-se în lungul canalelor elicoidale, după care este împins în camera de evacuare.

Pompele cu șuruburi sunt recomandate de avantajele mari pe care le au față de alte tipuri de mașini volumice:

- realizează presiuni mari de refulare, la gabarite mici și randamente înalte;
- funcționează fără cavitație la turație înaltă și au o umplere bună;
- sunt fiabile și ușor de întreținut;
- variațiile de presiune pe conducta de refulare sunt mici datorită constanței debitării; nu apar pulsații de debit chiar la turații ridicate.
- au o funcționare silențioasă
- nu au numeroase piese în contact reciproc
- pot fi antrenate direct de motoarele electrice.

Cu toate acestea, pompele cu șurub prezintă și unele dezavantaje:

- sunt sensibile la impuritățile din fluide;
- aceste pompe au un randament scăzut
- tehnologia de execuție este complicată.

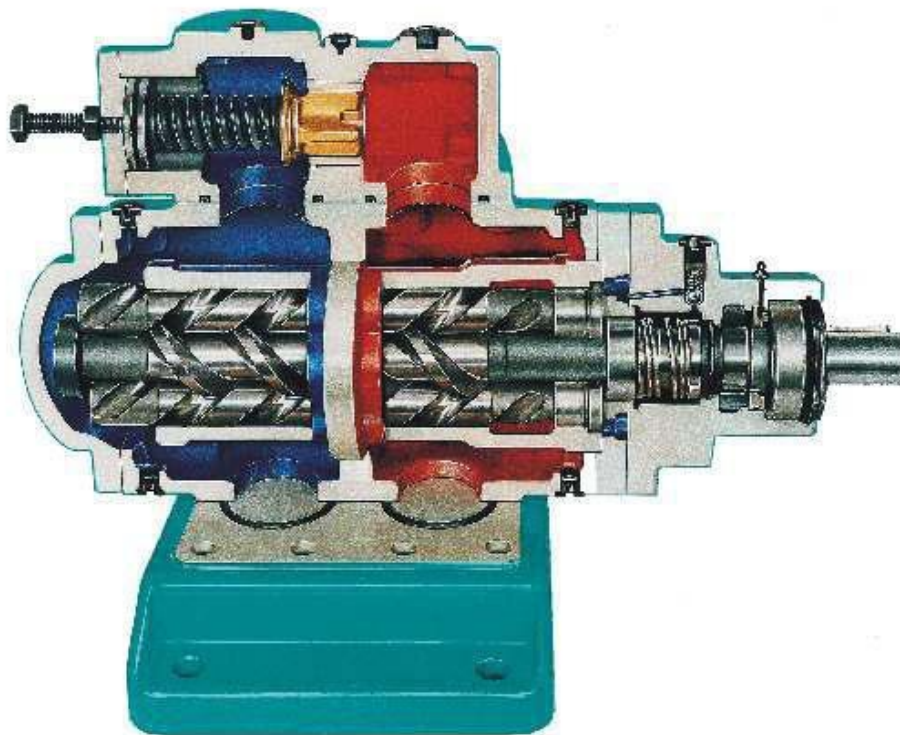
În continuare o să explicăm câteva dintre avantajele și dezavantajele menționate. O caracteristică deosebit de importantă a pompelor cu șurub o reprezintă continuitatea debitului, care are un grad de neuniformitate foarte redus, comparabil cu cel al pompelor centrifuge. Aceasta se explică prin faptul că mișcarea de rotație a rotorului este o mișcare continuă, cu viteză uniformă, de aceea lichidul cuprins în spațiul delimitat de spirele șuruburilor și carcasa pompei înaintază cu aceeași viteză și, spre deosebire de pompele cu mișcare alternativă, debitarea are loc continuu, practic fără variații sesizabile.

O altă caracteristică importantă a acestor pompe o constituie lipsa organelor de distribuție (supape, sertare), aici rolul separării și etanșării spațiului de refulare de cel de aspirație fiind preluat de spirele șuruburilor și de jocul redus dintre acestea și carcasa pompei. Lipsa organelor de distribuție contribuie, de asemenea, la uniformizarea debitului.

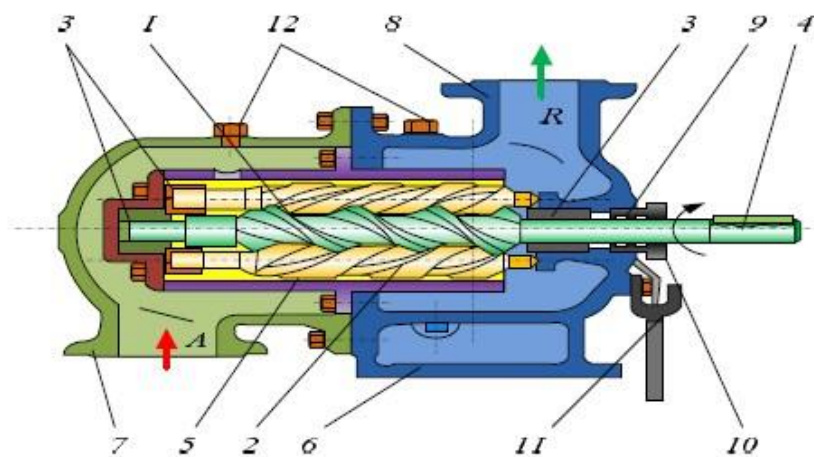
După un prim ciclu de funcționare (după prima umplere cu lichid) mașinile cu șurub sunt autoamorsabile. Pentru evitarea deteriorărilor subansamblelor pompei datorită creșterii accidentale a presiunilor, pe zona de evacuare a fluidului se dispune o supapa de siguranță care poate dirija vâna de fluid în galeria de aspirație la atingerea presiunii maxime reglate. Randamentul volumic al pompei depinde direct proporțional de lungimea șuruburilor.

Pompe cu trei șuruburi. În fig. 5 este prezentată o secțiune printr-o pompă cu trei șuruburi. Șurubul central este motor, iar celelalte două laterale sunt conduse. Filetul șurubului central este pe dreapta, iar al șuruburilor laterale pe stânga; filetele se execută de regulă cu două începuturi cu profil cicloidal. Deoarece spațiile sub presiune înconjoară șuruburile în angrenare, forțele (laterale) radiale asupra acestora se autoechilibrează. Randamentul acestor pompe este totuși mai mic decât al pompelor cu roți dințate datorită frecărilor relativ mari în

angrenări. Se remarcă faptul că fluidul debitat nu se rotește în interiorul pompei, ci se deplasează rectiliniu, rotorul comportându-se ca un piston fără sfârșit care se mișcă în mod continuu.



a



b

Fig. 5. Pompă cu trei șuruburi: a) fotografia; b) schema de principiu cu 1- șurub conducător; 2- șurub condus ; 3- lagăr de alunecare; 4- arbore; 5- carcasă; 6- postament; 7- flanșă aspirație; 8- flanșă refulare; 9- garnituri inelare; 10- presetupă ; 11-orificiu drenaj ; 12- orificiu manometru.

Pompe cu două șuruburi. Pompele cu două șuruburi sunt pompe volumice cu mișcare de rotație la care organele de lucru sunt alcătuite din două rotoare cu profil elicoidal, dispuse paralel într-o carcasă comună. Șuruburile pompei sunt unul cu pas dreapta, celalalt cu pas stânga, unul este condus, celalalt conducător. Lungimea șuruburilor trebuie să fie mai mare decât pasul filetelui.

Angrenarea celor două rotoare nu este o angrenare de contact între profilurile elicoidale corespondente, mișcarea de rotație fiind transmisă de la șurubul conducător la cel condus prin două roți dințate montate la capetele exterioare ale celor două șuruburi aflate în afara camerei de lucru a pompei. Deoarece profilurile șuruburilor nu sunt în contact, rezultă că între spațiile de aspirație și cele de refulare există o comunicare deschisă, care permite o circulație a lichidului din zona cu presiune mai mare în zona cu presiune mai mică. Interstițiile care urmăresc linia de angrenare fiind foarte mici, de ordinul 0,05...0,2 mm, se limitează valoarea debitului de lichid recirculat. Astfel, aceste pompe au căpătat și denumirea de *pompe cu șurub neermetice*. Din cauza neermeticității, presiunile maxime ce se pot obține la aceste pompe nu depășesc, de regulă, 16 bar. Domeniul lor de utilizare este diferit de cel al pompelor cu trei șuruburi, deoarece angrenarea, nefiind de contact, pompele pot vehicula și lichide neunguente sau lichide cu particule în suspensie. Secțiunea transversală din profilul dintelui, la o pompă cu două șuruburi neermetică, arată că profilul este o curbă evolventă. La aceste pompe, profilul dinților este degenerat de o rigletă care poate fi dreptunghiulară, trapezoidală sau combinată. Dispunerea șuruburilor în pompă este astfel făcută încât profilurile flancurilor se întrepătrund, de aceea sensul de înfășurare a elicei unui șurub este dreapta, iar a șurubului conjugat, stânga. Ca principiu de funcționare, pompele cu șuruburi neermetice realizează fenomenul de pompare prin variația ciclică a volumului unui spațiu geometric între o valoare minimă și una maximă.

Precizări referitoare la materialele de construcție. Carcasa pompelor cu două șuruburi este confecționată din fontă cenușie. La unele construcții speciale, cum sunt pompele destinate serviciilor din rafinării sau pompele care vehiculează lichide cu temperaturi foarte ridicate, până la 400 °C, carcasa este confecționată din oțel de înaltă rezistență, capabil să preia șocurile termice. Șuruburile se execută din oțeluri aliate și se nitrurează, obținându-se duriități ale suprafeței de 800...900 HB. Durificarea suprafețelor șuruburilor este necesară, deși flancurile spirelor nu sunt în contact, pentru a împiedica uzura șuruburilor atunci când se pompează lichide ce conțin particule abrazive în suspensie. Astfel, impuritățile de dimensiuni foarte reduse care pot pătrunde în interstiții nu vor afecta suprafețele durificate, fiind în cele din urmă eliminate odată cu lichidul vehiculat. Șuruburile se confecționează pe mașini de frezat orizontale, folosind ca scule așchietoare freze disc de profil corespunzător. Materialul sculei trebuie să fie rezistent la uzură pentru a nu se decalibra și modifica astfel profilul inițial. Scula poate fi considerată satisfăcătoare dacă realizează 20...25 de șuruburi fără a necesita o nouă reascuțire. Pentru obținerea profilului final al șuruburilor, se mai întâi freze de degroșare și apoi freze de finisare. În timpul prelucrării, șurubul trebuie să fie bine rigidizat în suportul său, pentru a nu suferi deformări.

Pompe cu un singur șurub. Schema cinematică funcțională a pompei cu un singur șurub a fost realizată pentru prima dată de matematicianul francez René Moineau, cunoscută în plan mondial ca pompa „MOHNO”. Pompele cu un șurub sunt uneori denumite pompe cu stator elicoidal din cauciuc. Constructiv, pompa cu un singur șurub (fig. 6) este alcătuită dintr-un rotor cu profil elicoidal (șurub) cu un singur început, având unghiul de înclinare al spirei de 57°...60°. După cum se observă și în figura 7, rotorul este realizat sub forma unui șurub cu filet foarte alungit, proiecția în planul secțiunii longitudinale a axului și suprafeței laterale a șurubului fiind o sinusoidă notată prin *b, c, d*. Rotorul este plasat excentric într-un stator, care are de asemenea profil elicoidal, dar cu două începuturi diametral opuse. Rotorul este confecționat din oțel, iar statorul din cauciuc sau material plastic. Mișcarea de la motorul electric la rotorul melcat se transmite prin intermediul a doi arbori, unul principal și unul

intermediar, cuplați între ei prin intermediul unor cuplaje cardanice. Rotorul melcat are pasul suficient de mare (2,5-3 ori diametrul arborelui), iar statorul din cauciuc are la interior un canal elicoidal cu pas dublu față de cel al rotorului în secțiune transversală. Datorită poziției excentrice a rotorului față de axa statorului, la rotire, rotorul va executa o mișcare de rostogolire pe suprafața statorului, iar spițele rotorului vor delimita volume închise care se deplasează în lungul axului.

Etanșitatea dintre spațiul de refulare și cel de aspirație se realizează pe linia de contact dintre rotor și stator. Datorită construcției sale, pompa poate vehicula lichide ce conțin particule în suspensie, deoarece o particulă antrenată pe spira rotorului, mult rotunjită, este apăsată de acesta pe suprafața statorului, care fiind din cauciuc, se deformează și permite antrenarea particulei de către lichidul vehiculat. În felul acesta nu se produc uzuri ale suprafețelor de contact, mișcarea elementelor angrenate fiind de rostogolire și nu de alunecare.

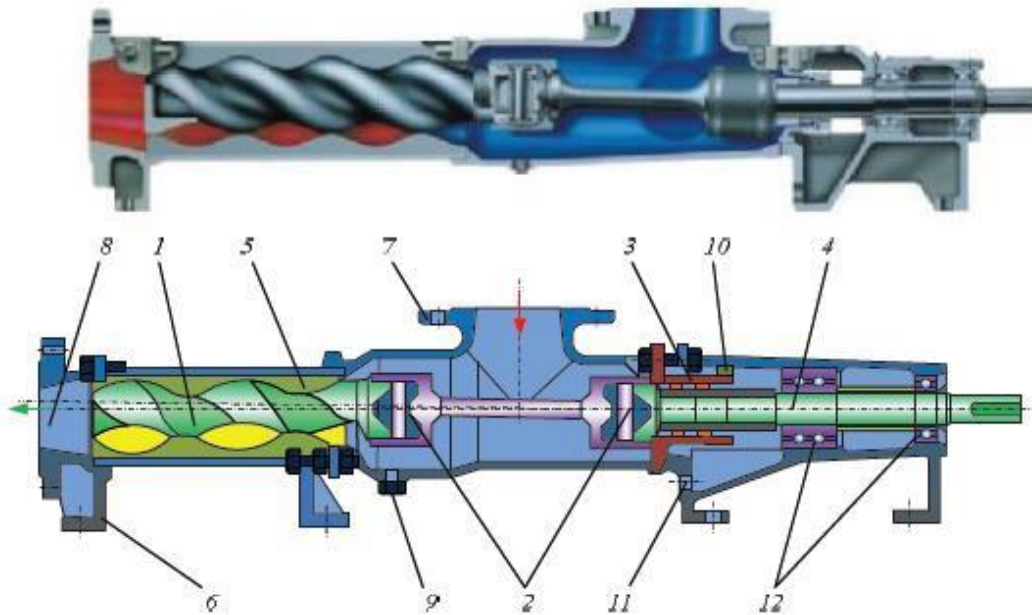


Fig. 6. Pompă cu un șurub. 1- rotor elicoidal; 2- articulații cardanice sau sferice; 3- garnituri inelare; 4- arbore; 5- stator ; 6- postament; 7- flanșă de aspirație; 8- flanșă de refulare; 9- orificiu pentru manometru; 10- presetupa ; 11- orificiu pentru drenare; 12- lagăr de rostogolire.

Aceste pompe pot vehicula lichide cu viscozități foarte mari, până la 10 000 cSt, de exemplu: melasă, pastă de tomate, smântână, borhoturi de fructe cu sămburi și alte lichide asemănătoare.

Materiale de construcție. Rotorul se execută de obicei din oțeluri aliate cu Cr – Ni sau Cr – Ni – Mo. Suprafața sa de lucru se durifică prin cromare sau nitrurare ionică, obținându-se durități de minimum 45 HRC. Suprafața de lucru se prelucrează foarte fin (se lustruiește). Pentru pomparea produselor alimentare, rotorul se execută din materiale sintetizate (oxizi ceramici) și se emailează. Statorul se execută, în general, din cauciuc de diverse calități, fie cauciuc natural, fie sintetic (Neopren, Perbunan), de diverse durități. În unele cazuri se folosesc și masele plastice (teflon, polipropilenă). Statorul este vulcanizat într-o cămașă exterioară, care poate fi confecționată din fontă cenușie sau oțel. În unele situații, când pompa este destinată să vehiculeze materiale abrazive, cămașa pompei este prevăzută cu creștături longitudinale, care-i conferă o oarecare elasticitate. Astfel, pe măsura uzării statorului, cămașa se strânge cu

ajutorul unor coliere și face ca statorul elastic să îmbrace mai strâns rotorul, asigurând etanșeitatea inițială. În timpul unei rotații de 2π radiani, secțiunea circulară a șurubului „mătură” o arie de valoare $A=\pi d^2/4 + 4ed$ (d - diametrul șurubului; e - excentricitatea) și, în același timp volumele de lichid sunt deplasate către refulare (fig. 7). Întrucât axa rotorului se deplasează în timpul mișcării față de axa suprafeței interioare profilate a statorului, antrenarea se face de regulă cu ax cardanic.

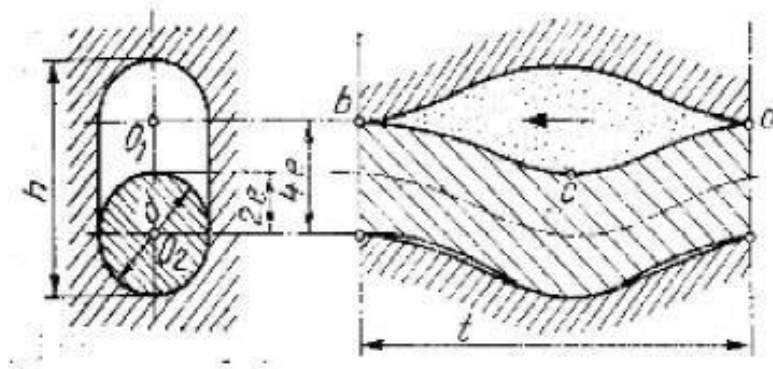


Fig. 7. Secțiuni prin rotorul pompei cu un singur șurub.

Performanțe și domenii de utilizare. Pompele sunt autoamorsabile și pot avea valori ale randamentelor până la 0,6. Nu se folosesc în general la transferul fluidelor care conțin suspensii mecanice. Ating în mod uzual presiuni de până la 200-300 bar și debite cuprinse între 50 și 15 000 l/min la turații de 1500 până la 3000 rot/min. Se utilizează la vehicularea impurităților, a produselor vâscoase de la epurare, la circulația uleiului în instalații, la transferul combustibilului de alimentare, la transferul diferitelor lichide și în acționările hidraulice.

4. Pompe volumice cu palete glisante (cu lamele)

Construcția și principiul de funcționare, Sunt mașini hidraulice dublu reversibile, deci atât din punct de vedere al sensului conversiei, cât și din punctul de vedere al sensului de debitare. Volumele de lucru sunt delimitate de paletetele glisante, rotor și stator. După modul cum se realizează aspirația, pompele cu lamele pot fi cu aspirație interioară sau cu aspirație exterioară.

În general, sunt cu acțiune simplă. Asta înseamnă că în timpul unei rotații complete a rotorului spațiile de lucru efectuează un singur ciclu aspirație -transfer-refulare. În practică, totuși se pot întâlni și pompe cu paletete glisante cu acțiune multiplă, care, prin comparație cu cele cu acțiune simplă, prezintă avantajele:

- debitare uniformă;
- echilibraj mai bun (posibilitate redusă de apariție a vibrațiilor);
- presiuni și debite mai mari;
- construcție mai compactă.

În figurile 8 și 9 sunt prezentate două variante constructive de pompe cu lamele cu simplă acțiune - cu aspirație exterioară în fig. 8 și cu aspirație interioară în fig. 9. S-au făcut notațiile: 1-rotor; 2-lamele (paletete); 3-arbore motor; 4-carcasa pompei; 5-galeria de aspirație; 6-galeria de refulare. La rotația în sensul săgeții, la prima jumătate de cursă, volumele de lucru delimitate de rotor, paletete și stator variază crescător generând aspirația. Pe a doua jumătate de cursă, volumele de lucru descresc și se produce refularea. La acest tip de mașină reglarea debitului se face prin modificarea valorii excentricității „e”.

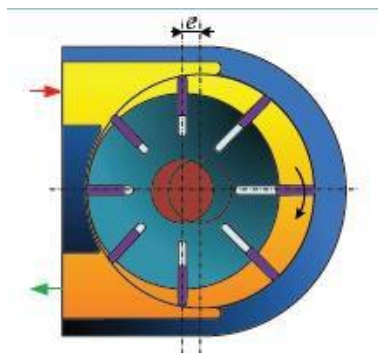


Fig. 8. Pompă cu lamele cu aspirație exterioară.

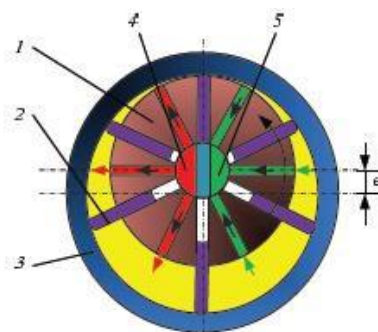


Fig. 9. Pompă cu lamele cu aspirație interioară.

9

În fig. 10 este prezentată o pompă cu lamele cu acțiune dublă pentru care s-au făcut notațiile: 1-rotor; 2-stator; 3-lamele (palete); 4, 5, 6, 7-fante de aspirație-refulare. Fantele 4 și 6 comunică prin canale interioare cu galeria de aspirație, iar fantele 5 și 7 cu galeria de refulare. Statorul, la partea sa interioară, are o formă special aleasă astfel încât porțiunile de curbă situate între fante să fie arce de cerc descrise cu raze din centrul rotorului, iar porțiunile care corespund fantelor să fie descrise de curbe conjugate la curbele dintre fante. Această configurație face ca la trecerea a două paletă prin porțiunile concentrice cu centrul rotorului, lichidul să nu mai fie comprimat, scăzând astfel solicitarea lagărelor

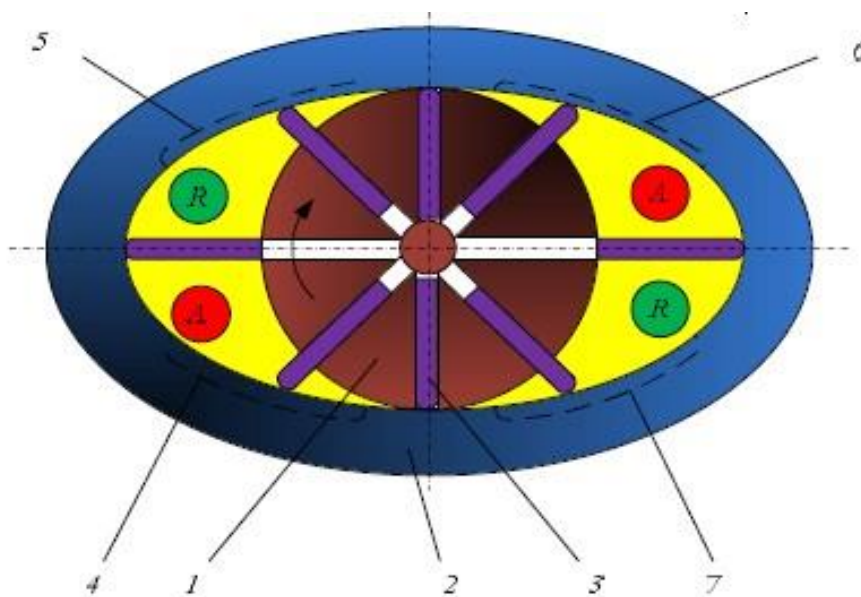


Fig. 10. Pompă cu lamele cu acțiune dublă

Contactul paletelor glisante cu statorul este asigurat fie prin arcuri lamelare montate pe fundul canalului, fie prin intermediul unor articulații cu culisă, fie pe baza presiunii hidraulice. Când o paletă intră în zona fantei 4, ea începe să iasă din canal astfel încât spațiul dintre două paletă vecine să se mărească și să se producă aspirația. Când paletele trec prin zona dintre fantele 4 și 5, deplasarea lor încetează deoarece această porțiune este concentrică cu rotorul. La intrarea în zona fantei 6, spațiul dintre paletă se mărește și are loc o nouă aspirație. Refularea are loc în corespondența fantelor 5 și 7, unde volumele scad.

Se poate, deci, observa faptul că pe parcursul unei rotații complete, o paletă efectuează patru curse: două de aspirație și două de refulare.

Mașinile cu lamele realizează presiuni de până la 100 bar - cele cu acțiune multiplă până la 150 bar - și debite de până la 300 l/min - cele cu acțiune multiplă până la 1000 l/min. Ca pompe, sunt utilizate la instalațiile de transfer al uleiului sau combustibilului și la acționările hidrostatice.

Materiale. La construcția pompelor cu palete trebuie să se țină seama de condițiile specifice de funcționare ale acestor pompe și, în funcție de aceste condiții, să se aleagă materialele. Paletele, dintre toate piesele pompei, sunt cele mai solicitate la uzură.

Acestea sunt apășate pe stator de o forță considerabilă, astfel încât lichidul dintre vârful paletei și suprafața interioară a statorului este expulzat și se produce, deci, o frecare uscată. Din această cauză, paleta se încălzește excesiv și poate depăși temperatura de revenire a materialului, astfel încât poate avea loc o uzură extrem de rapidă, în câteva ore sau chiar minute.

De aceea, ca material pentru palete, se folosește, de obicei, oțelul cu temperatură de revenire mai înaltă și cu o bună rezistență la uzură. Paletele se călesc, iar după călire, duritatea paletelor trebuie să fie de 58...62 HRC. Statorul se execută din oțel crom-nichel. Suprafața interioară a statorului se cianurează sau se cimentează. După călire, duritatea acestei suprafețe trebuie să fie 60...64 HRC. Rotorul se execută din oțel crom-molibden. Suprafețele canalelor de glisare pentru palete și suprafețele în frecare ale rotorului se cimentează și se călesc. După tratament, acestea trebuie să aibă duritatea 60...64 HRC. Discurile laterale se execută din bronz cu staniu. Condițiile de etanșare la aceste pompe necesită ajustaje strânse, piesele trebuind să fie executate cu o înaltă precizie. Astfel, jocul dintre paletă și canalul din rotor trebuie să fie minim, dar trebuie să permită lunecarea paletei prin canal, datorită forței centrifuge. De aceea, atât suprafața canalelor de glisare, cât și a paletei se prelucrează fin. Ajustajul rotorului în stator trebuie să îndeplinească următoarele condiții: rotorul nu trebuie să fie strâns între șaibele laterale; să micșoreze frecarea dintre suprafețele frontale ale rotorului și șaibele laterale; să compenseze eventualele abateri de la perpendicularitate ale suprafețelor rotorului față de axa lui.

Prin mărirea jocului dintre rotor și stator în sens axial, se ajunge la o scădere a randamentului volumic al pompei. Pentru a avea o etanșare bună, deci un randament volumic ridicat, este indicat ca jocul lateral dintre rotor și stator să fie cuprins între limitele 0,03 și 0,05 mm.

Lățimea paletelor trebuie să fie egală cu lățimea rotorului. Dacă lățimea paletelor este mai mare decât a rotorului, atunci paletele pot fi prinse între șaibele laterale și se pot înțepeni. Dacă lățimea lor este mai mică decât a rotorului, atunci se produc pierderi prin neetanșeități, deci scade randamentul volumic.

5. Pompe cu lobi

Construcție și funcționare. Pompa cu lobi se realizează obișnuit în variantele cu doi sau cu trei lobi. Funcțional, aceste pompe pot fi asemănată cu pompele cu roți dințate cu doi sau cu trei dinți la un rotor, însă dinții sunt înlocuiți cu lobi și fiecare rotor este antrenat separat de la arborele de putere, sincronizarea rotirii rotoarelor fiind asigurată dintr-o pereche de roți dințate sau alte mijloace, amplasate în afara cavității de pompare, legate cinematic cu arborii rotoarelor. Lobii nu sunt practic în contact în timpul rotirii, între lobi existând un joc al cărei mărime este dependentă de vâscozitatea lichidului pompat. Pompa este utilizată pentru o gamă largă de viscozități. Lichidul pompat nu trebuie să aibă proprietăți de lubrifiere ca în cazul pompelor cu roți dințate.

La unele pompe schimbarea capacității pompei, la o turație dată, se realizează prin schimbarea lungimii active a rotorului sau schimbarea lobilor cu forme diferite. Pentru vâscozități mari se aleg jocuri mai mari între lobi, pentru a limita creșterea puterii de antrenare, iar la vâscozități mici, jocurile se diminuează, pentru a limita pierderile cauzate de curgerile inverse de lichid. Creșterea jocurilor în cazul fluidelor vâscoase permite menținerea turației fără creșterea excesivă a zgomotului sau vibrațiilor, totuși turația trebuie să fie limitată pentru a se evita apariția discontinuităților în curgerea fluidului sau apariția cavitației. Randamentul acestor pompe este cel puțin egal cu cel al pompelor cu roți dințate.

Spre deosebire de pompele cu roți dințate, aici lichidul este deplasat într-un număr mai mic de celule, care sunt însă de volum mare. Variantele constructive de pompă cu doi lobi și pompă cu trei lobi sunt arătate în fig. 11 a), respectiv 11 b). Aceste pompe lucrează la fel cu pompele cu roți dințate, însă forma lobilor permite să se evite suprasolicitățile la care sunt supuse pompele când între dinții roților aflați în angrenare este presat lichidul cuprins între dinți și nerefulat. Principiul de funcționare pompelor cu lobi, se bazează în principal pe rotirea în direcții diferite a unei perechi de lobi, instalați în interiorul corpului pompei. Lobii sunt fixați pe arbori, care sunt conectați la un angrenaj extern. Arborii sunt prevăzuți cu roți dințate, localizate în interiorul angrenajului și care transmit puterea mecanismului de acționare la arborele intermediar.

Rotirea arborilor este sincronizată de așa manieră încât în procesul de funcționare lobii nu intră în contact unul cu celălalt. În figura 12 se prezintă fazele de lucru ale pompei cu lobi. La ieșirea lobilor din poziția de contact, se mărește volumul spațiului de aspirație, antrenând o rarefiere din direcția racordului de intrare (fig. 12- 1). Aceasta duce la pătrunderea lichidului în interiorul corpului pompei. Lichidul pompat este deplasat de-a lungul corpului pompei (fig.12- 2 și fig. 12- 3) de la partea de aspirație către cea de evacuare a pompei (fig. 12 - 4). La apropierea lobilor, spațiul dintre aceștia se reduce, ceea ce generează creșterea presiunii în direcția racordului de ieșire. Aceasta conduce la pomparea lichidului din corpul pompei spre ieșire (fig. 12- 5).

Avantajele pompelor cu lobi. Cele mai importante particularități ale pompelor cu lobi sunt:

1. Construcție igienică
2. Pomparea produselor consistente. Procesul pomparei lichidului prin pompă se efectuează la o viteză scăzută, datorită acestui aspect, lichidul pompat nu suferă modificări structurale.
3. Debitul uniform. Principiul de funcționare pompei asigură un debit continuu, care circulă practic fără pulsații, proporțional cu viteza de rotație a lobilor.
4. Corpul rezistent. Construcția și calitatea materialelor utilizate, precum și precizia fabricării tuturor pieselor permite exploatarea acestor pompe pe o perioadă îndelungată, fără necesitatea reparațiilor.
5. Asistența tehnică simplă. Singura piesă a pompei care este supusă deteriorării obișnuite este dispozitivul de etanșare mecanică, a cărui înlocuire, efectuată de către un personal calificat, durează mai puțin de o oră.

Domenii de utilizare. Pompele cu lobi oferă posibilitatea pomparei atât a lichidelor cu o structură fină, cât și a lichidelor agresive din punct de vedere chimic, ca de exemplu, nămol, paste etc. Pompele asigură o înaltă fiabilitate și rentabilitate. Pompele cu lobi asigură un proces de pompare uniformă și se utilizează la transportarea produselor pentru care este obligatoriu să se păstreze structura inițială. Oferind un debit uniform și continuu, pompa este adecvată pentru pomparea produselor cu o vâscozitate ridicată. În varianta standard a

pompelor sunt luate în considerare cerințele igienice și este prevăzută o utilizare simplă și obișnuită. Pompele cu lobi pot pompa lichide eterogene cu următoarele caracteristici: cele mai înalte cerințe igienice, structură fină, conținut de particule tari, vâscozitate maximă de până la 100000 Cp, temperatura de până la 120 °C și agresive din punct de vedere chimic. Sunt utilizate cu succes în industria alimentară pentru pomparea diferitelor produse alimentare: lapte, ulei, ciocolată, bere, vin etc., în industria chimică și a celulozei și hârtiei pentru pomparea adezivilor și vopselurilor și în industria farmaceutică. Sunt utilizate la instalațiile de ungere ale unor agregate.

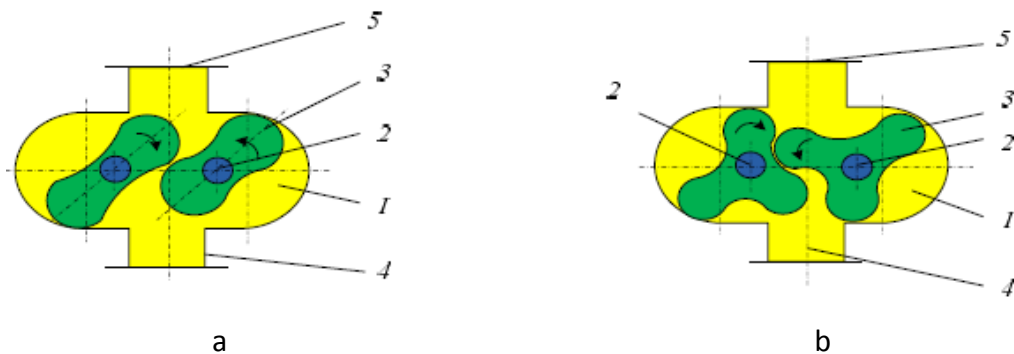


Fig. 11. Pompe cu lobi a) cu doi lobi b) cu trei lobi , 1 – corpul pompei; 2 – axul rotorului; 3 – lobi; 4- orificiu de aspirație; 5 – orificiu de refulare

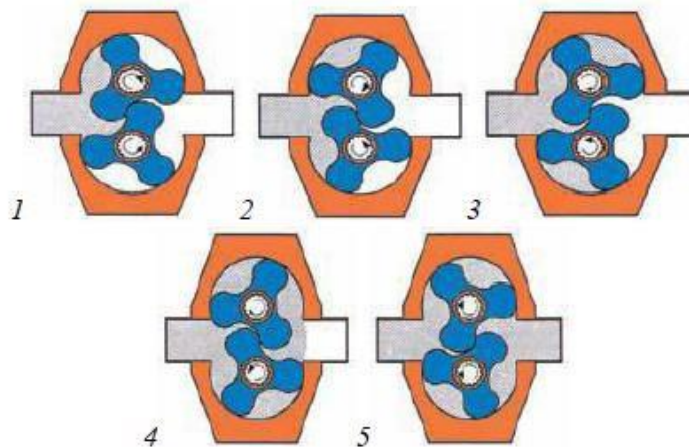


Fig. 12. Principiul de funcționare al pompelor cu lobi

6. Pompă cu membrană

Construcție și funcționare. Pompele cu membrană sunt pompe volumice cu mișcare alternativă, la care rolul pistonului este îndeplinit de o membrană flexibilă, care preia variația de volum ce realizează fenomenul de pompare. O schemă constructivă este reprezentată în figura 13, în care elementul principal este membrana 1 ce închide camera supapelor 2 și este acționată de presiunea unui lichid auxiliar 5 sau direct de către tija 3. În raport cu presiunea de lucru, membrana se execută din materiale moi (cauciuc, materiale plastice) sau metalice (oțel, bronz fosforos). Tija 3 la rândul ei este acționată de mecanismul cu excentric 4, determinând deformarea membranei și deci aspirația și refularea lichidului. Pompele cu membrană se mai numesc și pompe cu diafragmă.

Performanțe și domenii de utilizare. Pompele cu membrană au largi domenii de aplicație, cum ar fi: industria minieră, industria construcțiilor, industria chimică, industria celulozei și hârtiei, industria de medicamente etc. La autovehicule se folosesc ca pompe de alimentare cu combustibil de joasă presiune. Pompele cu membrană sunt cele mai potrivite în instalațiile în care se vehiculează lichide ce conțin particule solide și corpuri de dimensiuni mari în suspensie precum și substanțe agresive sau radioactive. Schema principiului de funcționare pompei cu membrană este prezentată în fig. 13.

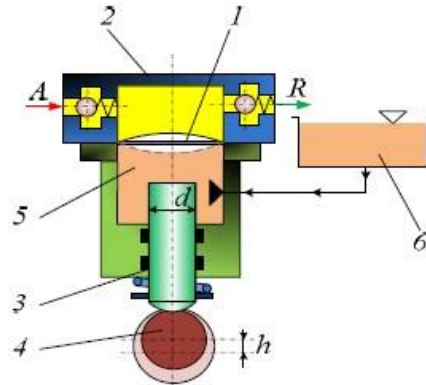


Fig. 13 Pompă cu membrană. 1 – membrană; 2 – camera supapelor; 3 – tijă; 4 – cameră; 5- lichid auxiliar; 6 – rezervor cu lichid auxiliar;

În cazul unor presiuni mari de lucru se pot monta două sau chiar trei supape atât la aspirație, cât și la refulare.

6. Pompe volumice cu inel de lichid

Construcție și funcționare. Pompa cu inel de lichid (fig. 14) are rotorul paletat, montat excentric față de carcasă. Înainte de prima punere în funcțiune, pompa se umple cu un lichid auxiliar. În momentul în care pompa se pornește, lichidul aflat în stator este proiectat datorită forțelor centrifuge către periferia carcasei, generând inelul de lichid. Volumele de lucru variabile se formează între butucul rotorului, palete, suprafața interioară a inelului de fluid și capacele laterale ale pompei. Când sensul de rotație este cel indicat în fig. 14, aceste volume cresc pe semicursa descendentă, generând aspirația. Pe semicursa ascendentă volumele scad și determina refularea.

Selecția cuplării volumelor de lucru la tubulatura de aspirație sau de refulare este realizată cu ajutorul unor discuri de distribuție, dispuse de o parte și de alta a rotorului, în vecinătatea capacelor laterale. Rotorul este montat pe arbore cu un ajustaj cu joc care îi permite să se autocentreze între capac și discul de distribuție. Funcționarea pompei cu inel de lichid se poate asemăna cu funcționarea unei pompe cu piston, deoarece inelul de lichid joacă rolul unui piston, acesta intrând mai mult sau mai puțin în spațiul dintre palete. Astfel, pompa cu inel de lichid poate funcționa în condiții bune și cu rolul de compresor sau pompă de vid.

Din punct de vedere funcțional, pompele de vid cu inel de lichid se clasifică în pompe de vid mediu și pompe de vid înaintat. Din punct de vedere constructiv, acestea se clasifică în pompe cu un singur etaj și pompe cu mai multe etaje. Pompele cu mai multe etaje sunt pompe de vid înaintat. De asemenea, pompele cu mai multe etaje se utilizează cu rezultate bune drept compresoare, care pot realiza presiuni de până la 7 bar.

Performanțe și domenii de utilizare. Se folosesc ca pompe de amorsare a pompelor centrifuge, pentru crearea vidului, precum și în calitate de compresoare de aer. Parametrii funcționali se situează în jurul valorilor de 100 - 250 l/min pentru debit și 150 - 700 mmHg pentru vidul realizat.

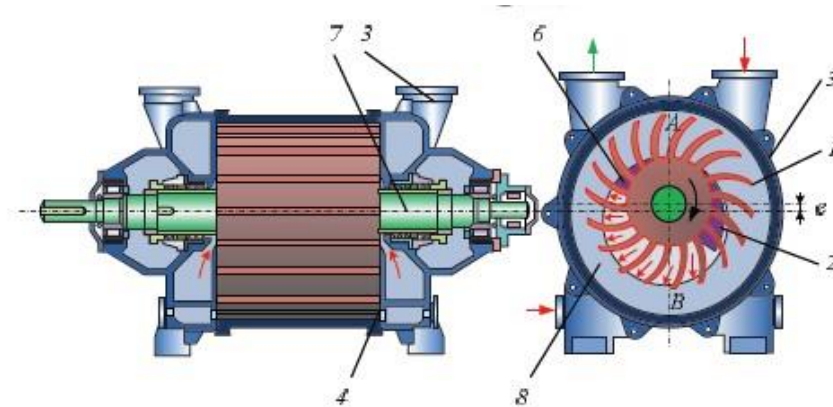


Fig. 14. Pompa cu inel de lichid. 1 – carcasă cilindrică; 2 – rotor cu palete radiale; 3 – carcasă laterală; 4 – discuri de distribuție; 5 – fantă de aspirație; 6 – fantă de refulare; 7 – arbore; 8 – inel de lichid.

Pompele cu inel lichid fac parte din categoria pompelor volumice cu mișcare de rotație care, spre deosebire de celelalte pompe volumice, sunt capabile să vehiculeze fără impedimente lichide, gaze sau amestecuri de lichide și gaze. Datorită acestor calități, ele sunt folosite cu precădere fie ca pompe de vid, fie ca suflante sau compresoare, dar mai puțin ca pompe de apă, având în vedere randamentul lor scăzut la pomparea lichidelor. Pompa cu inel de lichid trebuie să funcționeze numai cu lichide sau gaze curate, fără impurități mecanice, astfel gazele care conțin praf vor fi filtrate înainte de absorbire. Rotorul pompelor cu inel de lichid este asemănător ca formă cu cel al pompelor cu canal lateral, dar diferă prin numărul de palete care este și mai redus și prin lățimea acestora care este mai mare. Ca pompe de vid sau suflante sunt utilizate în industria chimică și cea energetică, precum și în stații de pompare, unde servesc la amorsarea pompelor centrifuge.

Principalele avantaje ale pompelor cu inel de lichid sunt: obținerea aerului comprimat fără impurități de ulei; performanțe ridicate la dimensiuni și gabarite reduse datorită posibilității de a fi antrenate la turații ridicate (3000 rot/min); lipsa organelor speciale de distribuție (supape, sertare), ceea ce asigură o fiabilitate ridicată și uzuri minime; funcționare silențioasă, lipsită de vibrații, debit constant, fără pulsații.

Cu alte cuvinte, dacă pompa vehiculează aer sau gaze și dacă aspirația sa este pusă în legătură cu un spațiu închis, pompa va fi o pompă de producere a vidului, evacuarea gazului făcându-se direct în atmosferă. Dacă pompa absoarbe aer din atmosferă, ea va refula acest aer la o presiune superioară presiunii atmosferice și va fi suflantă sau compresor. Dacă pompa aspiră apă sau alte lichide, ea va fi o pompă de apă, dar va funcționa cu un randament scăzut, deoarece lichidul vehiculat, fiind incompresibil, va deforma inelul de lichid în zona de refulare, măbind astfel scurgerile inverse și consumând o energie suplimentară. Din acest motiv, pompele cu inel de lichid se folosesc cu precădere ca pompe pentru vehicularea gazelor. Atunci când alcătuiesc construcții comune cu pompele centrifuge, sunt folosite ca dispozitive de amorsare, iar după intrarea în funcțiune a acestora (pompelor centrifuge), ele funcționează în continuare ca pompe de apă. În urma procesului de comprimare a aerului sau gazului, inelul

de lichid se încălzește și aceasta conduce la micșorarea depresiunii create de pompă. Pentru a evita acest inconvenient este necesar să se asigure aducerea la pompă a unei cantități de lichid suplimentare, care este tocmai lichidul auxiliar și care servește, pe de o parte, la răcirea inelului de lichid iar, pe de altă parte, completează cantitățile de lichid evacuate odată cu aerul sau gazul vehiculat.

Ca agent de lucru, pentru inelul de lichid se poate folosi, în afară de apă, orice lichid compatibil cu fluidul vehiculat. Astfel, în industria chimică, acolo unde există recipiente care conțin vapori de apă ce trebuie evacuați, se folosește ca lichid auxiliar orice bază, acid sau soluții de săruri cu punct de fierbere înalt, obținându-se prin aceasta un vid înaintat.

15

Caracteristici. Curbele caracteristice ale pompelor cu inel de lichid sunt indicate de furnizori la o valoare a temperaturii lichidului de alimentare de 150C și ele suferă modificări, în funcție de variația temperaturii acestuia.

Parametrii funcționali ai pompelor de vid cu inel de lichid sunt:

Q - debitul de aer aspirat la starea de pompare. [m³/h];

p - vidul sau presiunea absolută. [torr], [mmHg], [mmH₂O];

P - puterea absorbită la arborele pompei [kW];

η - randamentul total [%];

q - debitul de lichid auxiliar (de răcire) [l/min.].

În figura de mai jos (fig. 15) este reprezentată diagrama curbelor caracteristice ale unei pompe cu inel de lichid.

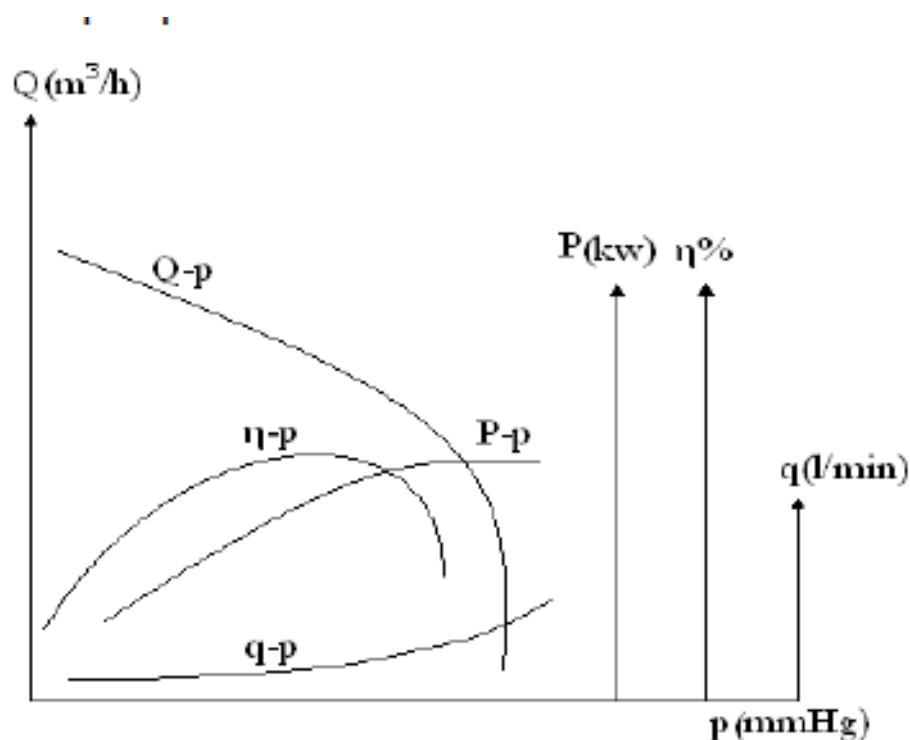


Fig. 15. Caracteristicile pompei cu inel de lichid

La această categorie de pompe, poziționarea coordonatelor este asemănătoare cu cea a pompelor volumice, adică ordonata reprezintă debitul, iar abscisa – presiunea.

Curba de sarcină $Q - p$ are alura unei curbe de pompă volumică, fiind paralelă inițial cu axa abscisei, apoi, pe măsura creșterii vidului, devenind descendentă, lucru care se explică prin creșterea pierderilor în interstiții la regimuri de vid mai înalt.

Puterea absorbită crește paralel cu creșterea vidului, iar alura curbei randamentului este asemănătoare cu cea a celorlaltor categorii de pompe, adică la început este crescătoare până ce atinge o valoare maximă, după care devine descendentă. Randamentul total al pompelor cu inel de lichid este de asemenea redus, în comparație cu cel al pompelor centrifuge atingând la construcțiile actuale valori ce nu depășesc 40%. Debitul de lichid auxiliar este constant în zona de vid mediu, dar crește odată cu creșterea vidului. Caracteristicile indicate de uzinele constructoare sunt considerate la o presiune de 1 bar și o temperatură a lichidului auxiliar de 15°C. Debitul de aer aspirat este considerat destins la vidul respectiv. În aceste condiții, toleranța acceptată pentru debit este de 10%.

Materiale. La construcția pompelor de vid și a compresoarelor cu inel de lichid se utilizează materiale adecvate gazului sau lichidului vehiculat. Astfel, la construcțiile normalizate (standard) care vehiculează aer sau apă se utilizează următoarele materiale: carcasa de aspirație, de refulare, precum și cele intermediare – din fontă cenușie; discurile de distribuție – din fontă cenușie; corpurile de lagăr – din fontă cenușie; arborele – din oțel laminat ; rotorul din bronz. La construcțiile speciale, acolo unde natura gazului vehiculat impune restricții asupra materialului, se utilizează: carcasa - din oțel inoxidabil turnat; rotorul din bronz sau oțel inoxidabil turnat (la pompele destinate vehiculării amoniacului este permisă utilizarea materialelor pe bază de aliaje de cupru și de aceea rotorul se confecționează din fontă nodulară); discurile de distribuție – din oțel inoxidabil turnat sau laminat.

La construcția standard, rotorul este liber pe arbore, astfel că în funcționare el se autocentrează între discurile de distribuție, iar în cazul în care intervin totuși frecările laterale între rotor și disc, cuplul de materiale bronz – fontă este compatibil din punctul de vedere al rezistenței la uzură, astfel că pompa continuă să funcționeze fără incidente. La construcțiile din oțel inoxidabil, rotorul și discurile de distribuție trebuie să aibă durițări diferite, pentru a se evita pericolul de gripare. Pentru mai multă siguranță, în exploatare rotorul se fixează pe arbore astfel încât jocul lateral dintre rotor și discurile de distribuție să nu depășească 0,1 mm. Lagărele acestor pompe sunt de regulă lagăre cu rostogolire. Pentru a se putea obține un randament volumic bun, pierderile prin interstițiile dintre rotor și discurile de distribuție trebuie să fie cât mai reduse. În acest scop suprafețele laterale ale rotorului și cele ale discurilor de distribuție se rectifică plan până se obține o rugozitate de 0,8 μm . Ca dimensiuni constructive se recomandă ca raportul dintre lățimea și diametrul rotorului să fie cuprins între 0,6...1,2. Este indicată construcția conică a butucului rotorului, aceasta cu scopul de a îmbunătăți umplerea și golirea celulelor paletelor.

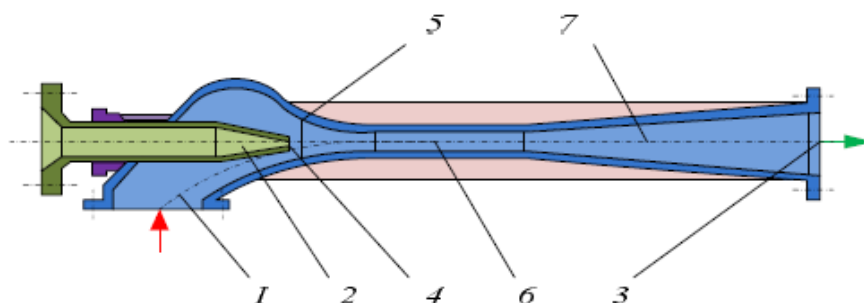


Fig. 16. Construcția unui ejector 1-tubulatură de intrare a fluidului de transfer; 2-tubulatură de intrare a fluidului de lucru; 3-tubulatură de ieșire a amestecului format din fluidul de lucru plus fluidul de transfer; 4-duza dispozitivului de introducere a fluidului de lucru; 5-confuzor; 6-camera de amestec; 7-difuzor.

7. Mașini cu jet. Ejectoare

Construcția și principiul de funcționare. Mașinile cu jet (ejectoarele), utilizează pentru transferul fluidelor energia unor jeturi de fluid. Structural, ejectoarele arată ca în figura 16 în care s-au făcut notațiile: 1-tubulatura de intrare a fluidului de transfer; 2-tubulatura de intrare a fluidului de lucru; 3-tubulatura de ieșire a amestecului format din fluidul de lucru plus fluidul de transfer; 4-duza dispozitivului de introducere a fluidului de lucru; 5-confuzor; 6-camera de amestec; 7-difuzor.

17

Energia fluidului de lucru este utilizată pentru vehicularea fluidului de transfer, trăsându-se acestuia prin confuzor și camera de amestec. În acest scop, fluidul de lucru este introdus sub presiune prin flanșa 2. În duza ejectorului are loc creșterea energiei cinetice, astfel încât la ieșirea din duză rezultă un jet puternic. Jetul se amestecă cu lichidul de transfer care pătrunde în camera de amestec prin flanșa 1. Din acest amestec rezultă un proces de cedare de energie de

la jet la fluidul de transfer. În practică, se întâlnesc două tipuri de pompe cu jet: ejectoarele și

injecțiile. Ejectoarele evacuează fluidul de lucru la presiunea atmosferică. Injecțiile evacuează fluidul de lucru la presiuni mai mari decât presiunea atmosferică. În funcție de natura celor două fluide de lucru și de transfer, ejectoarele pot fi de tipul:

- lichid - gaz;
- gaz - gaz;
- gaz - lichid;

În funcție de viteza amestecului ejectoarele se clasifică în:

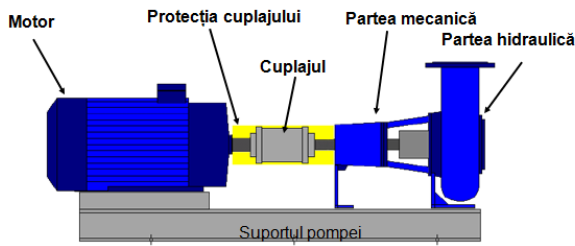
- supersonice (caracterizate prin faptul că pe toată lungimea ejectorului viteza amestecului este mai mare decât viteza sunetului), întâlnite în cazul în care se lucrează cu gaze.
- subsonice (viteza amestecului este sub viteza sunetului, deși fluidul de lucru la ieșirea din ajutoraj poate avea o viteză supersonică).

Mașinile cu jet prezintă următoarele avantaje în exploatare: permit realizarea unor debite mari la sarcini vacuumetrice ridicate, având deci proprietăți foarte bune pe aspirație; sunt foarte simple din punct de vedere constructiv; au gabarite și greutatea reduse și nu au piese în mișcare.

Performanțe și domenii de utilizare. Ejectoarele sunt mașini autoamorsabile. La mașinile care trebuie să realizeze performanțe ridicate, se impune o prelucrare foarte fină a suprafețelor interioare, astfel încât pierderile de energie să fie minime. De asemenea, centrarea jetului față de cameră are o mare influență asupra performanțelor acestor mașini. Ejectoarele se întâlnesc la golirea unor rezervoare (zona de bază cu impurități), la instalațiile de transfer de produse petroliere, la realizarea vacuumului în condensoare sau în instalațiile de desalinizare cu vacuum. În acest caz, ele aspiră aerul din recipientii aflați sub vacuum în care are loc condensarea, utilizând ca fluid de lucru aburul, în cazul condensoarelor sau apă în cazul instalațiilor de desalinizare. Neavând piese în mișcare, se pot utiliza pentru transferul lichidelor cu suspensii, neomogene, fără ca acest lucru să ducă la uzuri mari. Sunt frecvent folosite ca mijloace auxiliare pentru amorsarea pompelor neautoamorsabile. Injecțiile se întâlnesc mai rar din cauza randamentului lor scăzut.

8. Pompele centrifugale

O POMPĂ CENTRIFUGĂ TIPICĂ



18

Fig. 17. Elementele componente ale unui grup de pompare cu pompă centrifugă.

La pompele centrifugale arborele pompei antrenează în mișcare de rotație rotorul. Palele rotorului acționează asupra lichidului deplasându-l de la centru către periferie. Lichidul este apoi colectat de carcasa spirală, conducându-l astfel către difuzorul pompei și în final la respectiv flanșa de refulare. Elementele interioare ale pompei au o secțiune de curgere continuu crescătoare și se transformă în acest fel parte din energia cinetică în energie de presiune. Există pierderi

energetice de-a lungul traseului, evidențiate prin diagrame din fig. 18. Punctul critic apare pe rotor, la presiunea minimă lichidul se poate vaporiza, determinând fenomenul de cavitație în pompă. În acest caz performanțele pompei se reduc (scad randamentul, presiunea și debitul), apar vibrații și materialul din interiorul pompei se poate distruge. Caracteristica complexă a pompei centrifuge este dată în fig.19. Ea exprimă variațiile date de producător a următoarelor mărimi în funcție de debit:

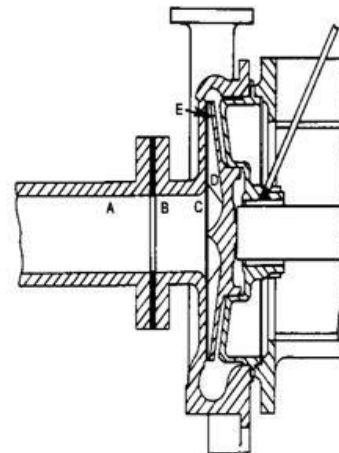
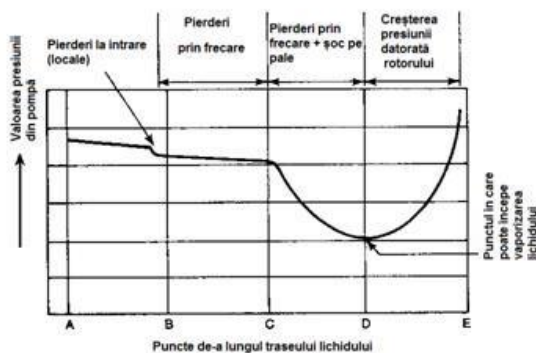


Fig. 18. Variația presiunii într-o pompă centrifugală.

înălțimea de pompare (presiunea creată de pompă exprimată în m coloană de produs) H ; puterea necesară pentru acționarea pompei P (în kW); randamentul total al pompei; înălțimea maximă pozitivă de aspirație HPSH (exprimată în m coloană de produs) presiunea minimă la intrarea în pompă pentru funcționarea corectă. Pe fig. 19. a fost marcat punctul de randament maxim BEP în jurul căruia trebuie să se plaseze o punctul de lucru. Punctul de lucru este marcat pe fig. 19 și reprezintă intersecția dintre cerințele sistemului de conducte și energia disponibilă la pompă.

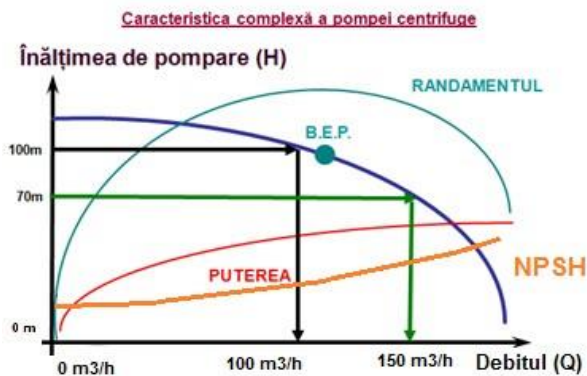


Fig. 19. Caracteristica complexă a pompei centrifuge.

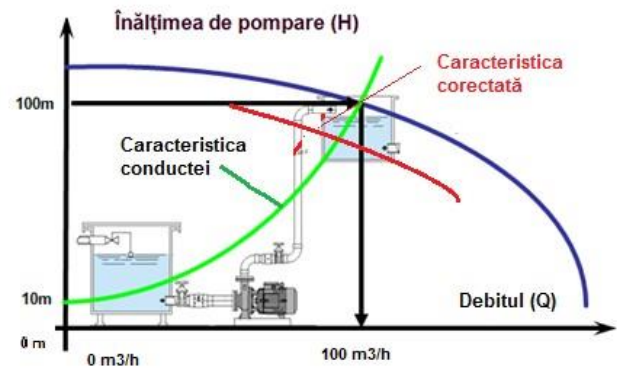


Fig. 20. Caracteristica conductei și punctul de funcționare.

Caracteristica conductei (a sistemului sau externă) fig.20. exprimă presiunea necesară pentru acoperirea diferența de nivel, a presiunii necesare la consumator și pentru învingerea rezistențelor hidraulice (liniare și locale) de pe traseul de aspirație și refulare. Pentru acționarea pompei trebuie ales un motor electric, a cărei putere va fi determinată de puterea necesară în punctul de lucru și de randamentul pompei, fig. 21. Se observă că puterea este influențată de densitatea produsului vehiculat. De asemenea vâscozitatea produsului afectează caracteristica unei pompei centrifuge. Pentru domeniul de funcționare $[0,6-1,2] Q_{\text{nominal}}$ se vor corecta valorile de pe caracteristică (H,Q) , (η,Q) , cu valorile obținute din diagrame sau prin relații de calcul, fig. 22. Pentru o pompă centrifugă sunt valabile următoarele relații de proporționalitate dintre principalii parametrii P putere, Q debit, H înălțime de pompare cu turația n și diametrul rotorului la ieșire D_2 :

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3, \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3, \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

Relațiile arată și modul de reglare la pompele centrifuge.

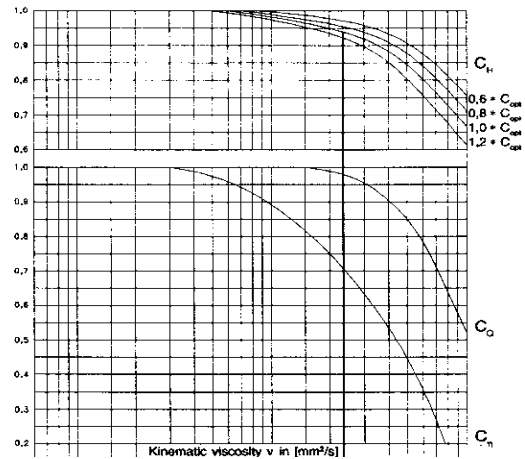
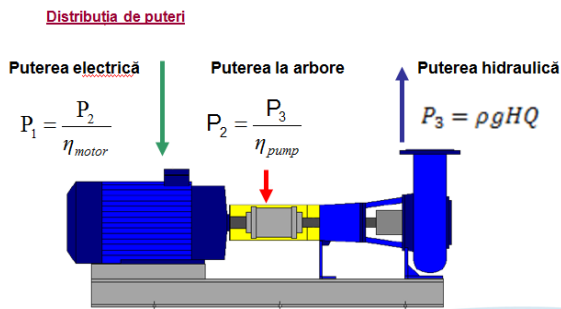


Fig. 21. Distribuția de puteri la grupul de pompare cu pompă centrifugă.

Fig. 22. Coeficienții de corecție ai caracteristicii pompei cu vâscozitatea.

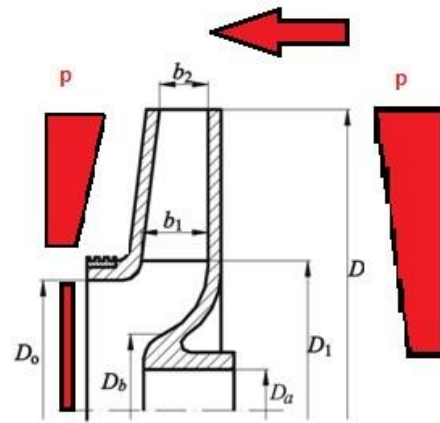
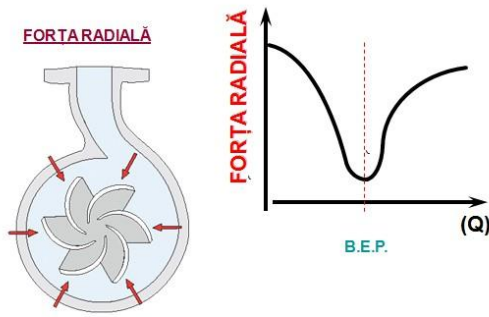


Fig. 23. Forța radială la o pompă centrifugă.

Fig. 24. Forța axială la o pompă centrifugă.

La debite diferite de debitul nominal, în carcasă apare o distribuție neuniformă de presiuni, ceea ce duce la o forță radială, fig. 23. Această forță este minimă la $Q_{nominal}$. Forța radială poate fi eliminată prin: construcția carcasei din două camere simetrice; prin dispunerea simetrică a carcaserelor spirale; prin realizarea unor pale pe spatele rotorului. La pompele centrifuge datorită suprafețelor diferite ale rotorului în contact cu lichidul, apare o forță axială fig.24. Acesta poate fi preluată de rulmentul axial, sau prin dispozitive de preluare a forței axiale (camera de echilibrare, pale, găuri în rotor, recircularea lichidului).

Instalații de comprimare a gazelor

Stația de compresoare comprimă gazele ce urmează a fi depozitate / transportate de la o presiune existentă în sistemul de transport la o presiune maximă admisă pe structura de înmagazinare / necesară la consumator. În unele cazuri stația de compresoare se utilizează și în ciclul de extracție atunci când presiunea gazelor depozitate nu asigură evacuarea acestora. Conductele de injecție asigură transportul gazelor de la stația de compresoare la rezervorul de înmagazinare și invers. Există instalații tehnologice aferente grupurilor de sonde care asigură dirijarea și măsurarea tehnologică a gazelor la sondele de injecție, precum și extracția, măsurarea și condiționarea gazelor în procesul de extracție. Există de asemenea instalații de recuperare a energiei care se bazează pe căderea de presiune de la valoarea presiunii de exploatare a depozitului la presiunea de transport, prin folosirea expanderelor care acționează generatoare electrice sau compresoare centrifuge atunci gazele sunt sărace.

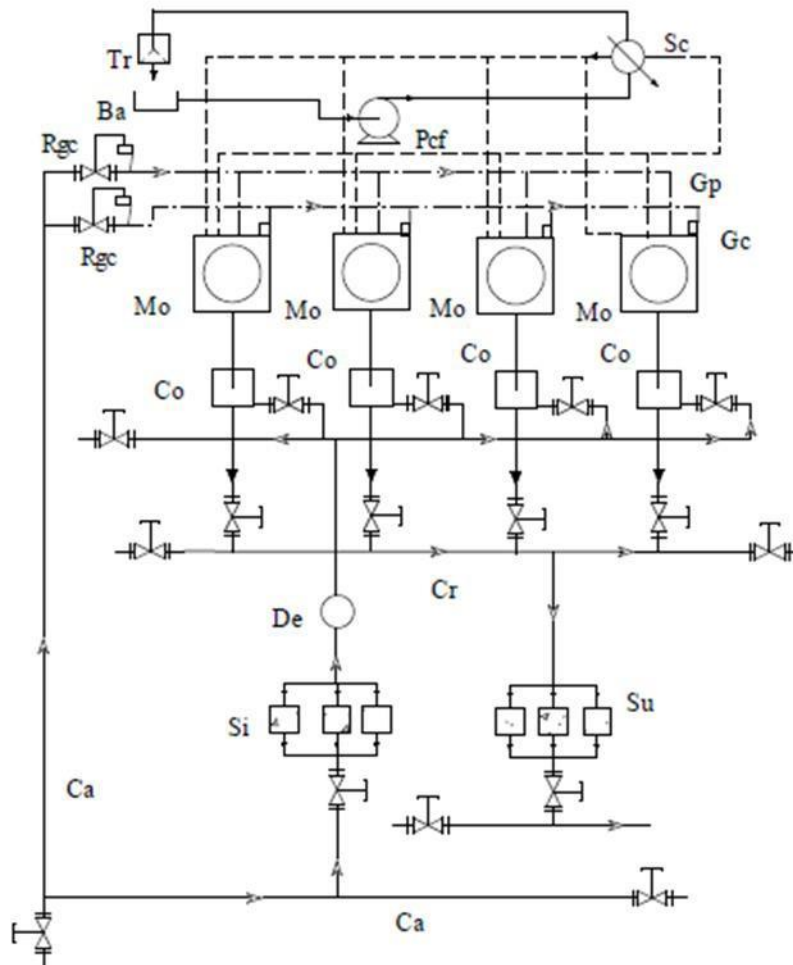


Fig. 4. 1 Schema generală a unei stații de compresoare echipată cu patru motocompressoare cu piston: M – motor termic; Co – compresor; De – debitmetru; Ca – conductă aspirație; Cr – conductă refulare; Su – separator de ulei; Si – separator impurități; Rgc – regulator gaz combustibil; Gc – gaz combustibil; Gp – gaz pornire; Pcf – pompă centrifugă; Sc – schimbător de căldură; Ba – bazin; Tr – turn răcire

Agregatele de comprimare utilizate în transportul gazelor naturale se montează fie în schele, fie pe traseul conductelor, în cadrul instalațiilor numite stații de comprimare. Acestea se compun din următoarele părți principale figura 4.1: conductă de aspirație; instalația de purificare; instalația de măsurare a parametrilor (debit, presiune, temperatură); compresoarele, lucrând individual, în

serie sau în paralel; conducta de refulare; instalația de reținere a uleiului în cazul compresoarelor cu piston; instalația de răcire, în cazul în care temperatura de refulare depășește 60 °C. Sistemul de uscare fig. 4.2, asigură eliminarea apei din gaze în vederea introducerii acestora în sistemul de transport conform condițiilor impuse de standardele în vigoare. De asemenea, stația de comprimare, figura 4.3, trebuie asigurată cu utilități: combustibil, energie, apă, etc., precum și cu anexele administrative, spații de protecție și împrejurimi. Compresoarele sunt montate în clădiri din cadre de beton armat cu geamuri din sticlă, sau în barăci metalice dacă sunt pentru durată de funcționare mai scurtă.

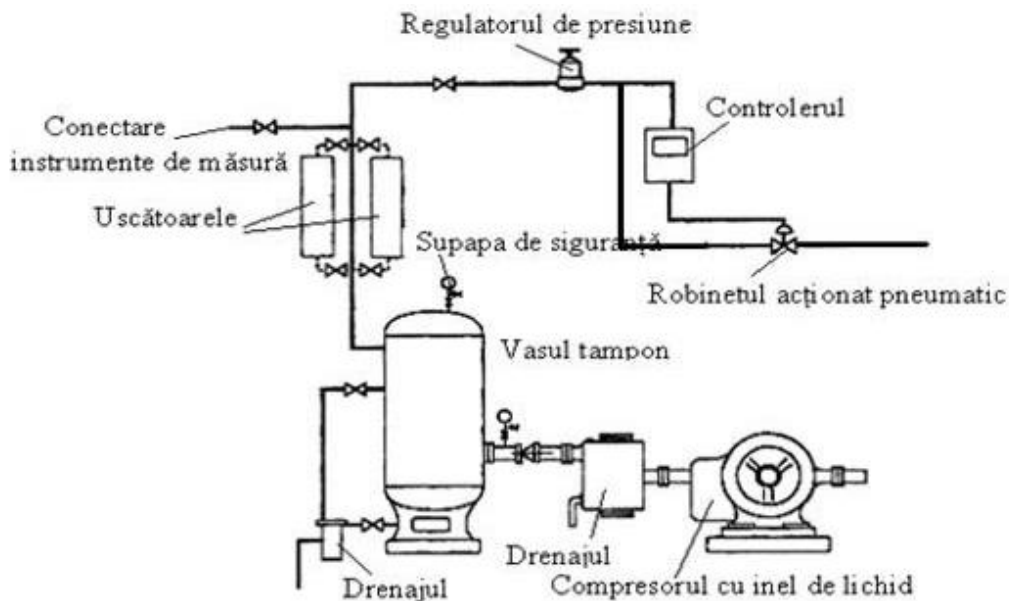


Fig. 4. 2. Schema unui sistem de comprimare la ieșirea din compresor

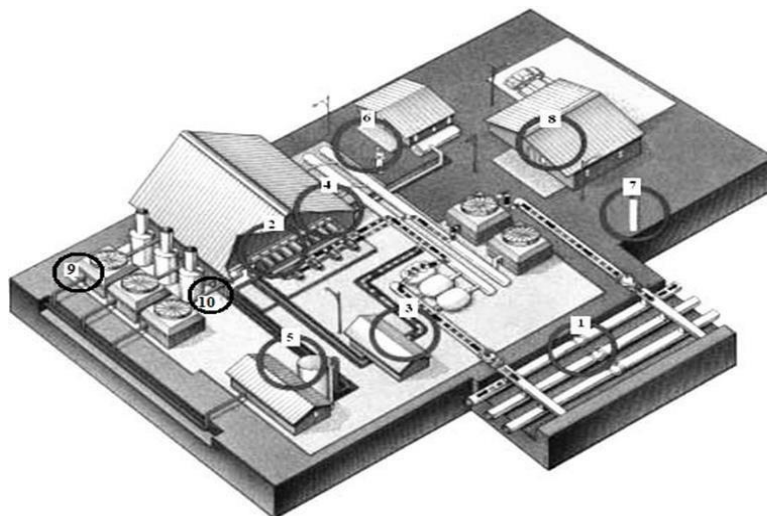


Fig. 4. 3. Imaginea de ansamblu a unei stații de comprimare a gazelor:

1. conductele de intrare în stație;
2. compresoarele și motoarele de acționare;
3. alimentarea cu gaz pentru motoarele de acționare ale compresoarelor;
4. sistemul de ungere centralizat;
5. sistemul de tratare a apei de răcire;
6. generatoare electrice pentru pompele de la sistemul de răcire sau pentru motoarele compresoarelor;
7. sistemul de

siguranță, pentru oprirea compresoarelor și evacuarea gazului din stație; 8. camera de comandă și supraveghere a stației; 9. sistemul de ventilatoare pentru răcirea apei; 10. Coșurile de evacuare a gazelor arse de la motoarele termice de acționare a compresoarelor cu piston.

Când comprimarea se realizează în două sau trei trepte se prevede răcirea intermediară a gazelor, astfel ca la aspirație temperatura gazelor să fie cât mai coborâtă. Agregatele sunt prevăzute cu instalații de ungere, circuite de reglare și dispozitive de protecție, asigurând măsurile contra avariilor care ar putea apărea din suprasarcină sau din depășirea vitezei de rotație. Instalațiile de comprimare mai recente sunt prevăzute cu camere de comandă presurizate, unde se poate urmări pe tabloul sinoptic, poziția vanelor de pe instalațiile exterioare și unde sunt montate aparatele de măsură și control. Pornirea și oprirea agregatelor se face de la aceste tablouri sinoptice. În general, parametrul exterior care trebuie urmărit este presiunea de refulare în funcție de variația căreia se ajustează puterea necesară comprimării, prin reglarea debitului de gaz combustibil, până la turația maximă, sau la sarcina maximă. Comprimarea gazelor naturale, în schelele sau pe traseul conducte lor, se realizează în cea mai mare parte cu agregate utilizând energia care este la îndemână, adică gazul natural, drept combustibil.

Compresoare

Compresoarele fac parte din categoria mașinilor de lucru care consumă, în general, lucru mecanic în scopul de a realiza creșterea energiei potențiale de presiune a gazelor. Una din mărimile principale care caracterizează aceste mașini de lucru este raportul de comprimare (ε) definit ca raportul dintre presiunea de refulare (p_r) și presiunea la aspirația (p_a); la ventilatoare $\varepsilon < 1,1$; la suflante $\varepsilon = 1,1 \div 2,5$; la compresoare $\varepsilon > 2,5$. Criteriile de clasificare mai importante sunt indicate mai jos. După principiul de funcționare, se deosebesc: 1. Compresoare volumice; 2. Compresoare centrifugale.

La compresoarele volumice mărirea presiunii gazului are loc prin micșorarea volumului ocupat de gaz; acest volum poate fi considerat ca un sistem termodinamic închis în care agentul termodinamic gaz sau vapori este supus unui proces ce urmărește reducerea volumului și ca urmare apare o creștere a presiunii gazului, sistemul schimbând lucru mecanic și căldură cu exteriorul; presiunea gazului la refulare nu este menținută constantă, are mici oscilații. Compresoarele volumice se clasifică astfel: a. Compresoare cu piston în mișcare rectilinie alternativă, denumite pe scurt compresoare cu piston. b. Compresoare rotative.

La compresoarele rotative comprimarea gazului se realizează, ca și la compresoarele cu piston, prin mișcarea spațiului ocupat inițial de gaz; organul de lucru (lamelă, rotor) joacă rolul de piston dar nu are o mișcare alternativă de translație, ci o mișcare de rotație față de axa mașinii.

În funcție de soluția constructivă, compresoarele volumice rotative se împart în două categorii:

a. Cu un rotor (compresoare cu lamele, compresoare cu inel lichid, compresoare cu rotor inelar și sertare de distribuție); b. Cu mai multe rotoare (compresoare tip Roots, compresoare tip Jäger, compresoare elicoidale).

În afara criteriului constructiv, compresoarele volumice rotative pot fi clasificate și în funcție de numărul de trepte de comprimare:

1. Compresoare cu o singură treaptă; 2. Compresoare cu mai multe trepte. La compresoarele rotative cu o singură treaptă, în unele cazuri, raportul de comprimare $1,1 < \varepsilon < 2,5$ și ca urmare ele se încadrează în categoria suflantelor.

Tipuri de compresoare

1. Compressoare cu piston

Compressoarele cu pistoane sunt mașini alternative volumetrice și ciclice. Momentul de rotație al arborelui motor este transformat într-o mișcare alternativă a unui piston (5) într-un cilindru (4) cu ajutorul unui cuplu bielă manivelă (9-10) figura 4.4. Biela este legată de tija pistonului prin intermediul capului de cruce (8) care transmite forța necesară pistonului pentru comprimarea gazelor în cilindru. Etanșarea între pistonul în mișcare și cilindru se realizează cu ajutorul segmentelor (6). Etanșarea tijei pistonului se face printr-o piesă de construcție specială numită presetupă.

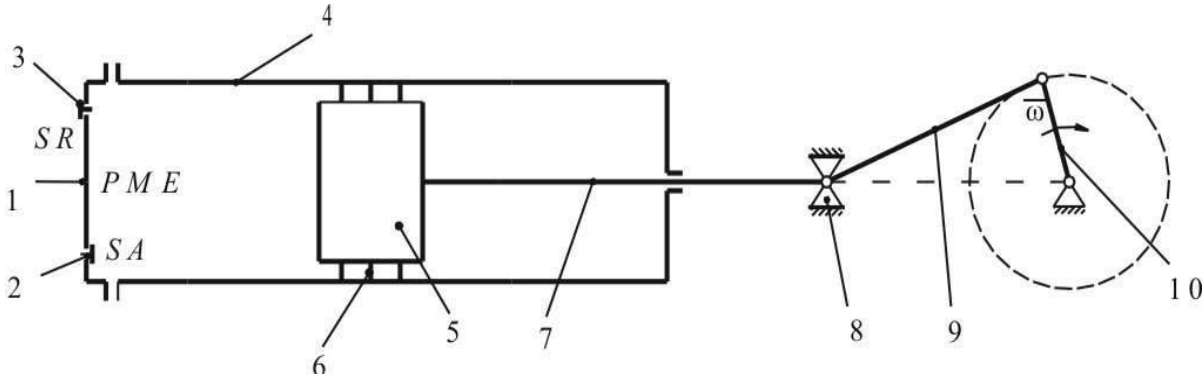


Fig. 4.4.a. Compresorul cu piston:

1. capac; 2. supapa de aspirație; 3. supapa de refulare; 4. cilindru compresor; 5. piston;
6. segmenti de etanșare; 7. tija; 8. cap de cruce; 9. biela; 10. manivela.

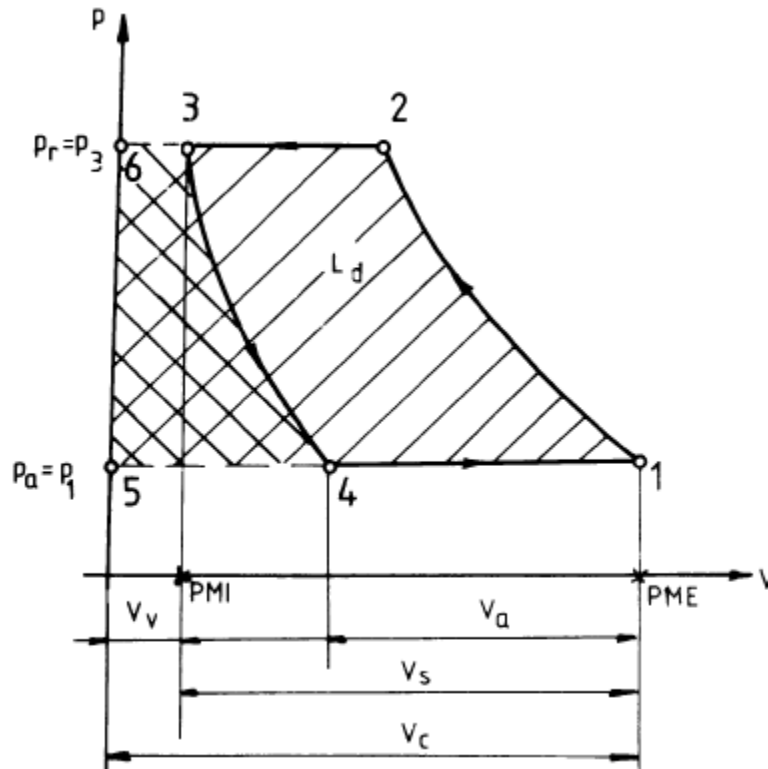


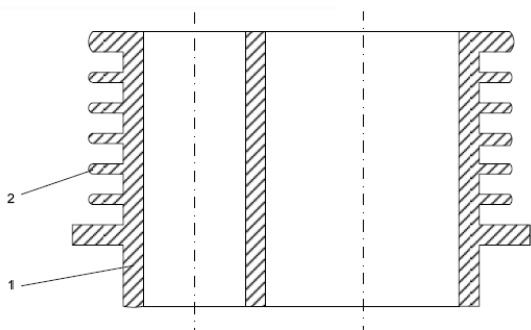
Fig. 4.4.b. – Diagrama teoretică de funcționare a compresorului cu piston
Diagrama teoretică a compresorului.

Această diagramă (fig. 4.4,b) are la bază următoarele ipoteze: fluidul de lucru este un gaz perfect, transformările suferite de gaze sunt reversibile, nu există pierderi de presiune prin laminare în procesul de aspirație și refulare, nu există frecare între piston și cilindru, masa de gaz rămâne constantă. Această diagrama se compune din: – o comprimare politropă 1–2 (SA și SR fiind închise) în care presiunea gazului crește de la $p_1 = p_a$ la $p_2 = p_r$. Urmează procesul de evacuare, care reprezintă o transformare izobară, 2–3 în care gazul comprimat este refulat din cilindru (SR deschisă). La finele refulării, în punctul mort interior (PMI) între piston și capacul cilindrului rămâne o cantitate de gaz care este cuprinsă într-un spațiu numit spațiu vătămător (spațiu mort); acest spațiu este necesar supapelor și asigurării dilatărilor.

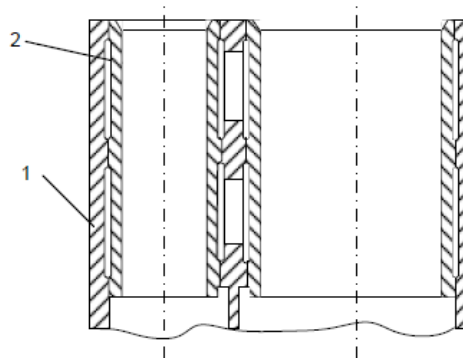
Compresorul cu spațiu vătămător se numește compresor tehnic; cel fără spațiu vătămător se numește compresor ideal (pistonul atinge capacul cilindrului). În punctul 3 se închide SR, urmează destinderea politropă 3–4 a gazului aflat în volumul vătămător (V_v) de la p_3 până la $p_4 = p_a$; în punctul 4 se deschide SA, urmează transformarea izobară 4–1 aspirația gazului în cilindru. Din cauza existenței volumului vătămător, volumul de gaz aspirat (V_a) este mai mic decât V_s , deci debitul compresorului tehnic va fi mai mic decât al celui ideal.

La compresoarele cu piston cu o singură treaptă de comprimare deosebim: organe fixe: cilindrii, batiul, carterul, chiulasa. Organe mobile: pistoanele, segmentii, arborele cotit, biela. Organe de distribuție: supapele.

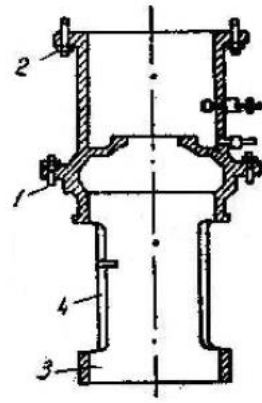
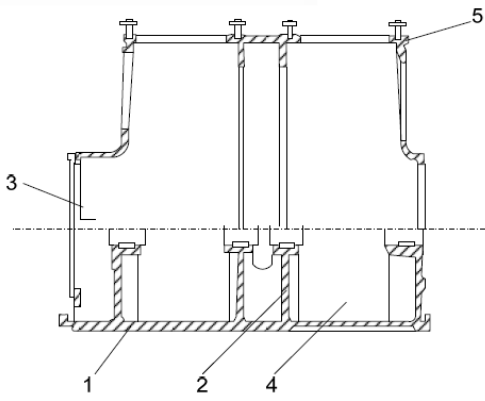
Cilindrii. Cilindrii formează pereții laterali ai spațiilor de lucru ale compresoarelor. Formele lor constructive prezintă o mare varietate rezultată din necesitatea ca acestea să corespundă condițiilor impuse de presiunea de lucru, debitul, schema de funcționare și destinația compresoarelor, de modul de răcire și de materialul cilindrilor, de experiența uzinei constructoare etc. Suprafața interioară pe care glisează pistonul, numită și suprafața de lucru, este realizată fie de suprafața interioară a cilindrului (fig. 4.5,a), fie de suprafața interioară a unei bușe demontabilă fixată în cilindrul 2 (fig.4.5,b).



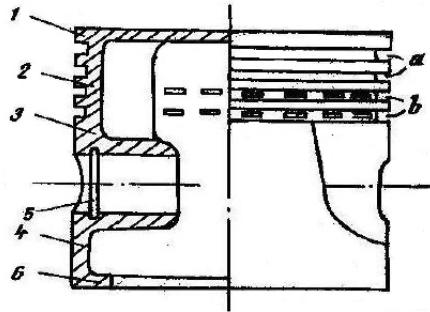
a. Bloc de cilindri cu aripioare răcit cu aer
1-blocul cilindrilor, 2-aripioare pentru răcire cu aer



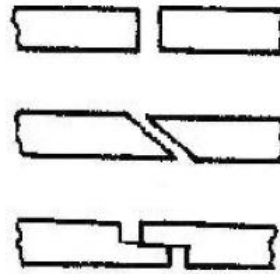
b. Bloc de cilindri cu bușe demontabile, răcit cu apă
1-blocul cilindrilor, 2-bușă demontabilă



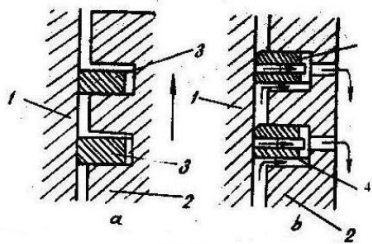
c. Batiu



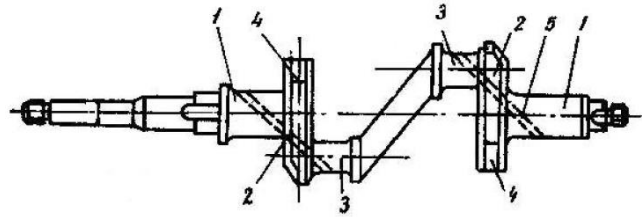
d. Carter



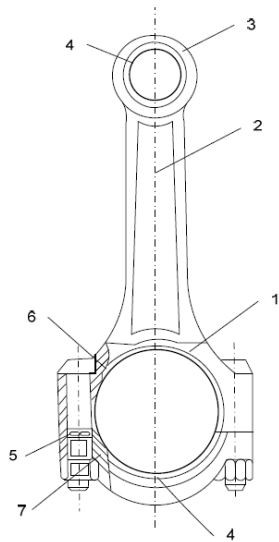
e. piston



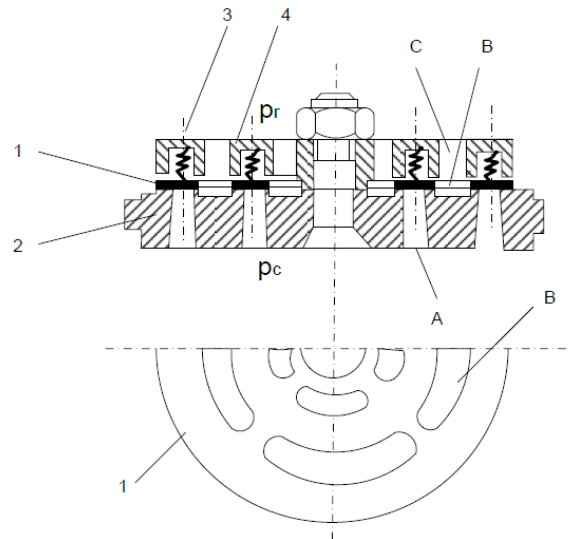
f. Segmenți etanșare



g. Segmenți de etanșare (stânga) și segmenți de ungere (dreapta)



h. Arborele cotit



i. Biela

j. Supapa cu disc de etanșare

Fig. 4.5. Elemente constructive le compresorului cu piston

Batiul. Batiul sau carterul inferior este carcasa care stă pe fundație și pe care se montează restul pieselor mașinii. Batiul se execută din fontă. El îndeplinește, de obicei, și rolul de baie de ulei. Batiul este prevăzut cu o serie de nervuri de întărire. Pereții transversali formează suporturi pentru lagărele principale ale arborelui cotit. Batiul are un număr de ferestre închise cu capace etanșe, care permit vizitarea organelor mecanismului bielă- manivelă. În figura 4.5,c este prezentat un batiu de compresor vertical. **Carterul.** Carterul este piesa intermediară care se montează pe batiu și care susține cilindrii de compresor, respectiv cei de motor. El poate forma, în același timp, suportul glisierelor capului de cruce. Carterul se execută din fontă și are, ca și batiul un număr de ferestre de vizitare închise cu capace. La unele compresoare, acest organ lipsește, rolul lui fiind preluat de batiu. În figura 4.5,d este reprezentat un carter de compresor vertical. Carterul are rolul de a susține cilindrii și arborele compresorului și de a sprijini întreaga mașină pe fundație. Carterul poate fi realizat: corp comun cu blocul cilindrilor, la unele compresoare verticale cu cilindrii în linie și la unele compresoare orizontale; corp independent, dintr-o singură bucată, cum este cazul carterului compresorului vertical și al batiului compresorului orizontal; corp independent, format din două părți obținute prin secționarea carterului cu un plan orizontal, care poate trece prin axul arborelui cotit sau mai jos de acesta: carterul superior, care preia, de regulă, sarcina de susținere a compresorului și carterul inferior, care formează baia de ulei a mașinii. **Chiulasa.** Chiulasa este organul care obturează cilindrul la partea exterioară, opusă carterului. În cele mai multe cazuri chiulasa este astfel construită, încât să permită și fixarea în interiorul ei a supapelor de aspirație și refulare, precum și realizarea canalelor de legătură cu conductele de aspirație și refulare a aerului. Unele construcții de compresoare adoptă soluție unor chiulase individuale pentru fiecare cilindru, alte construcții prevăd însă o chiulasă comună la mai mulți cilindri. Pentru răcirea chiulasei se utilizează fie un curent de apă, fie un curent de aer, în care chiulasa este prevăzută cu aripioare de răcire.

Pistoanele. Formează organele principale ale compresorului, întrucât sub acțiunea deplasării lor se execută în cilindru procesele de lucru ale compresorului. Pentru compresoarele cu piston (cu mișcare liniară a pistonului) sunt utilizate 3 tipuri de pistoane: cilindrice, disc și diferențiale. Pistoanele cilindrice se întrebunțează pentru compresoare care nu sunt prevăzute cu cap de cruce, legătura între bielă și piston făcându-se cu ajutorul bolțului. Un asemenea piston (fig.4.5,e.) se compune din: capul pistonului 1, regiunea portsegmenti 2, bosajele bolțului 3 și mantaua pistonului 4. Pentru a se evita deplasarea axială a bolțului, care ar provoca o atingere cu suprafața cilindrului, cel mai răspândit procedeu este acela de fixare cu ajutorul a două inele elastice montate în niște canale 5 tăiate în orificiile bosajelor. La partea inferioară mantaua se termină uneori cu un brâu de întărire 6. Suprafața exterioară a capului pistonului este suprafața activă a acestuia care intra în contact cu aerul comprimat. În canalele regiunii portsegmenti se introduc segmentii de piston; aceștia sunt de două tipuri: segmenti de compresie și segmenti de ungere. Segmentii de compresie sunt inele circulare, de secțiune în general dreptunghiulară; ei sunt întreruși după una din formele reprezentate în figura 8 și prezintă o elasticitate, care face ca în stare liberă să se îndepărteze marginile tăieturii și segmentul să i-a o formă ovală. Rolul principal al acestor segmenti este de a asigura etanșeitatea între piston și cilindru, prin presiunea pe care o exercită segmentul pe suprafața cilindrului, datorită elasticității lui (fig.4.5,f). Ei se montează în primele canale (a) (fig.4.5,e.) ale regiunii portsegmenti. Segmentii de ungere sunt asemănători segmentilor de compresie, fiind prevăzuți în plus cu niște ferestre tăiate din loc în loc pe circumferința unui canal central al segmentului. Rolul lor este de a răzui uleiul de pe

suprafața cilindrului și de a împiedica astfel pătrunderea uleiului în aerul comprimat, prin acțiunea de pompare a segmentilor de compresie (fig.4.5.g). Astfel, în timpul cursei de coborâre a pistonului, muchiile acestor segmenti curăță uleiul de pe suprafața cilindrului și îl trimite prin ferestrele segmentului și prin niște ferestre asemănătoare tăiate în canalele din piston, în carter. Segmentii de ungere se montează după cei de compresie (canalele b, fig. 4.5,e); uneori unul din segmentii de ungere este montat la partea inferioară a mantalei pistonului.

Arborele cotit. Arborele cotit primește din exterior o mișcare de rotație, pe care cu ajutorul bielei o transformă în mișcare de translație a pistonului. Arborele este sprijinit în lagărele fixe din carter pe fusurile 1(fig.4.5,h). Prin intermediul brațelor de manivelă (brațelor de manetoane) 2, se fixează la o distanță de la axul arborelui, egal cu jumătate din cursa pistonului, fusurile manetoane 3, care fac legătura cu capetele bielem. În cazul unui singur cilindru arborele cotit prezintă un singur maneton sau un braț de manivelă prevăzut cu un maneton, iar dacă sunt mai mulți cilindrii, numărul manetoanelor depinde de forma ambielajului, deoarece este posibil ca de același maneton să fie articulate una, două, trei sau patru biele. Decalajul dintre manetoane se face astfel ca să fie realizat un echilibraj cât mai bun al arborelui. Tot din necesități de echilibraj, brațele manetoanelor prezintă la partea opusă contragreutăți 4.(fig.4.5,h). La capătul prin care se face antrenarea arborelui se montează volantul, cu pana pe con sau cu o flanșă de construcție corespunzătoare. Dimensiunile și caracteristicile volantului asigură, în anumite limite, o uniformizare a vitezei unghiulare de rotație a arborelui. În plus, dacă este cazul, arborele este prevăzut cu angrenaje pentru antrenarea ventilatorului, a pompei de apă și a pompei de ulei. Dacă ungerea compresorului se face sub presiune, pentru a asigura ungerea manetoanelor, se practică în arbore niște canale 5, prin care uleiul trimis la lagărele arborelui ajunge și la manetoane. Arborele cotit se execută din oțel-carbon de calitate sau din oțel aliat cu crom, nichel și mangan, iar volantul din fontă. **Biela.** Biela este unul din organele mecanismului de transformare a mișcării de rotație în mișcare de translație. Ea se compune din trei părți: capul 1, corpul 2 și piciorul 3.(fig.4.5,i). Capul bielei asigură legătura cu fusul maneton al arborelui cotit. Pentru a fi posibil montajul, capul este secționat printr-un plan care trece prin axul orificiului, în două părți. Partea detașabilă poartă numele de capac 4 și este fixată de cealaltă parte cu ajutorul unor șuruburi 5, ale căror piulițe sunt bine asigurate. În cazul special al compresoarelor orizontale, când arborele este prevăzut la unul din capete cu un singur braț de manivelă, de care este fixat un buton de manivelă, capul bielei este întreg în toate celelalte cazuri capul bielei este secționat. În orificiul capului bielei se introduc și se fixează, contra rotației, cuzineții 6 (fig.4.5,i) a caror suprafață de contact cu manetonul este acoperită cu un strat de aliaj de antifricțiune 7, format din cositor, cupru și stibiu sau din bronz cu plumb. Corpul bielei prezintă o secțiune a cărei formă poate fi cilindrică dar în general este în formă de dublu T. În unele cazuri, când ungerea compresorului se face sub presiune, corpul bielei este îngroșat la partea centrală, în lungul axei bielei, pentru a se putea practica prin interior un canal de legătură, prin care uleiul împins către lagărul manetonului să ajungă la piciorul bielei. Piciorul bielei, depinzând de tipul constructiv al compresorului, asigură legătura cu bolțul pistonului sau cu capul de cruce. În orificiul piciorului este introdusă o bucată de bronz 8, prevăzută cu canale de ungere și a cărei axă este perfect paralelă cu axa cuzineților de la capul bielei.

Distribuția, adică asigurarea admisiei în cilindru a aerului de presiune joasă și a evacuării acestuia la presiune ridicată, poate fi efectuată în două moduri: - prin supape automate, în care caz deschiderea și închiderea supapelor se face datorită diferenței de presiune dintre presiunea din cilindru și presiunea din exterior; - prin distribuție comandată, când închiderea și deschiderea orificiilor de comunicare ale

cilindrului cu exteriorul se fac prin niște organe acționate de sisteme puse în mișcare de arborele cotit; aici pot fi amintite: distribuția din piston-sertar, distribuția prin cămașa mobilă, distribuția prin supape comandate. Deși distribuția comandată are de partea ei avantajul unei mari durabilități, totuși, datorită prețului de cost mai ridicat, complexității ei și consumului suplimentar de lucru mecanic pe care îl declanșează la variația raportului de comprimare, este mult mai puțin utilizată.

Supapele automate. Această categorie de supape reprezintă soluția tehnică adoptată pentru aproape toate genurile de compresoare de aer cu piston. Ele prezintă numeroase tipuri constructive, din care vor fi prezentate: supape cu disc de etanșare. Supapele cu disc de etanșare pot fi cu disc circular sau cu disc cu canale inelare. Un exemplu de supape cu disc de etanșare este reprezentat în figura 4.5,j în situația când este închisă. Discul de etanșare 1 este fixat de scaunul supapei de către arcurile 3, asamblate în locașurile lor din limitatorul de cursă 4. Dacă presiunea din cilindru pe depășește presiunea din exterior pr, discul de etanșare 1 este ridicat și aerul iese prin orificiile A din scaun, B din discul de etanșare și C din limitatorul de cursă, în conducta de refulare. Când este folosită ca supapă de aspirație, se montează invers, iar aerul pătrunde în cilindru prin orificiile A, B, C datorită depresiei din cilindru care face ca presiunea de aspirație să apese pe discul de etanșare și să-l coboare.

Compresoarele cu pistoane opuse și alternative au cilindrii montați prin intermediul pieselor de distanță pe carter (batiu) și amplasați de o parte și de alta a arborelui cotit, astfel încât momentul de torsiune care acționează asupra arborelui este mai uniform. Aspirația gazelor din tubulatură (claviatura sau manifold) în cilindrii compresorului, se face prin intermediul supapelor de aspirație (2), iar refularea gazelor comprimate din cilindri se realizează cu ajutorul supapelor de refulare (3). La aspirația și refularea gazelor în și din cilindri, se montează cât mai aproape de aceștia, buteliile antipulsatoare cu rolul de a diminua efectul pulsatoriu generat de mișcarea alternativă și neuniformă a pistoanelor. Ungerea pieselor în mișcare se realizează cu ulei prin intermediul unui circuit intern de joasă presiune și a unei pompe antrenată de arborele compresorului. Ungerea segmentilor, dacă este cazul, se face prin intermediul circuitului de ulei de înaltă presiune cu ajutorul unor pompe exterioare acționate electric sau de către arborele compresorului. Antrenarea compresoarelor alternative cu pistoane se face cu motoare electrice, sau termice cu pistoane.

Încălzirea gazului, în fazele de comprimare, are ca efect încălzirea corespunzătoare a pereților cilindrului. La acest proces de încălzire se adaugă la căldura rezultată din frecarea segmentilor de cămășile cilindrilor și cea rezultată în urma frecărilor care au loc între mecanismele aflate în mișcare. Menținerea unei temperaturi constante prevăzută de proiectantul compresorului are scopul de a pierde cât mai puțină energie în procesul de comprimare și de a menține randamentele compresorului la valori optime.

La compresoarele cu pistoane, procesul de comprimare este însoțit de o creștere apreciabilă a temperaturii gazelor. Valoarea raportului de comprimare nu poate fi oricât de mare, fiind limitată de temperatura maximă la care compresorul poate să funcționeze în bune condiții și să nu apară cocsări, valoare stabilită și din considerente tehnico-economice (valoarea optimă pentru randamentul volumetric și puterea dezvoltată). Maximul rației de comprimare pe o treaptă este uzual limitat de temperatura de refulare și compoziția gazului comprimat. Temperatura gazului refulat din cilindru T_r poate fi calculată cu relația:

$$T_r = T_a^{(k-1)/k}$$

T_a fiind temperatura la aspirație și k exponentul adiabatic.

Când sursa de gaze conține oxigen, împreună pot forma un amestec de combustie, aceasta este întotdeauna o sursa de foc și explozie prin prezența vaporilor de ulei, reducerea carbonizării vaporilor de ulei și eliminarea pericolului de foc se face dacă temperatura maximă în cilindru este sub 150 °C.

Dacă în gaze nu este prezent oxigenul temperaturile maxime pot fi cuprinse între 175 °C și 200 °C din acest motiv gradul maxim de comprimare pe o treaptă are valorile: 4,2 pentru aer și 6,7 – 7,5 pentru gazele de sondă (practic 3 respectiv 5 din considerente de siguranță).

Căldura degajată în procesul de comprimare este preluată de către: gazele comprimate care sunt refulate din cilindrii compresorului; uleiul care asigură ungerea mecanismelor aflate în mișcare; agentul de răcire (apa sau aerul) care răcește: cilindrii, răcitoarele de ulei și presetupele de etanșare a tijelor; carterul, manifoldul și fundațiile care susțin compresorul. Pentru realizarea unui proces de răcire care să permită menținerea temperaturilor compresorului la nivelul cerut prin proiect este necesar să se realizeze un circuit de răcire al acestuia care de cele mai multe ori este combinat cu circuitul de răcire al gazelor comprimate.

Sistemul de răcire poate să fie: centralizat în sistem deschis, unde toate compresoarele sunt răcite prin intermediul apei. Apa este pompată cu pompe centrifuge amplasate într-o stație centrală, în circuit închis după următorul parcurs: pompe, conducta de distribuție a apei reci (tur), compresoarele, conducta de colectare a apei calde (retur), turnul de răcire și iar pompe. În acest tip de circuit apa intră în contact direct cu aerul în vederea răcirii, ceea ce conduce la pierderi mari de apă prin vaporizare. Vara, pierderile pot *atinge 5% din volumul de apă vehiculat* prin turnul de răcire ceea ce face ca acest sistem să devină mare consumator de apă și energie și *deci din ce în ce mai puțin folosit*; individual în sistem închis, unde compresoarele sunt răcite cu agentul de răcire care la rândul lui este răcit cu aer într-un schimbător de căldură aferent fiecărei unități de comprimare. (În fig. 4.6,a. avem un sistem de răcire a garniturilor de la tija pistonului compresorului).

Această soluție aplicată individual presupune și răcirea gazelor comprimate cu aer. Schimbătoarele de căldură gaze – aer, agent de răcire – aer, se montează de obicei pe același suport și folosesc ventilatoare de aer comune. Sistemul de răcire este realizat de către o consolă de răcire montată cât mai aproape de compresor. Pentru a asigura o temperatură corectă în cilindru se va menține un debit al fluidului de răcire între limitele de siguranță. O rație a debitului prea mică va permite nămolului sau a altor particule antrenate să se depună din fluidul de răcire și eventual să conducă la o blocare a curgerii.

Temperaturile agentului de răcire și ale gazelor, dimensiunile cilindrului și factorii de frecare sunt toți parametrii importanți în calculul debitului agentului de răcire necesar pentru cilindru. Apa netratată poate fi utilizată ca agent de răcire dacă temperaturile furnizate sunt acceptabile și dacă apa este filtrată înainte de a fi introdusă în cilindru. Rafinările și stațiile de compresoare din depozitele subterane de gaze utilizează turnuri de răcire a apei, a cărei temperatură este controlată, apoi apa este filtrată și tratată. Pompele centrifuge antrenate de către motoare electrice efectuează circulația fluidului de răcire. Controlul se face în regim automat de către un circuit de control al temperaturii. Instalația pentru monitorizarea și protejarea sistemului asigură o răcire corectă a compresoarelor. Sistemul de ungere al compresoarelor cu pistoane. Compresoarele alternative sunt mașini care transformă energia mecanică a motorului de acționare prin intermediul arborelui și a sistemului bielă manivelă în energie potențială a gazelor comprimate. Aceasta presupune frecări în lagăre, cuplaje, elementele aflate în mișcare precum și în cilindrii. Reducere frecării se face prin sisteme de ungere

PUIP curs 4
ca cel din fig. 4.6.

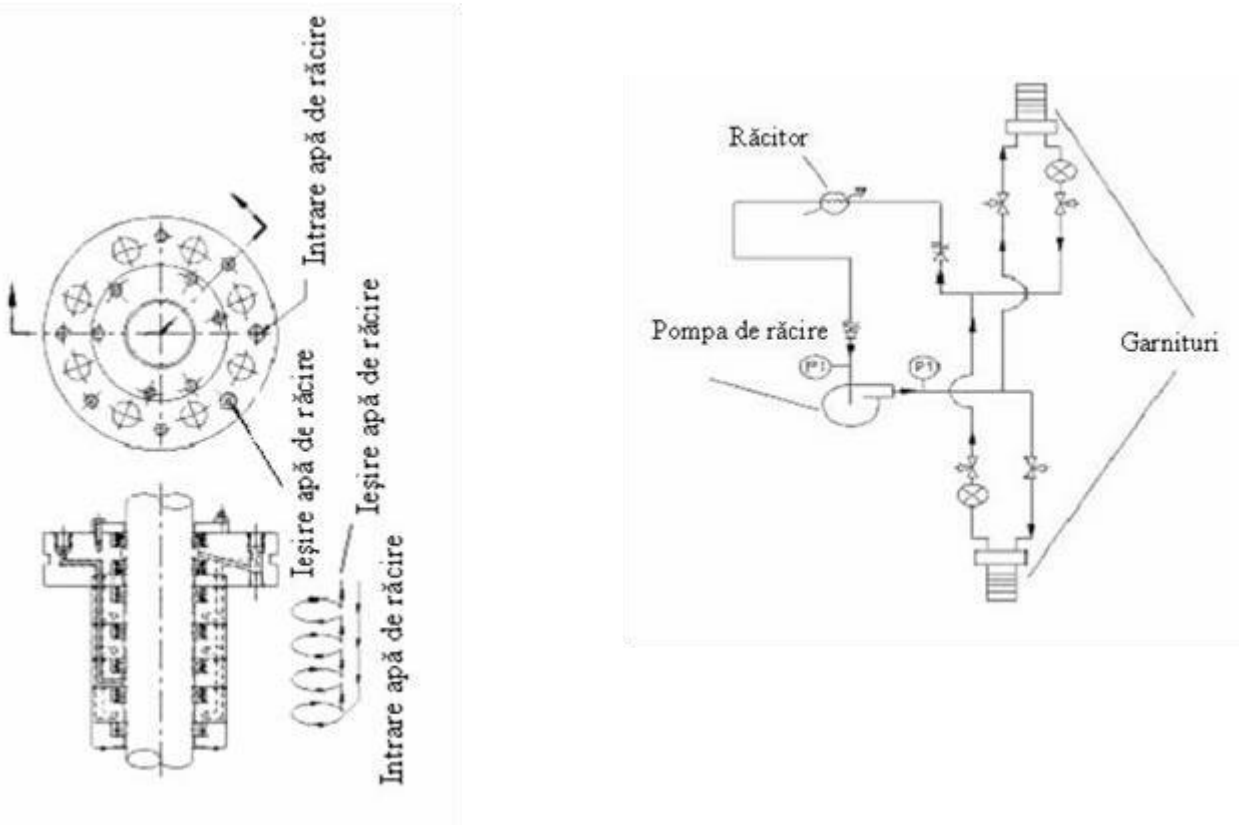


Fig. 4. 5,a Sistemul de răcire al garniturilor de etanșare: secțiunea prin sistemul de etanșare -stânga; circuitul exterior de răcire -dreapta

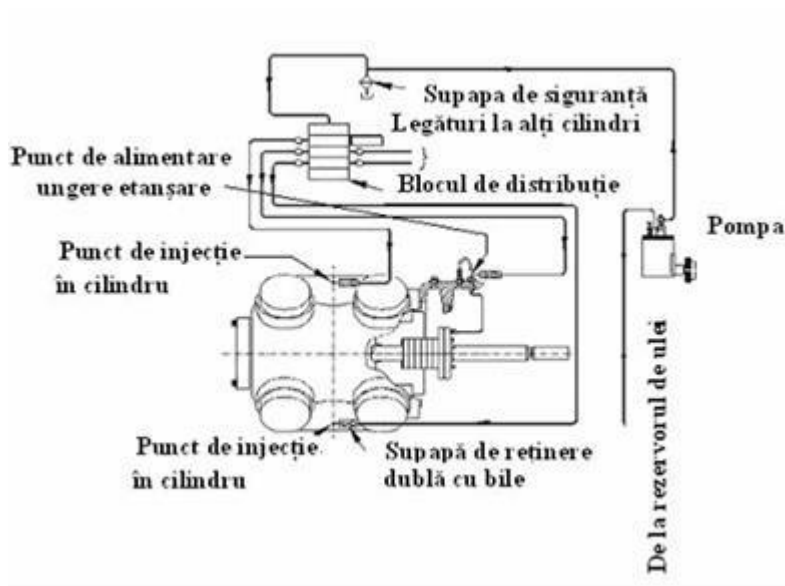


Fig. 4. 6,b Circuitul de ungere extern al cilindrilor care asigură ungerea segmentelor ce echipează pistoanele compresorului

2. Compressoare centrifuge (sau centrifugale sau turbocompressoare)

Compressoarele centrifuge sunt mașini rotative care transformă energia mecanică în energie cinetică a gazelor comprimate prin intermediul organelor mobile numite rotoare, ce asigură comprimarea gazelor de la presiunea de aspirație la presiunea de refulare. Rotorul compresorului centrifug se rotește în interiorul statorului prin intermediul unui arbore acționat de o turbină de gaze sau un motor electric, direct sau prin intermediul multiplicatoarelor de turație. Acest agregat se prezintă în exterior sub forma unei carcase metalice închise, în interiorul căreia se rotește rotorul cu două legături: la tubulatura de aspirație și la tubulatura de refulare. Un compresor centrifug este arătat în figura 4.7. Principalele elemente care compun un compresor centrifug sunt: tubul de aspirație care face legătura cu manifoldul stației de comprimare (canalizația de admisie sau conducta de admisie); acest tub de aspirație conduce gazele spre centrul rotorului și este ușor convergent pentru a reduce dimensiunile rotorului.

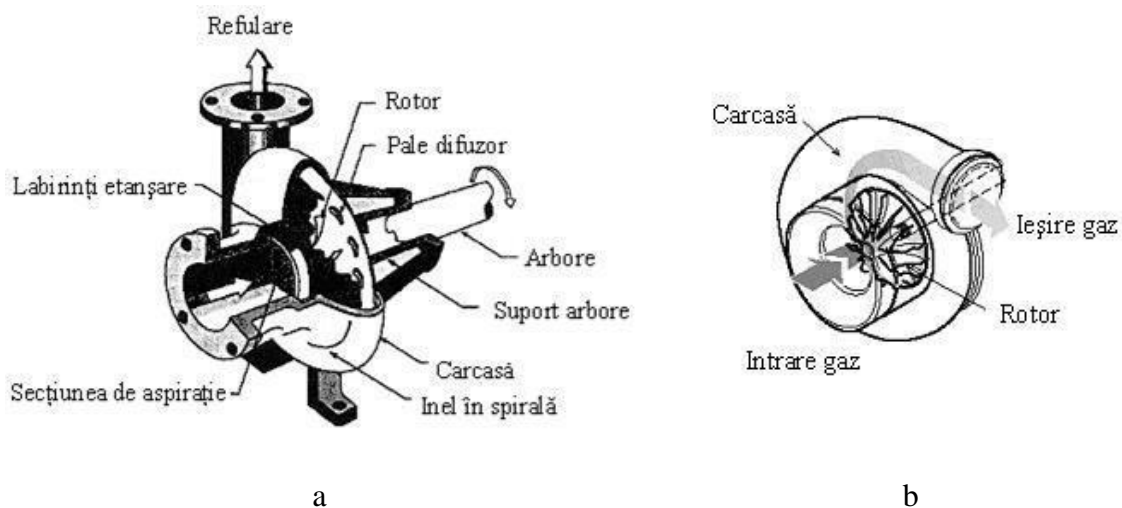


Fig. 4. 7 Schema unui compresor centrifugal într-o singură treaptă: a) elementele componente; b) circulația gazului prin compresor.

Datorită convergenței viteza absolută crește și se produce o depresiune la intrarea gazelor în rotor; ansamblul rotoric este cu unul sau mai multe discuri fixate pe arbore (rotoare). Pe fața laterală a discului se află paletetele care sunt legate printr-o placă de închidere (discul de acoperire). Prin învârtirea rotorului, canalele rotorice imprimă fluidului o mișcare de rotație care mărește viteza absolută, ceea ce constituie efectul dinamic (înălțimea dinamică). În același timp fluidului i se reduce viteza la ieșirea de pe rotor și astfel se mărește presiunea, respectiv entalpia gazelor (cu scăderea vitezei relative) ceea ce constituie efectul static (înălțimea statică). Înălțimea totală transmisă gazelor se obține prin însumarea celor două înălțimi: statică și dinamică. Ansamblul rotoric (fig. 4.8) este susținut pe lagărele iar labirinții de etanșare reduc pierderile de gaz dintre trepte și față de exterior. Statorul are canale direcționale de intrare și un aparatul director (care poate lipsi la unele variante constructive); difuzorul prin care alimentăm rotorul următor, poate fi paletat sau nepaletat; voluta de ieșire duce gazele comprimate în conducta de refulare și mai departe în manifoldul stației. Ansamblul format din canalizația de admisie, aparat director (care poate lipsi), rotor și difuzor constituie o treapta de comprimare. Energia mecanică furnizată de arborele compresorului este transmisă gazelor de către rotor prin accelerarea particulelor de gaze.

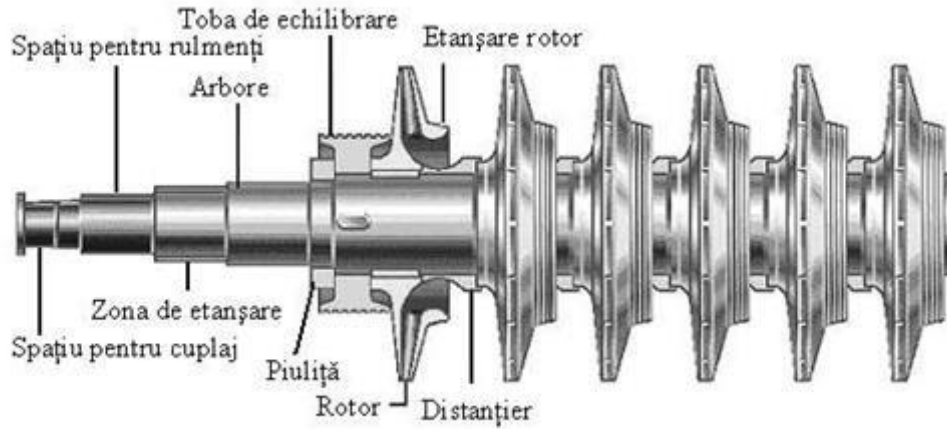


Fig. 4. 8 Ansamblul rotoric la un compresor centrifugal.

Energia cinetică a gazelor este transformată în presiune în canalul de lucru (canalul rotorului) care se rotește odată cu arborele; în difuzor unde se evacuează gazele de pe disc și în voluta de ieșire viteza este redusă pentru a menține randamentul compresorului la valori acceptabile. La compresoarele centrifuge, partea de energie cinetică convertită în presiune în difuzorul de ieșire poate să fie de 50 până la 70%. Energia cedată este proporțională cu viteza gazului, ceea ce atrage după sine o viteză foarte mare a paletei și implicit a rotorului compresorului. Astfel se ajunge la mașinile rotative de mare turație, capabile să comprime debite mari de gaze la înălțimi de refulare medii și mari. Deși randamentul lor este mai mic comparativ cu alte tipuri de compresoare ele sunt preferate datorită construcției simple, a gabaritului redus, a volumului mare de gaze comprimate, a fiabilității ridicate, a lipsei de vibrații și a posibilităților de funcționare în regim automat. Pentru a crește energia transmisă gazului și a mări presiunea acestuia la ieșirea din compresor se folosesc compresoare cu mai multe etaje.

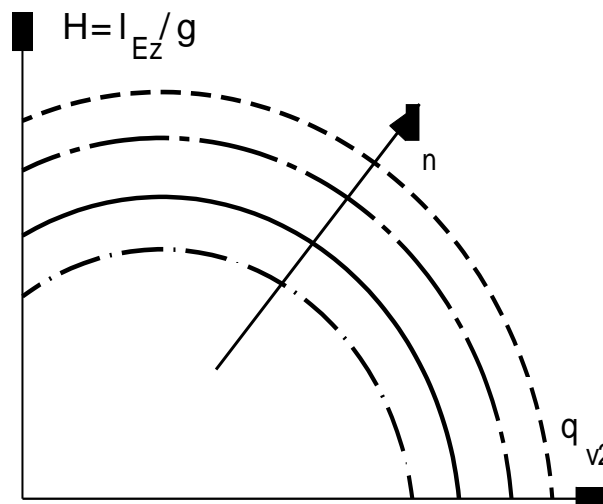


Fig. 4. 9 Caracteristica reală a compresorului centrifugal, la diferite turații:
 H înălțimea de pompare reală; l_{Ez} energia specifică care ține seama de existența palelor; q_v debitul volumic specific de gaz (corespunzător unei mase de un kg de gaz).

Caracteristica reală a compresorului care exprimă înălțimea de pompare reală funcție de debitul volumetric la ieșire $H = f(q_{v2})$ este dată în figura 4.9. Caracteristica (H, q_{v2}) trasată pentru o viteză dată are alura unei parabole cu concavitătea în jos. Ea prezintă un maximum delimitat de două laturi descendente la stânga și la dreapta. Este important de notat că funcționarea pe latura descendentă stângă este instabilă. Compresoarele sunt prevăzute cu dispozitive de protecție împotriva pompajului: dacă punctul de funcționare, se apropie de curba de pompaj, un sistem automat declanșează o recirculare a gazului de refulare către aspirație, crescând astfel artificial, debitul la intrarea în compresor; astfel se menține punctul de funcționare la dreapta curbei de pompaj sau deschiderea valvelor antipompaj. Examinarea unei curbe caracteristice la o viteză dată arată că, dincolo de un anumit raport debit-volum, înălțimea utilă se diminuează din ce în ce mai repede către debitele mari. Randamentul se diminuează la fel de repede. Toată această creștere de putere nu permite decât o creștere a debitului foarte scăzută. Se spune că s-a intrat în zona de blocaj a compresorului care corespunde debitelor limită realizabile. Se recomandă să se ia ca limită admisă pentru debitele mari o curbă de izorandament, de exemplu izorandamentul 0,60. Considerațiile de mai sus conduc la definirea domeniului de funcționare reprezentat în figura 4.10.

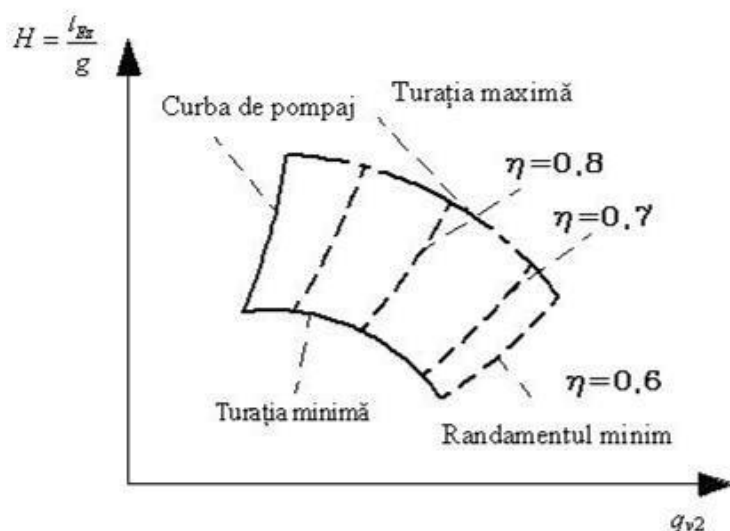


Fig. 4. 10 Limitele de funcționare ale compresorului centrifugal.

3. Compresoarele cu șurub

Compresoarele cu șurub au în prezent o răspândire din ce în ce mai mare datorită următoarelor avantaje: simplitate constructivă; lipsa supapelor; rapoarte mari de comprimare; lipsa contactului mecanic dintre elementele de comprimare a gazului; gabarit redus la aceiași parametri ai gazului comparativ cu compresoarele cu piston; randament ridicat comparativ cu turbocompresoarele; lipsa spațiului mort; reglare mai simplă. După cum se poate vedea în figura 4.11 în care avem schema de ansamblu a compresorului și cele două rotoare, afirmația referitoare la simplitatea constructivă este pe deplin justificată. Există multe firme care realizează compresoare cu performanțe deosebite: Gardner Denver, Atlas Copco, Compair, GHH Trane, Ingersoll Rand, Hitachi, Fu Sheng, Hanbelm,

Refcomp, Holroyd. Câteva variante constructive sunt în fig. 4.12. Curba echivalentă diagramei volum presiune $p - V$ de la compresoarele cu pistoane este dată la compresoarele cu șurub în coordonate unghi de rotație – presiune, figura 4.13. Compresoarele cu șurub datorită dimensiunilor reduse, costului scăzut, randamentului bun la presiuni scăzute de operare sunt potrivite pentru transportul gazelor naturale. În continuare o să tratăm următoarele probleme referitoare la compresoarele cu șurub:

- procesul de compresie;
- raportul volumelor de gaz de la intrare și ieșire din compresor;
- controlul debitului;
- sistemul de ungere al compresorului.

Compresorul cu șurub este de tip volumic, presiunea gazului crescând datorită reducerii volumului, urmând legile de transformare ale gazelor. Totuși *procesul de comprimare* diferă semnificativ de cel de la compresoarele cu pistoane. Acesta se manifestă după cele trei direcții, fiind dificilă reprezentarea acestuia în plan. Golurile sunt echivalentul cilindrului, iar lobi echivalentul pistonului.

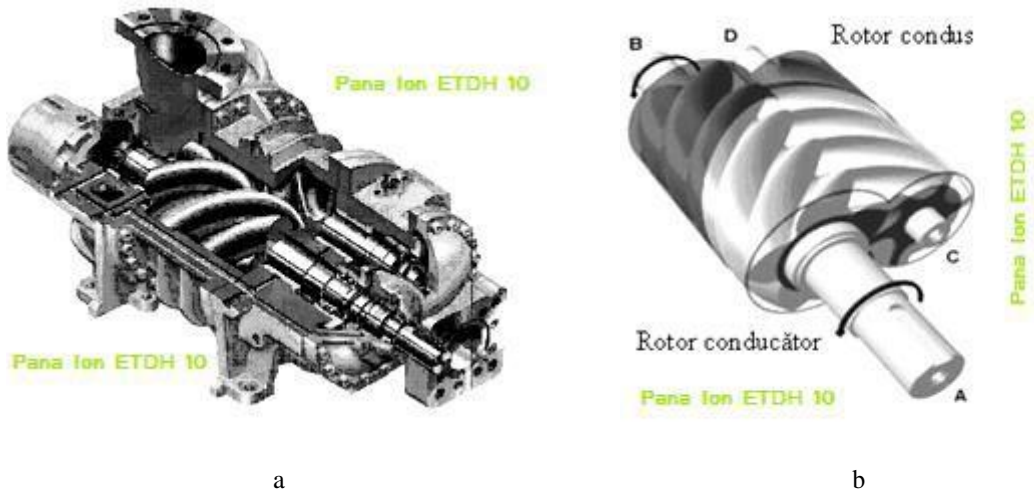


Fig. 4.11 Compresorul cu șurub: a) imaginea de ansamblu a compresorului; b) cele două rotoare.



Fig. 4.12 Variante de compresoare cu șurub.

Diagrama presiune volum, explică procesul de compresie. La început gazul la presiunea de aspirație umple golurile dintre rotoare, care nu sunt acoperite de pereți în zona de aspirație. Umplerea continuă până la trecere spațiilor de orificiul de aspirație. În acest punct gazul este închis între rotoare și pereți. Volumul de gaz care a pătruns în compresor se numește volum de intrare. Pe partea opusă aspirației rotoarele intră în angrenare determinând creșterea presiunii, cât

timp gazul se află într-un spațiu închis. Gazul este evacuat când lobi șurubului conducător trec prin dreptul spațiului de ieșire. Volumul de gaz în aceste condiții se numește volum de ieșire din compresor. O cantitate de gaz rămâne în golurile dintre lobi după trecerea prin dreptul orificiului de refulare. Rotația ulterioară împinge acest gaz spre conducta de refulare, dar nu mai are loc o compresie, volumul nefiind închis. Compresorul cu șurub nu are spațiu mort, deoarece nu există destinderea gazului la sfârșitul procesului de comprimare. Teoretic un compresor cu șurub are randament volumetric 100 %, dar există o mică pierdere între rotoare și între rotoare și carcasă; aceste pierderi depind de tipul compresorului și turație, reducând randamentul volumetric la 90 %. Debitul compresorului Q în $[m^3/min]$ este dat de relația:

$$Q = \lambda l (S_1 + S_2) z_1 n_1,$$

unde: l este lungimea rotoarelor; z_1 – numărul de lobi la rotorul motor; n_1 –turația rotorului motor; S_1 –aria proiecției în secțiune frontală a golurilor din rotorul principal; S_2 –aria proiecției în secțiune frontală a golurilor din rotorul condus; λ – coeficientul de debit. Variația presiunii în compresorul cu șurub în funcție de unghiul de rotație este dată în figura 7.

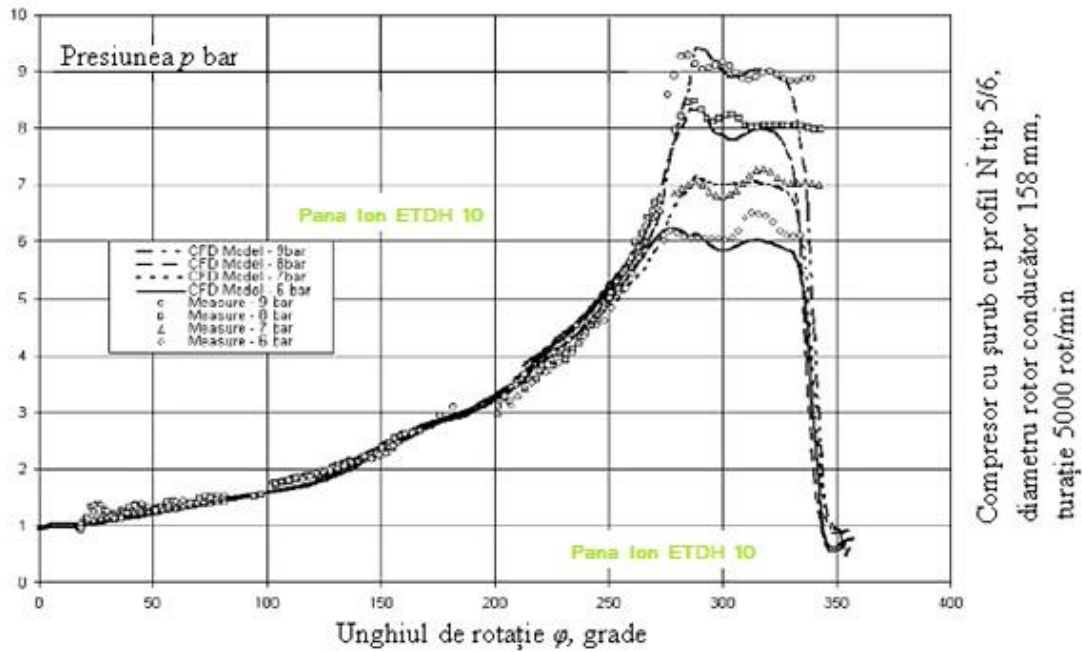


Fig. 4. 13 Diagrama presiune în funcție de unghiul de rotație pentru un compresor cu șurub.

Este indicată de asemenea, diferența dintre valorile măsurate și valorile evaluate prin utilizarea metodei elementului finit.

Raportul volumelor de gaz este definit prin relația următoare:

$$V_i = \frac{\text{Volumul de intrare}}{\text{Volumul de iesire}}.$$

Considerând presiunea la intrare de 1 bar, atunci presiunea la ieșirea din compresorul cu șurub va fi în ipoteza unei transformări adiabate:

$$P_i = V_i^k .$$

Se observă că noțiunea de raport al volumelor are un caracter practic deoarece ne dă presiunea la ieșirea din compresor, în ipoteza unei intrări a gazului la presiunea atmosferică. Unele compresoare au o valoare fixă a raportului volumelor, altele includ un sertar de reglaj cu diferite deschideri radiale; raportul volumelor poate fi reglat chiar în timpul funcționării. Raportul volumelor este schimbat prin modificarea mărimii orificiului de refulare. Un orificiu mai mic va crește raportul volumelor, ținând gazul în interiorul golurilor mai mult decât un orificiu larg. Cu cât gazul este ținut mai mult în interiorul golurilor înainte de a i se permite să comunice cu spațiul de refulare cu atât avem o rotație mai mare, o reducere mai mare a volumului și prin urmare o creștere a presiunii. Figura 4.14 arată sertarul de reglare pentru diferite valori ale raportului volumelor. Ținând seama de relația presiunii la ieșire se pot obține următoarele valori ale acestuia în ipoteza transformării adiabate: 2,63; 3,6; 5,7; 11,5 bar într-o singură treaptă.

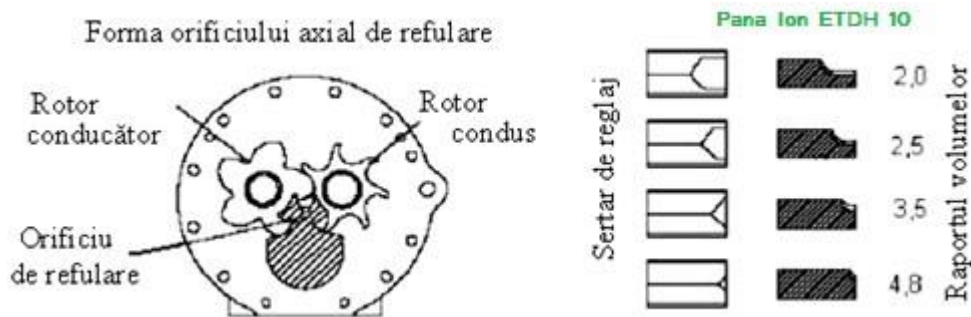


Fig. 4. 14 Sertarul de reglaj la compresorul cu șurub.

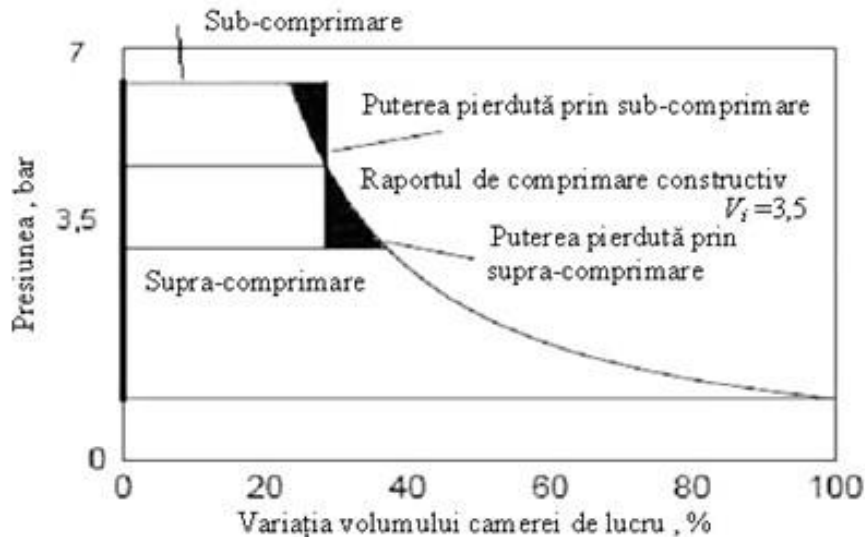


Fig. 4. 15 Procesul de sub comprimare și supra comprimare a gazului în compresorul cu șurub.

Pentru un randament mai bun trebuie ca raportul volumelor să fie potrivit cu raportul de comprimare din sistem. Dacă raportul intern de comprimare nu se potrivește cu raportul sistemului atunci rezultă sub-comprimarea sau supra-comprimarea, figura 4.15. La supra-comprimare gazul este

comprimat la o presiune mai mare ca cea din sistem. Gazul comprimat la presiunea internă de refulare se destinde apoi la presiunea din rețea. Se consumă lucru mecanic suplimentar pentru comprimarea gazului la o presiune mai mare decât cea din refularea sistemului.

La sub-comprimare presiunea internă a gazului este mai mică decât presiunea din rețeaua în care acesta este introdus. Gazul din rețeaua de refulare se întoarce în golurile din rotoarele compresorului, presiunile se egalizează și trebuie comprimat din nou. Un lucru mecanic se consumă pentru a comprima același gaz de două ori. În general supra-comprimarea este mai puțin eficientă decât sub-comprimarea. La supra-comprimare lucrul mecanic suplimentar se referă la întregul curent de gaz în timp ce la sub-comprimare lucrul mecanic suplimentar se referă doar la gazul care se întoarce din conducta de refulare în golurile din rotoarele compresorului.

Metodele de control ale debitului sunt asemănătoare cu cele de la compresoarele cu pistoane:

- prin modificarea turației;
- prin recirculare internă;
- prin obturarea secțiunii de aspirație;
- prin conducta de (by-pass) ocolire.

Alte tipuri de compresoare volumetric

Există și alte tipuri constructive de compresoare, mai rar utilizate; de exemplu în figura 4.16 este reprezentat un *compresor cu lobi*. Acesta este tot un tip de compresor volumetric la care camera de lucru formată între carcasă și cei doi lobi este variabilă. Debitul acestui compresor depinde de forma și numărul de lobi (între 2 și 4). O relație pentru calculul debitului volumetric este Q [m^3/min]:

$$Q = Z\lambda K\pi n_r r^2 l ,$$

unde: Z este numărul de lobi (rotoare) ; l – lungimea rotoarelor; λ – coeficient de debit $\lambda = 0,65- 0,85$;

r – raza carcasei; K – coeficient ce ține seama de forma lobilor, $K = 0,53-0,59$ pentru $Z=2$ și $K=0,49-0,53$ pentru $Z=3$; n_r – turația compresorului. Aceste compresoare au randamentul mecanic cuprins între 0,87 și 0,94.

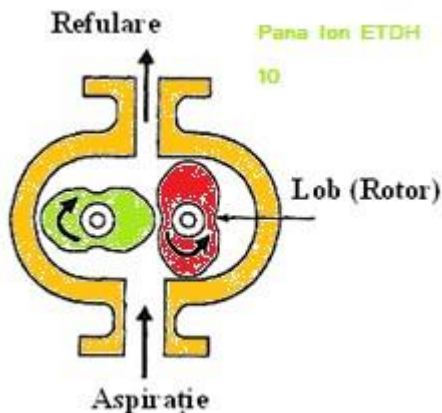


Fig. 4. 16 Compresorul cu lobi

Compresorul rotativ cu palete alunecătoare este reprezentat în figura 4.17. Rotorul se montează într-o carcasă cu o excentricitate e față de stator iar palele sunt introduse în canale practicate în rotor. Datorită forței centrifuge palele rămân în contact cu suprafața carcasei; între două palete succesive apare un volum variabil de lucru, ca efect al excentricității. Debitul volumic al compresorului Q exprimat în [m^3/min] se poate calcula cu relația:

$$Q = e\lambda Kn_r r l ,$$

unde: e este excentricitatea; l – lungimea rotorului; K – coeficient ce ține seama de raportul e/r , tabelul 4.1; r – raza carcasi; λ coeficient de debit; n_r turația compresorului

Tabelul 4.1. Valorile coeficientului K la compresoarele cu palete glisante pentru $e/r = 0,09-0,16$.

Domeniul de exploatare	Debite mici $Q < 5 \text{ m}^3/\text{min}$		Debite medii $Q = 5 - 8 \text{ m}^3/\text{min}$, $p_r = 0,2-0,3 \text{ MPa}$				Debite mari $Q > 8 \text{ m}^3/\text{min}$
	2	4	6	8	10	12	32
K	9,90	11,80	12,20	12,30	12,40	12,50	12,56

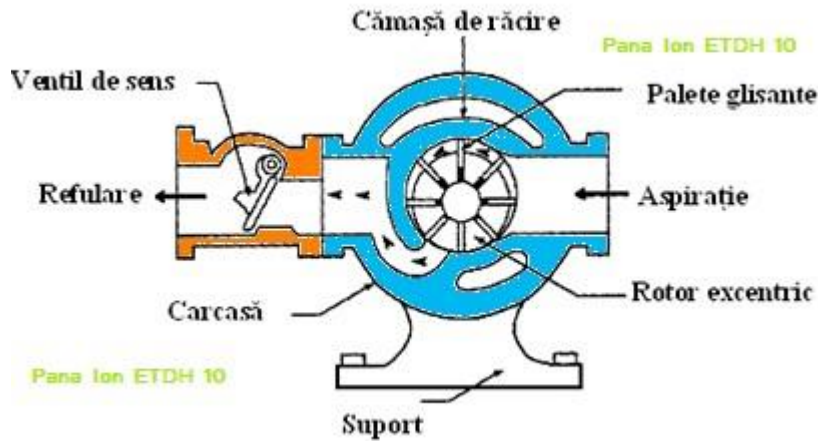


Fig. 4. 17 Compresor cu palete glisante.

Motoare pentru acționarea utilajelor dinamice

1. Turbinele cu abur

Turbinele sunt mașini capabile să producă lucru mecanic. Ele sunt folosite pe scară largă în sistemele de transport a produselor petroliere, în rafinării și în activitățile de foraj ca sursă de putere. Ele sunt folosite pentru a antrena pompe centrifuge, compresoare de gaze, suflante, ventilatoare pentru răcitoare cu aer, generatoare electrice, sistemele de lucru ale unei instalații de foraj.

Principiile fundamentale care stau la baza funcționării turbinelor sunt aceleași pentru toate turbinele, indiferent de mărimea și puterea lor. Totuși cu cât turbinele sunt mai mari, cu atât construcția și sistemele de protecție devin mai complicate.

Principiul de funcționare al turbinei cu abur. Într-o turbină cu abur, acesta trece cu viteză mare printr-un mic orificiu și lovește o paletă fixată pe un rotor, care este, la rândul ei, introdusă într-o carcasă. Forța dezvoltată prin destinderea aburului face ca rotorul să se învârtă, iar puterea astfel dezvoltată poate acționa o pompă, un compresor sau generator de energie electrică.

Turbina cu abur este un motor termic rotativ care folosește ca agent de lucru aburul. În turbină are loc transformarea energiei potențiale a aburului în energie cinetică și din acesta în energie mecanică de rotire la arborele turbinei. Din punct de vedere constructiv turbina cuprinde un șir de ajutaje fixe montate pe stator și un șir de palete mobile fixate prin intermediul unor discuri de rotorul turbinei. Un șir de ajutaje și un șir de palete mobile formează o treaptă a turbinei.

În studiul turbinelor intervin ca și la pompele centrifuge (sau la compresoarele centrifuge, transmisiile hidrodinamice) triunghiurile de viteze cu aceleași notații și semnificații: c viteza absolută; w viteza relativă față de palele mobile; u viteza tangențială.

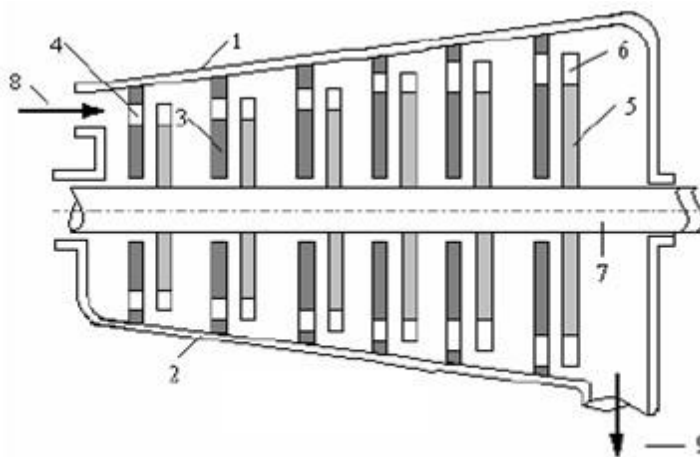


Fig. 1. Secțiune printr-o turbină cu abur axială:
 1. carcasa superioară; 2. carcasa inferioară; 3. diafragmă;
 4. ajutaje; 5. disc; 6. palete; 7. arbore; 8. admisie abur în turbină; 9. eșapare abur din turbină.

Turbina poate fi cu acțiune (sau cu impuls) dacă energia termică a aburului este transformată în energie cinetică numai în ajutoraje și cu reacțiune dacă destinderea aburului are loc și pe palele mobile. Este necesară transformarea treptată a energiei aburului în lucru mecanic în mai multe trepte.

O turbină de abur în configurația ei cea mai simplă cuprinde, fig. 1: o parte rotorică pe care sunt fixate paletele prin intermediul unor discuri; arborele rotorului se sprijină în părțile laterale pe lagăre; o parte statorică carcasa, pe care sunt fixați pereții ajutorajelor prin intermediul unor diafragme. Admisia aburului are loc pe la un capăt al turbinei, aburul se destinde succesiv în trepte și este eliminat pe la celălalt capăt.

1.1.Aspecte energetice la treapta turbinei

La treapta cu acțiune, figura 2 forța se produce prin lovirea paletelor de către aburul la ieșirea din ajutoraje cu viteza absolută c_1 . Aburul se destinde numai în ajutoraje iar în paletă suferă doar o schimbare de direcție presiunea rămânând constantă. În paletele mobile energia cinetică se transformă parțial în lucru mecanic. Procesul real de transformare a energiei potențiale a aburului

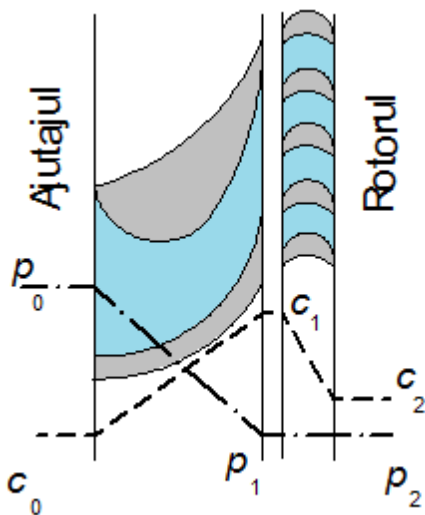


Fig. 2. Variația vitezei și a presiunii în treapta de acțiune a turbinei cu abur.

în energie mecanică este însoțit de o serie de pierderi. Din ajutoraje aburul iese cu viteza absolută c_1 înclinată sub unghiul α_1 față de palele care se deplasează cu viteza tangențială u , aburul are viteza relativă w_1 . Din paletă aburul iese cu viteza relativă w_2 înclinată cu unghiul β_2 față de direcția de mișcare a palei.

Triunghiurile de viteze sunt exprimate în figura 3,a; din triunghiurile de viteze rezultă variația vitezei la trecerea printre pale deci forța de impuls transmisă paletelor și unghiurile de intrare și ieșire ale paletelor. Forța transmisă asupra paletelor se calculează din legea impulsului și se descompune într-o componentă tangențială F_t care produce efect util și o componentă axială care nu are efect util, dar încarcă lagărele; reprezentarea acestor forțe este dată în figura 3,b.

Pe direcția tangențială nu apar forțe de presiune rezultând:

$$F_t = m(c_{1u} - c_{2u}), \quad (1)$$

sau

$$\begin{aligned} F_t &= m[(c_{1u} - u) - (c_{2u} - u)] \\ &= m(w_{1u} - w_{2u}) \end{aligned}, \quad (2)$$

relații în care m este debitul masic; indicii 1 și 2 corespund intrării și ieșirii de pe pale iar u indică direcția pe care se face proiecția vectorului respectiv (direcția lui u). Viteza w_{2u} este dirijată întotdeauna în sens opus mișcării palei, adică este negativă, prin urmare:

$$F_t = m(w_{1u} + w_{2u}) \quad (3)$$

Diferențele $(w_{1u} - w_{2u})$, $(c_{1u} - c_{2u})$ se pot măsura direct în faza de proiectare pe diagrama de viteze. Sub acțiunea forței F_t palele se mișcă cu o viteză u . Puterea transmisă palelor este:

$$P_u = mu(w_{1u} + w_{2u}) \quad (4)$$

Lucrul mecanic transmis la un kg de abur reprezintă lucrul mecanic util ce corespunde căderii adiabaticice utile:

$$l_u = \Delta h_u = u(w_{1u} + w_{2u}) \quad (5)$$

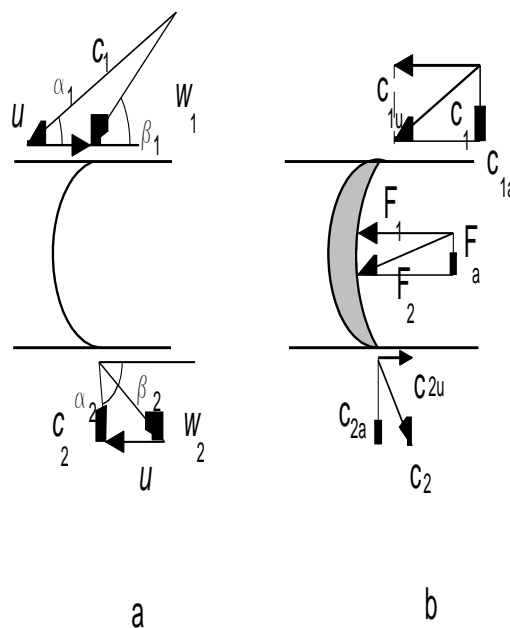


Fig. 3. Elemente de calcul la rotorul de turbină:
 a) triunghiurile de viteze; b) forțele ce acționează asupra palelor.

1.2. Detalii de construcție la turbina cu abur

Aburul intră în regulatorul de turație figura 4, după ce în prealabil a trecut printr-un filtru și un ventil de strangulare. Poziția ventilului regulatorului determină cât de mult abur este admis în camera de distribuție și în ajutajele de distribuție. Pe măsură ce aburul trece prin ajutaje, viteza lui crește atingând valori foarte mari. Jeturile de abur cu viteză mare intră în primul rotor, unde o parte a energiei se consumă pentru rotirea axului turbinei. Paletetele fixe ale

rotorului servesc pentru a direcționa curgerea aburului așa încât acesta să parcurgă traseul corect și să intre în paletelor celui de-al doilea rotor. În cel de-al doilea rotor se extrage mai multă energie din abur. În final, aburul părăsește turbina prin conductele de evacuare a aburului mort. Zona de contactare a axului turbinei cu carcasa este etanșată cu inele de grafit care sunt ținute strâns pe ax cu ajutorul unor arcuri de tip jartieră. Arborele este sprijinit pe lagăre cu alunecare sau cu rulmenți. Regulatorul de turație și mecanismul de transmisie cu pârghii a semnalului reglează ventilul regulatorului. Dacă încărcarea turbinei se mărește, turbina va tinde să încetinească.

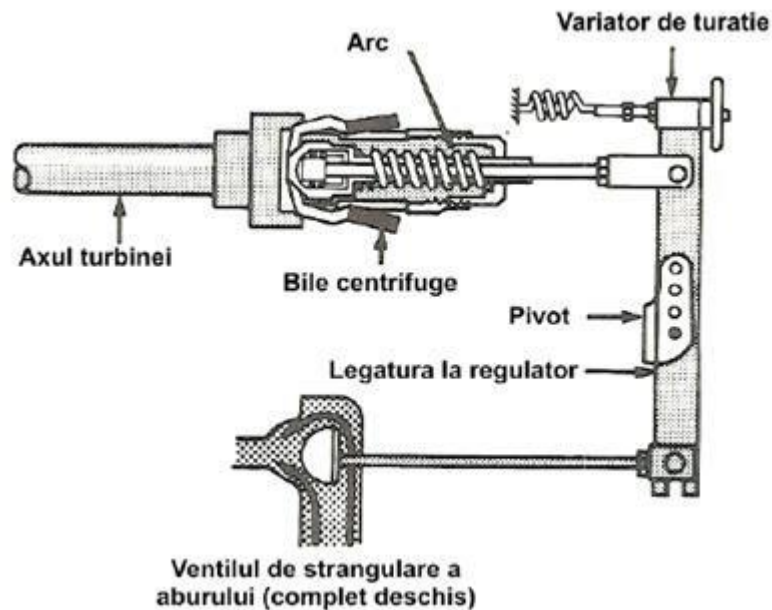


Fig. 4. Starea inițială a regulatorului de turație.

Acțiunea regulatorului, prin greutăți și arcuri, transmisă mecanismelor de cuplare va deschide ventilul mai larg și va permite mai mult abur să intre. O reducere a încărcării va avea un efect invers. Mecanismul de modificare a vitezei este folosit pentru a regla viteza la care turbina funcționează. Mecanismul de declanșare automată este construit și ajustat pentru ca el să închidă alimentarea cu abur prin închiderea rapidă a ventilului atunci când turația crește peste valoarea presetată. Cele mai multe mecanisme de protecție pe supra turație a turbinei sunt setate să opereze între 10 și 15% peste turația normală. Utilitatea mecanismului de supra turație constă în protecția la distrugerea rotoarelor deoarece au existat cazuri când rotoarele turbinei au sărit în aer atunci când s-a permis rotirea la supra turații excesive.

Într-un mecanism simplu de declanșare la supra turație, declanșatorul constă dintr-o greutate legată pe ax cu un arc. La viteze normale, declanșatorul rămâne pe ax. Dacă turbina se supra turează, forța centrifugă depășește tensiunea arcului și declanșatorul este împins afară unde el lovește piedica, care la rândul ei eliberează mecanismul de închidere a alimentării cu abur a turbinei. Spre deosebire de regulatorul de turație, declanșatorul de supra turație trebuie să fie refixat pe valoarea stabilită de fabricant după oprirea turbinei.

2. Turbinele cu gaze

Turbinele acționate cu gaze sunt folosite la acționarea compresoarelor pentru injectarea de gaz, la presiuni și debite mari. Procesul de extracție prin gaz lift folosește de asemenea turbine

acționate cu gaz pentru acționarea compresoarelor centrifugale. În cadrul proceselor de tratare a gazelor în vederea eliminării impurităților, a apei și a fracțiilor petroliere lichide, se folosesc de asemenea compresoare centrifugale acționate de turbine cu gaz. Există aplicații de lichefiere a gazelor naturale în vederea transportului și a stocării, aplicații în care sunt folosite grupuri de comprimare cu turbine cu gaze. Turbinele cu gaze sunt folosite și la acționarea compresoarelor centrifugale pentru transport gaze naturale figura 5.

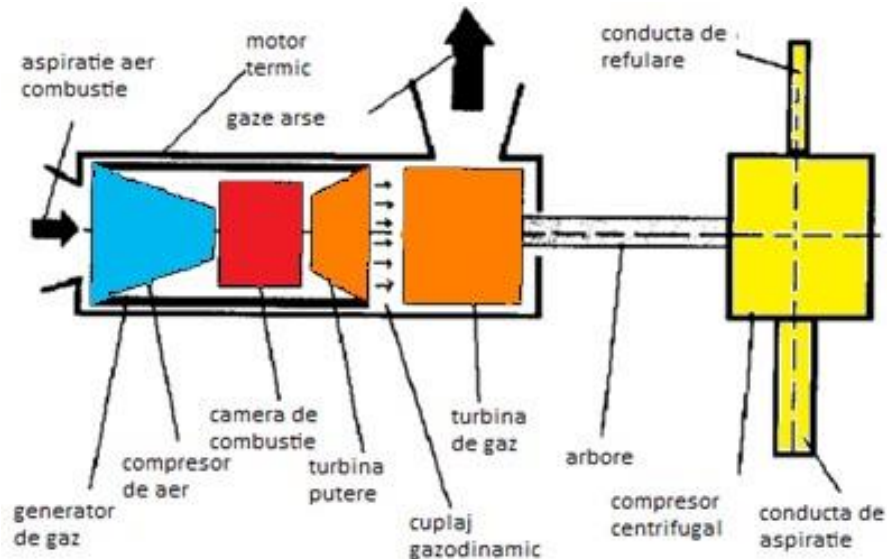


Fig. 5. O turbină cu gaze utilizată la acționarea unui compresor centrifugal.

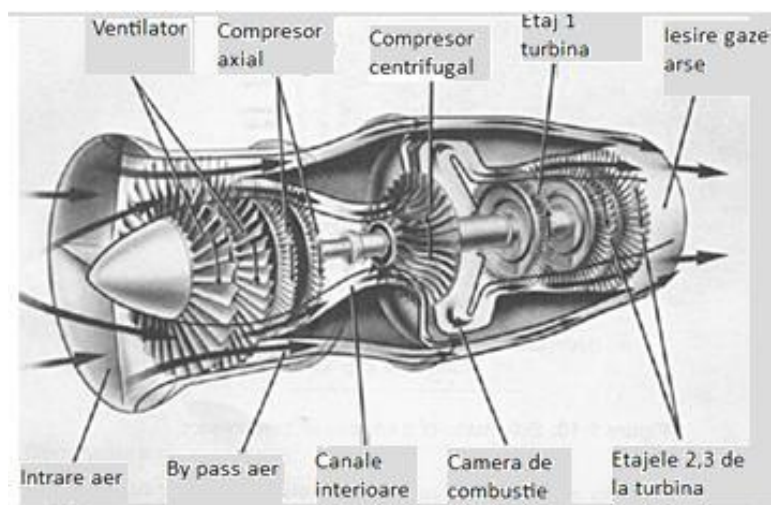


Fig. 6. Schema unei turbine cu gaz.

O turbină cu gaz numită și turbină de combustie este un motor rotativ care își ia energia de la un debit de gaz de combustie, fig. 6. Ea are un compresor cuplat cu o turbină, între ele fiind intercalată o cameră de combustie fig. 7. Energia este obținută când aerul este amestecat cu combustibilul și ars în camera de ardere. Combustia crește temperatura și presiunea conform legii gazelor ideale, precum și a volumului și a vitezei. Gazele arse sunt introduse apoi prin duze spre palele turbinei învârtind arborele turbinei și acționând compresorul de alimentare cu aer. Energia extrasă este folosită pentru a pune în mișcare compresoarele rotative (centrifugal sau cu șurub), avioane, trenuri,

nave, generatoare de curent. În continuare vom prezenta pe scurt principalele elemente ce caracterizează turbinele.

Instalația cu turbină cu gaze este o mașină termică care realizează conversia energiei chimice a combustibilului în energie mecanică utilizând ca agent termic un gaz. Gazele utilizate în acest scop pot fi aer, gaze de ardere, dioxid de carbon, heliu, etc. Ciclul termodinamic după care evoluează instalațiile moderne de turbine cu gaze este ciclul Brayton. În figura 8 este prezentată în coordonate temperatură entropie ($T-s$) forma ciclului Brayton teoretic, pe care distingem următoarele transformări termodinamice: 1–2 compresie izentropă; 2–3 încălzire izobară; 3–4 destindere izentropă; 4–1 răcire izobară. Din punctul de vedere al modului de interacțiune între agentul termic și produsele de ardere corespunzătoare sursei calde a ciclului se disting: turbine cu gaze în circuit deschis și în circuit închis.

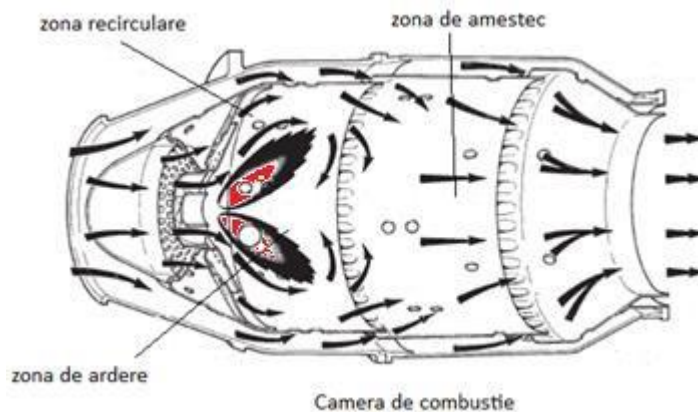


Fig. 7. Camera de combustie.

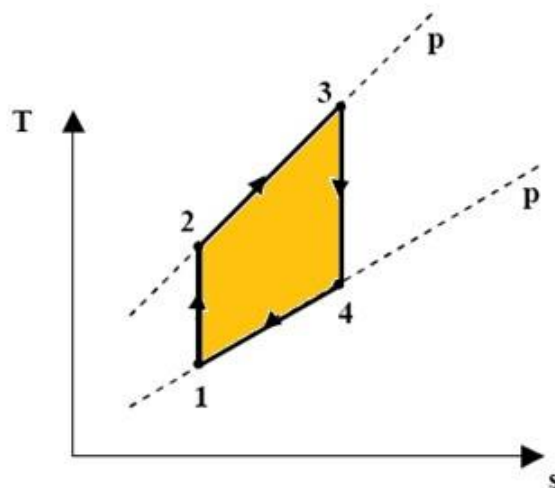


Fig.8. Ciclul Brayton teoretic la turbina cu gaze.

La turbinele cu gaze în circuit deschis, agentul de lucru se amestecă cu produsele de ardere la sursa caldă și apoi se destind împreună în turbină, pentru a fi ulterior eșapate în atmosferă. Din punct de vedere termodinamic nu se poate vorbi în acest caz despre un ciclu termodinamic propriu-zis. Închiderea acestuia se realizează prin intermediul atmosferei, care reprezintă în același timp și sursa rece a ciclului. În mod exclusiv la turbinele cu gaze în circuit

deschis se utilizează ca agent termic aerul. Spre deosebire de cazul anterior, atât sursa caldă cât și sursa rece a ciclului se caracterizează prin prezența unor suprafețe de schimb de căldură. Agentul termic nu intră în contact direct nici cu produsele de ardere, nici cu fluidul de răcire. Marea majoritate a sistemelor cu turbine cu gaze sunt de tipul deschis, considerațiile următoare referindu-se numai la acest tip. Schema de principiu a unei instalații cu turbină cu gaze în circuit deschis este dată în figura 9, alături de procesul real în coordonate $T-s$. Modul de funcționare al instalației din figura 9 este următorul: aerul este aspirat în compresorul K prin filtrul FA . Acesta are rolul de a opri eventualele impurități mecanice ce ar conduce la degradarea paletajului compresorului. După compresie, aerul pătrunde în camera de ardere unde se amestecă cu combustibilul. Energia necesară compresiei este furnizată de turbina cu gaze, compresorul și turbina sunt dispuse pe aceeași linie de arbori.

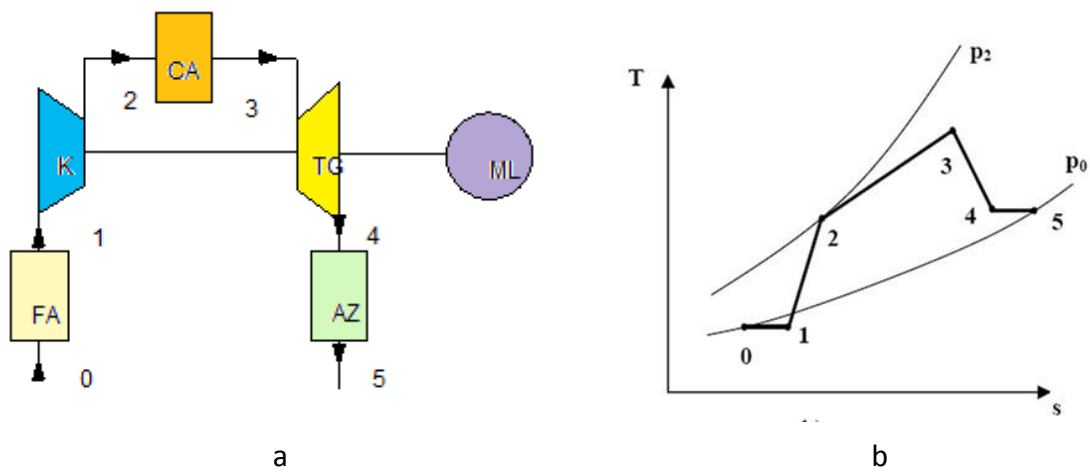


Fig. 9. Schema de principiu a unei instalații cu TG în circuit deschis:
 FA filtru de aer; K compresor alimentare; CA camera de ardere; TG turbină cu gaze; AZ
 amortizor zgomot; ML mașina de lucru acționată.

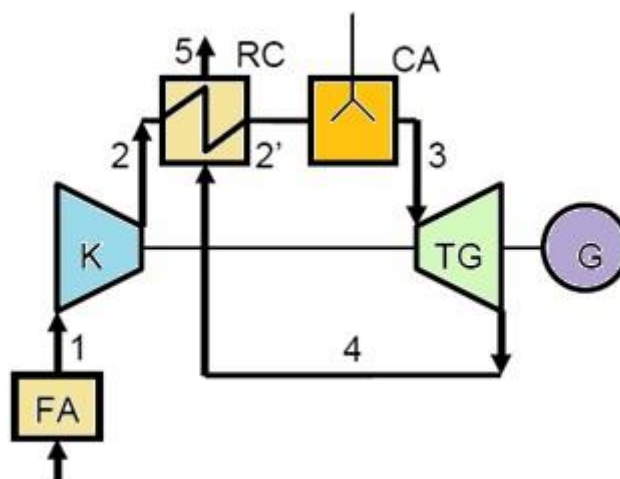


Fig. 10. Turbină cu gaze cu recuperare internă de căldură, schema de principiu:
 FA –filtru de aer; RC– recuperator de căldură; K –compresor; RC– recuperator căldură;
 TG– turbina cu gaze; G – generator electric.

Produsele de ardere ies din camera de ardere CA și se destind în turbină producând lucru mecanic. O parte din lucrul mecanic este utilizat pentru antrenarea compresorului de alimentare iar cealaltă parte este trimisă la mașina de lucru ML, care în situația care ne interesează este un compresor centrifugal.

Gazele sunt eșapate în atmosferă printr-un amortizor de zgomot care reduce poluarea sonică. În scopul creșterii randamentului, se introduce un schimbător de căldură în circuitul aerului utilizat pentru combustie fig. 10 și fig. 11. Gazele de ardere înainte de a fi evacuate din turbina cu gaze servesc la preîncălzirea aerului refulat din compresor. Efectul scontat este o diminuare a consumului de combustibil la turbina cu gaze în condițiile în care puterea produsă rămâne neschimbată.

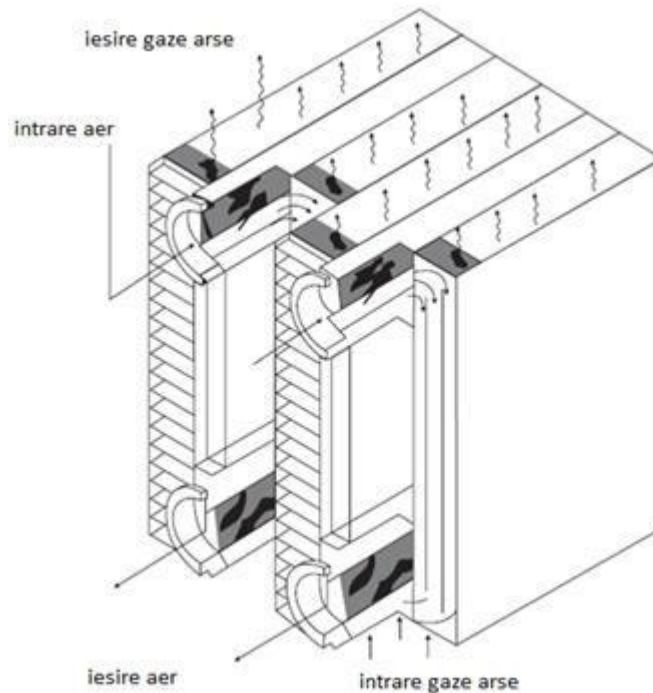


Fig. 11. Recuperator de căldură pentru gazele arse.

Inițial turbina cu gaze funcționa cu sisteme de ardere utilizând doar un singur tip de combustibil. Funcționarea turbinei cu gaze în diferite regimuri de lucru a impus utilizarea a două tipuri de combustibil și deci a două tipuri de arzătoare. Integrarea gazeificării cărbunelui în cadrul ciclurilor combinate gaze abur implică utilizarea unor noi generații de camere de ardere. Acestea trebuie să satisfacă două cerințe: arderea unor debite mari de combustibili; stabilitatea arderii. În tabelul 1 sunt indicați combustibilii utilizați la alimentarea turbinei cu gaze. Gazul natural este cel mai comod combustibil, din punctul de vedere al manipulării și al caracteristicilor de ardere. În absența gazului natural combustibilul lichid constituie un bun înlocuitor. Acesta implică totuși anumite probleme legate de randamentul arderii.

Tabelul 5.1 Combustibili utilizați la acționarea turbinelor cu gaz

<u>Nr.</u>	<u>Categoria</u>	<u>Tip combustibil</u>
<u>1</u>	<u>Combustibili tradiționali</u>	<u>Gaz natural</u>
		<u>Combustibil lichid ușor (motorină)</u>
<u>2</u>	<u>Combustibili lichizi speciali</u>	<u>Metanol</u>

		Păcură grea Kerosen
3	Combustibili gazoși speciali	Gaz de sinteză Gaz de furnal Gaz de gazogen

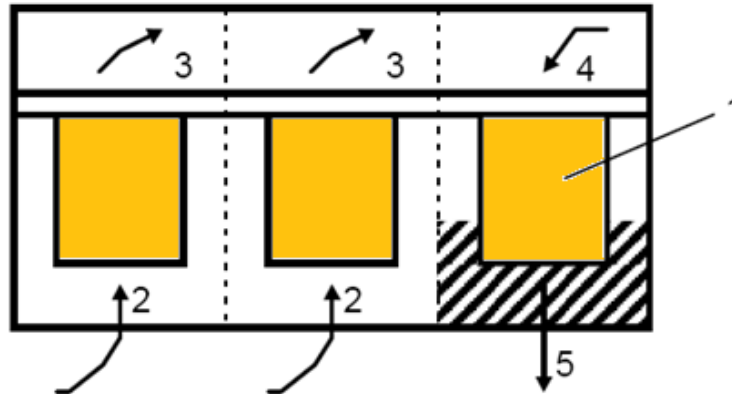


Fig. 12. Filtru de aer cu autocurățire:
 1. cartuș filtrant; 2. aer impurificat; 3. aer curat către compresor;
 4. aer din refularea compresorului; 5. praful colectat.

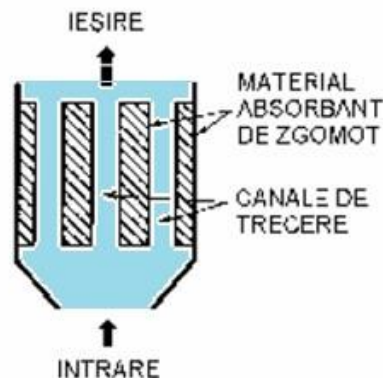


Fig. 13 Dispunerea materialelor absorbante pentru combaterea zgomotului.

Combustibilii lichizi cu precădere păcura grea se caracterizează printr-un grad mare de contaminare cu agenții de coroziune NaCl, V, Pb. În aceste condiții se impune o tratare a combustibilului înainte de a pătrunde în camera de ardere, pentru a evita degradarea turbinei cu gaze. O filtrare corespunzătoare a aerului poate împiedeca fenomene nedorite ca: erodarea paletelor compresorului favorizată de vitezele mari de curgere; coroziunea datorată prezenței în impurități a compușilor de sodiu și de potasiu care reacționează cu vaporii de apă formând substanțe agresive din punct de vedere chimic; înfundarea canalelor de curgere din compresor. Una din principalele cerințe pe care trebuie să le îndeplinească un filtru este de a asigura pierderi de presiune cât mai mici; aceste pierderi pot influența performanțele turbinei cu gaze. O soluție modernă o constituie filtrele cu auto-curățare figura 12. Dispozitivul este alcătuit din mai multe cartușe filtrante dispuse în paralel, realizate pe bază de hârtie specială tratată. Când pierderea de presiune pe unul din cartușe atinge valoarea maximă impusă

datorită depunerii de praf, se declanșează un curent de aer de înaltă presiune de obicei preluat din refularea compresorului. Se realizează în acest fel îndepărtarea particulelor solide din filtru, acestea fiind eliminate pe la partea inferioară a instalației. Auto-curățarea apare simultan la un număr mic de cartușe astfel cât funcționarea turbinei cu gaze nu este perturbată. Efectul filtrant nu depășește 99 % la cele mai bune filtre. Astfel una din măsurile luate împotriva coroziunii și eroziunii constă în aplicarea unui strat protector pe suprafețele interioare ale compresorului.

Legislația privind protecția mediului prevede restricții severe în ceea ce privește poluarea fonică. Din acest punct de vedere, instalația cu turbină cu gaze reprezintă o importantă sursă de zgomot. Aproximativ 50 % din poluarea fonică este datorată punctelor de admisie a aerului în compresor, respectiv de eșapare a gazelor arse din turbină. În consecință în aceste puncte trebuie introduse dispozitive care să atenueze zgomotul. Se pot folosi material absorbante dispuse în paralel cu direcția de curgere a agentului termic, figura 13.

Instalațiile de pornire folosite curent sunt: motoare electrice de curent alternativ sau continuu; motoare diesel; turbine de gaze sau de abur când există o sursă secundară de energie; turbină de aer a cărei alimentare se face din rezervoare speciale cu aer comprimat. Instalațiile de pornire sunt legate la arborele turbinei cu gaze, prin intermediul unui ambreiaj care permite decuplarea lor după pornire. În cazul turbinei cu gaze de mare putere, ce antrenează generatoare, generatorul electric poate fi utilizat la pornire el lucrând în regim de motor asincron.

3. Posibilități de mentenanță la turbine

În fig. 14. sunt indicate posibilitățile de mentenanță generale la turbine (și în general la un utilaj dinamic).

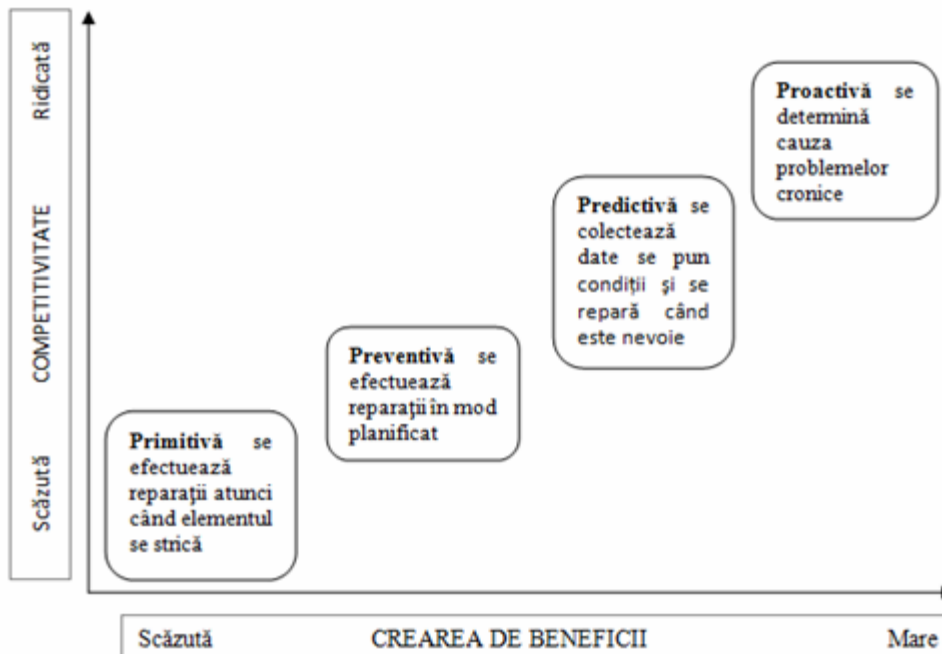


Fig. 14. Posibilități de mentenanță.

La motoarele (turbinele) aero-derivative se utilizează trei metode primare de mentenanță:

- înlocuirea generatoarelor de gaz la intervale regulate determinate de producător și trimiterea acestor la reparație în atelierele producătorului;
- executarea operațiilor de reparație cu mijloace proprii, pentru cele mai multe dintre operațiile de întreținere; unele operații mai dificile de reparație se pot face cu Producătorul Original al Echipamentului (POE) sau cu terți;
- utilizarea unui contract cu producătorul care să includă prima metodă dar și operații de întreținere realizate de acesta; o parte din operațiile de întreținere sunt executate de posesorul echipamentului în funcție de: dotarea tehnică/ experiență/ personalul disponibil.

Recomandările sugerate de literatura parcursă indică ca fiind avantajoasă metoda a treia de mentenanță la motoarele (turbinelor) aero-derivative.

Sunt patru abordări cunoscute referitoare la mentenanța turbinelor industriale:

- un contract de servicii cu POE pentru toate lucrările de mentenanță, incluzând inspecțiile de rutină și reviziile;
- un program de mentenanță local, supervizat de POE, cu o echipă care să execute lucrările de revizie pe bază de contract;
- un program de mentenanță local cu o echipă proprie care să execute lucrările de revizie, beneficiind de consultanță de la terți și de la POE;
- echipă multidisciplinară pentru lucrările de mentenanță a utilizatorului, incluzând numai resursele companiei cu asistență minimă din partea POE.

Ca tendință generală, deși există utilizatori care găsesc contractele cu POE atractive, majoritatea beneficiarilor preferă să-și dezvolte un sistem propriu de întreținere a echipamentului, recomandându-se metoda a patra. (POE producătorul echipamentului)

Inspecțiile vizuale

Inspeția vizuală include observațiile făcute cu ochiul liber, prin borescopare și cu ajutorul instrumentelor de măsură. Inspeția vizuală este una din primele metode de mentenanță predictivă și rămâne o metodă utilă în programele de mentenanță. Ea indică în mod normal care dintre celelalte metode va fi utilizată. Urmărind lucrările descrise în cadrul reviziilor se observă că o bună parte dintre acestea presupun inspeția vizuală: inspeția filtrelor și a celulelor de aspirație; inspeția conductelor și a racordurilor flexibile; inspeția ventilatoarelor de răcire; inspeția instalației de protecție împotriva pompajului etc.

Borescoparea - metoda uzuală de determinare a condiției unei turbine cu gaze/abur este inspeția prin orificiile de supraveghere (găuri, de unde și numele procedurii). Figura 1. arată echipamentul utilizat pentru o inspecție de tip borescopare. În fig. 2. este arătată o turbină aero-derivativă cu 22 de găuri (borescope ports) care permit accesul la componentele critice. Metoda elimină necesitatea demontării elementelor generatorului de gaz pentru inspecție, reducând durata operației de întreținere.

Tabelul 1 Inspecții/revizii efectuate curent la o turbină industrială cu gaze			
Nr. crt.	Activitatea efectuată	Inspeția camerei de ardere	Revizii majore
1	Inspectarea duzelor de combustibil	X	X
2	Inspectarea aprinzătorului (ignitor)	X	X

3	Inspectarea combustoarelor și a tuburilor de interconectare	X	X
4	Inspectarea zonelor de trecere și de racordare din camera de ardere	X	X
5	Inspectarea palelor fixe și mobile la primul etaj al compresorului	X	X
6	Verificare tuturor traductoarelor	X	X
7	Înlocuirea termo-cuplelor defecte	X	X
8	Efectuarea reglajelor	X	X
9	Verificarea sistemului de ungere și a uleiului	X	X
10	Verificarea sistemului de protecție al incendiilor	X	X
11	Inspectarea palelor de control de la intrarea în compresor	X	X
12	Inspectarea tuturor etajelor compresorului		X
13	Inspectarea tuturor etajelor turbinei		X
14	Verificarea lagărelor și a etanșărilor		X
15	Verificarea aliniamentului		X

Se recomandă ca inspecțiile prin borescopare să se facă la 7 500 de ore de operare în cazul în care turbina folosește combustibil gazos și al 5 300 de ore de operare dacă turbina folosește combustibil de tip lichid (păcură). Primele inspecții de borescopare după 1 000 și 3 500 de ore de lucru servesc pentru a stabili elementele de comparație pentru inspecțiile planificate ulterioare.

Următoarele elemente trebuie să fie evaluate prin borescopare:

- palele rotoarelor / statoarelor la etajele critice, la compresorul de joasă presiune (LP) și de înaltă presiune (HP);
- cămașa camerei de combustie și duzele de combustibil;
- palele statorului și ale rotorului la turbina de înaltă presiune;
- palele statorului și ale rotorului la turbina de joasă presiune;
- zonele de intrare și de ieșire din turbina de putere liberă.



Fig. 15. Trusă pentru borescopare.

Inspecția de borescopare este efectuată de un tehnician/inginer utilizând o cameră video. Imaginile părților interne ale turbinei sunt analizate în situ pe un monitor și sunt înregistrate pe o videocasetă/disc. Este recomandat ca cele mai importante imagini să fie tipărite. Se recomandă de asemenea, ca procedura de inspecție să facă o comparație între imaginile (datele) de la inspecțiile anterioare și cele curente, pentru a recunoaște schimbările în starea elementului urmărit și a face recomandările ce se impun. Rezultatele inspecției prin borescopare pot fi folosite pentru reducerea incidentelor tehnice, pe baza recomandărilor indicate în fișa de inspecție. O procedură similară poate fi urmată la examinarea compresorului centrifugal pentru a vedea gradul de eroziune și de degradare a părților care compun acest modul. Intervalele de timp la care au loc aceste inspecții sunt variabile depinzând de următorii factori: condițiile de mediu; dotarea tehnică a stației pentru operațiile de întreținere; timpul permis de oprire; tipul combustibilului și calitatea acestuia; modul de operare (sarcina de bază, vârfurile de sarcină). O recomandare referitoare la intervalele de timp pentru o turbină aero-derivativă de 25 MW este dată în tabelul 2.

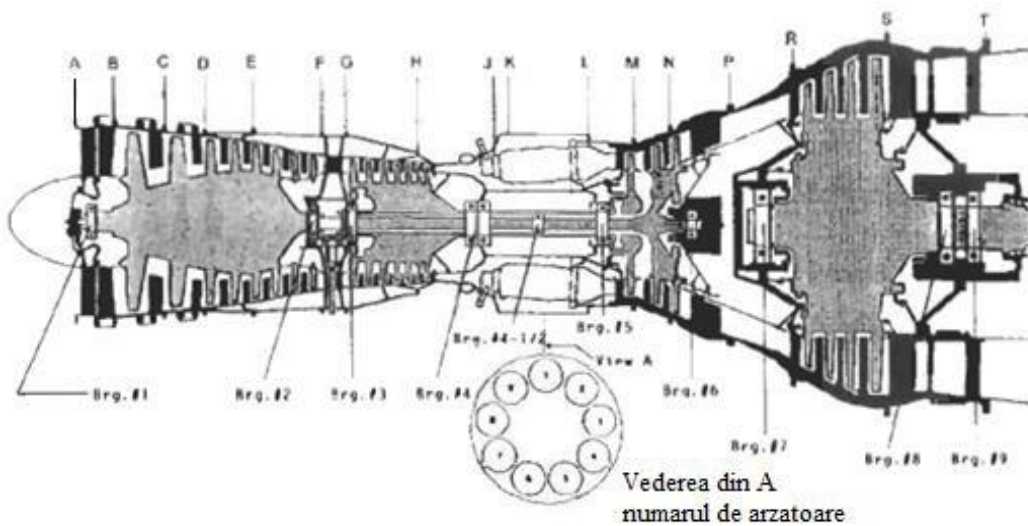


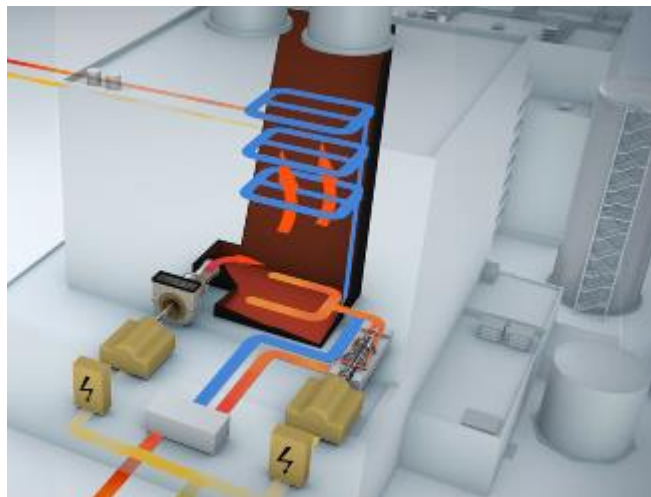
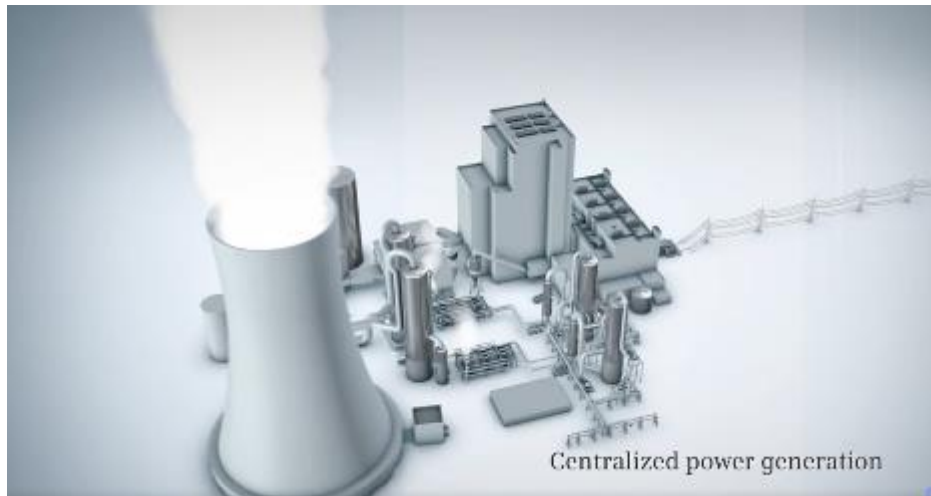
Fig. 16. Secțiunea axială printr-o turbină aero-derivativă cu gaz cu indicarea posibilităților de inspecție prin borescopare.

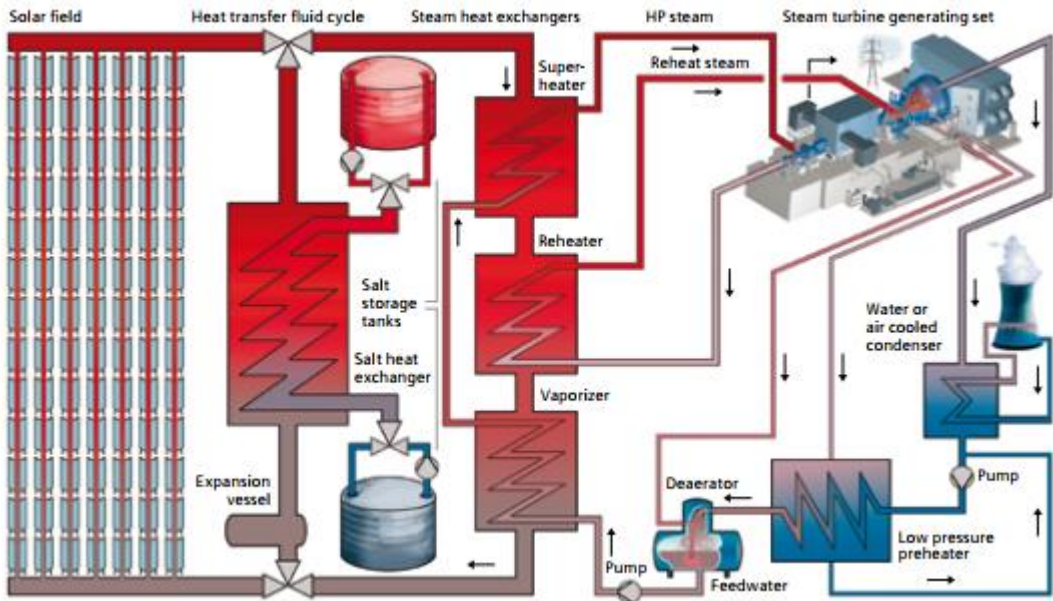
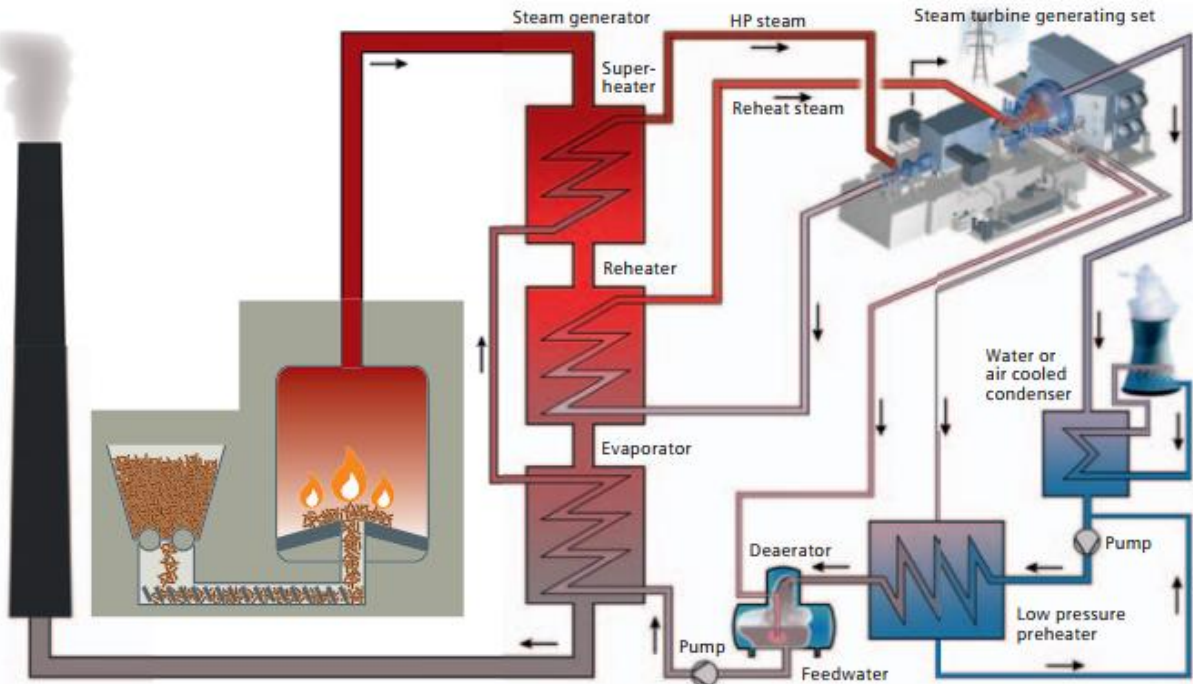
Nr.	Activitatea de întreținere	Intervalul de timp [h], pentru combustibil de tip gaz natural	Necesarul de inspec-tori	Timpul mi-nim de oprire [h]
1.	Inspecție de borescopare	1 000 + 3 500 (primele in-specții)	2	12
2.	Inspecție de borescopare	7 500 sau anual	2	12
3.	Verificarea vizuală a tuturor dispozitivelor	anual	2	36
4.	Verificarea traseului gaze-lor arse	depinde de inspecția de bo-rescopare anterioară, sau la 22 500 până la 26 000	2	36

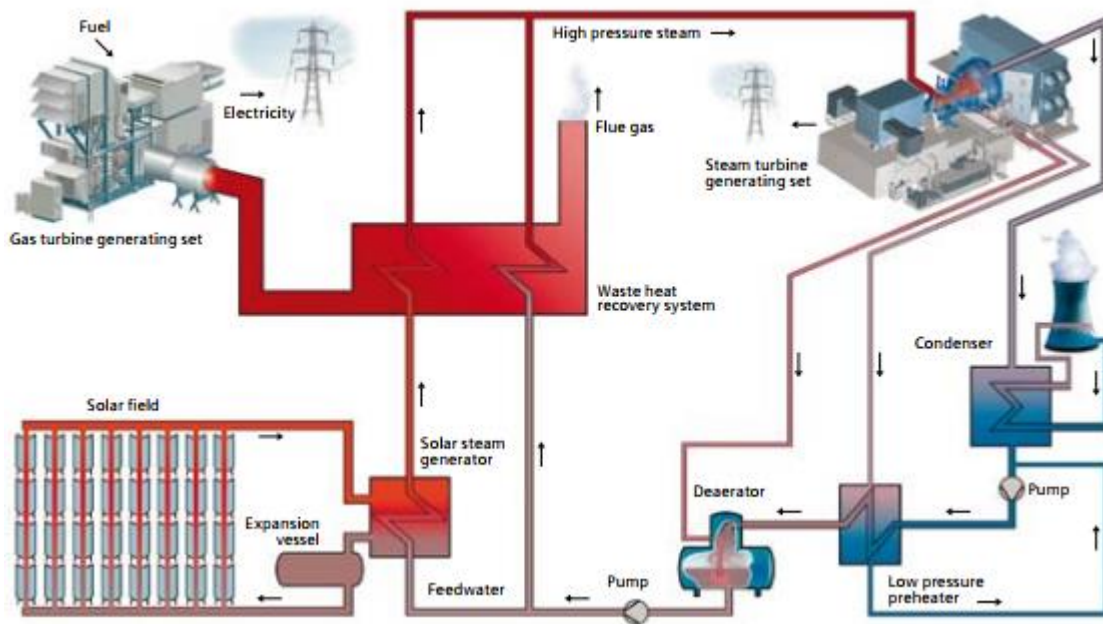
Utilizări turbine cu abur / gaze

PUIP curs 6

Principala utilizare a turbinelor cu gaz o constituie generarea de energie electrică. Ciclul de funcționare poate fi combinat în sensul că







PUERTO ERRADO 1 (PE1), Calasparra, Spania

Linear Fresnel (apă / abur direct)

1,4 MW (e)

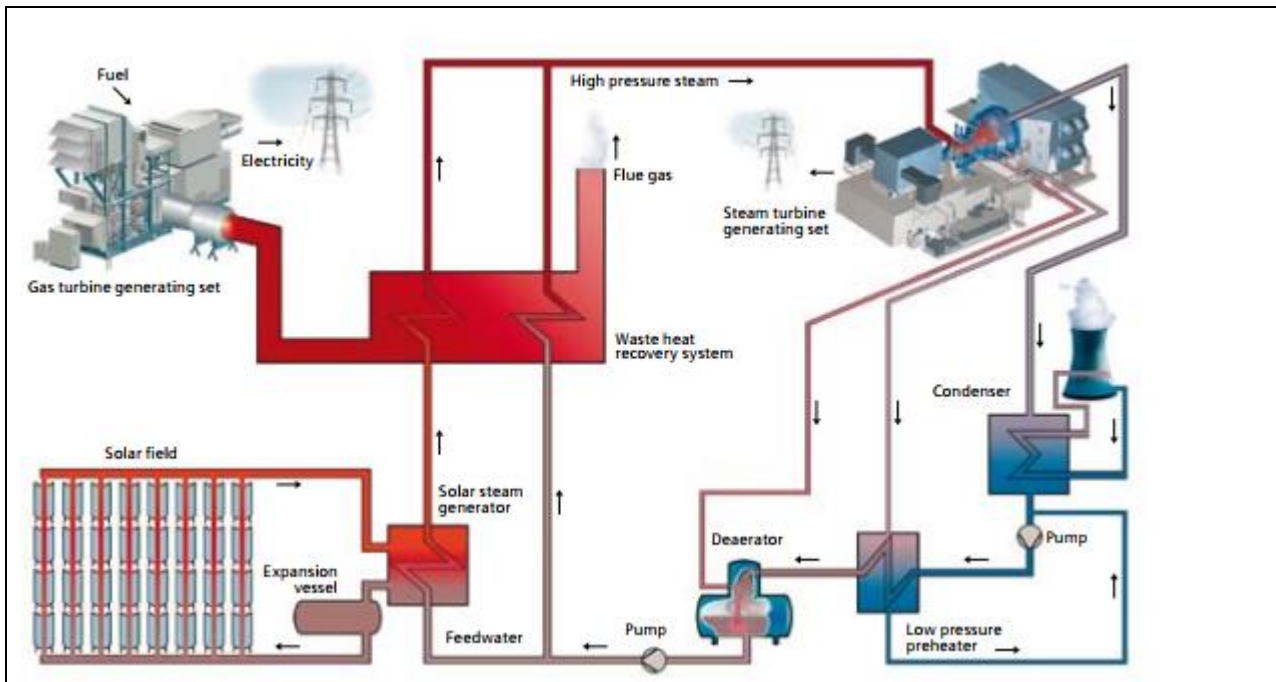
Proiectul demonstrativ PE1 Linear Fresnel, dezvoltat de Novatec Biosol AG, a început puterea de vânzare către rețeaua spaniolă în martie 2009. Uzina de 1,4 MW, situată în Calasparra, în regiunea Murcia, Spania, are două rânduri de receptoare, fiecare cu o lungime de 860 m, oferind direct aburul la turbina cu abur. Fiecare receptor utilizează 16 linii paralele de oglinzi cu o suprafață totală de 18,662 m². Se utilizează un sistem de stocare a căldurii Ruth, care utilizează apă caldă și abur saturat pentru tamponarea cu aburi. Construcția fabricii CSR Linar Fresnel pe scară utilitară Puerto Errado 2 (30 MW) a început în aprilie 2010.

Turbină cu abur: Siemens SST-120

Puterea de ieșire: 1,4 MW (e)

Presiunea de intrare: 55 bar / 798 psi

Temperatura de admisie: 270 ° C / 518 ° F (abur saturat)



KURAYMAT, Egypt

Integrated Solar Combined Cycle (ISCC) plant

126 MW(e)

The 126 MW ISCC plant, located about 90 km south of Cairo on the eastern side of the river Nile, is scheduled to start operation in autumn 2010. It will consist of a parabolic trough solar field capable of generating about 110 MW(th) of solar heat at a temperature of 400° C, one 74 MW(e) gas turbine and one single casing condensing Siemens SST-900 steam turbine with generator. Further enlargement of the solar field in the future is possible, and this would raise the plant capacity to around 150 MW.

Steam turbine: Siemens SST-900

Power output: 77 MW(e)

Inlet pressure: 92 bar / 1334 psi

Inlet temperature: 560° C / 1040° F





LEBRIJA 1, Lebrija, Spania

Jgheabul parabolic (ulei)

49,9 MW (e)

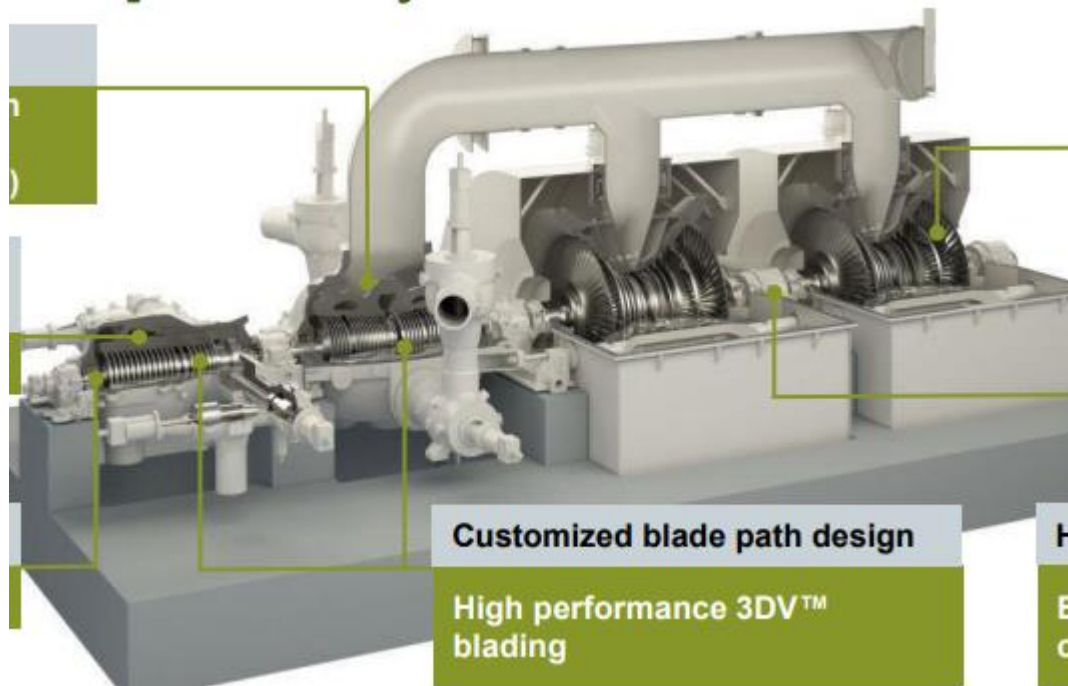
Lebrija 1, situat în sudul Spaniei, în provincia Sevilla, Andaluzia, este o fabrică CSP predominant fabricate cu componente Siemens: câmpul solar, inclusiv aproape 6.000 de colectoare parabolice, aproximativ 18.000 de receptoare solare și mai mult de 150.000 reflectoarele parabolice, a fost furnizat și instalat de către pionierul solar solar Solel, care a fost achiziționată de Siemens în perioada de construcție. Blocul de putere a fost construit de Valoriza, folosind o turbină abur de reîncălzire Siemens SST-700. Planta va intra online în 2011 și este de așteptat să furnizeze peste 50.000 de gospodării spaniole cu energie electrică.

Turbină cu abur: Siemens SST-700

Putere: până la 52 MW (e)

Presiunea de intrare: 104 bar / 1.508 psi

Temperatura de admisie: 377 ° C / 711 ° F



Reference example SST5-6000 ,Niederlausitz, Germany

Tehnologie dovedită și eficiență

"Schwarze Pumpe" este o sursă supercritică de cărbune abur, care este extrem de eficient în ceea ce privește consumul de combustibil.

Fabrica produce, de asemenea, abur de proces pentru un brun cărbune și oferă încălzire pentru vecini

PUIP curs 6

comunitățile.

Com. funcționare: 1997/98

Putere: 2x 800 MW

Aburul principal: 252 bar / 3.655 psi

544 °C / 1,011 °F

Reîncălziți aburul: 562 ° C / 1044 ° F

Reference example SST5-6000

Niederaußem K, Germany

Ultra-supercritical Steam Power Plant

For Niederaußem K Siemens delivered the largest tandem-compound steam turbine at that time.

Com. operation: 2002

Power output: 1,027 MW

Efficiency: 43 %

Main steam: 265 bar / 3,830 psi

576 °C / 1,069 °F

Reheat steam: 600 °C / 1,112 °F

Reference example SST5-6000

Yuhuan, China

Tehnologie dovedită și eficientă

Planul de putere Yuhuan din China este ultrasuper critic cărbune pe bază de abur.

A fost cea mai avansată putere a Chinei pe bază de cărbune în 2008 și a obținut premiul Asian Power Award.

Com. funcționare: 2007

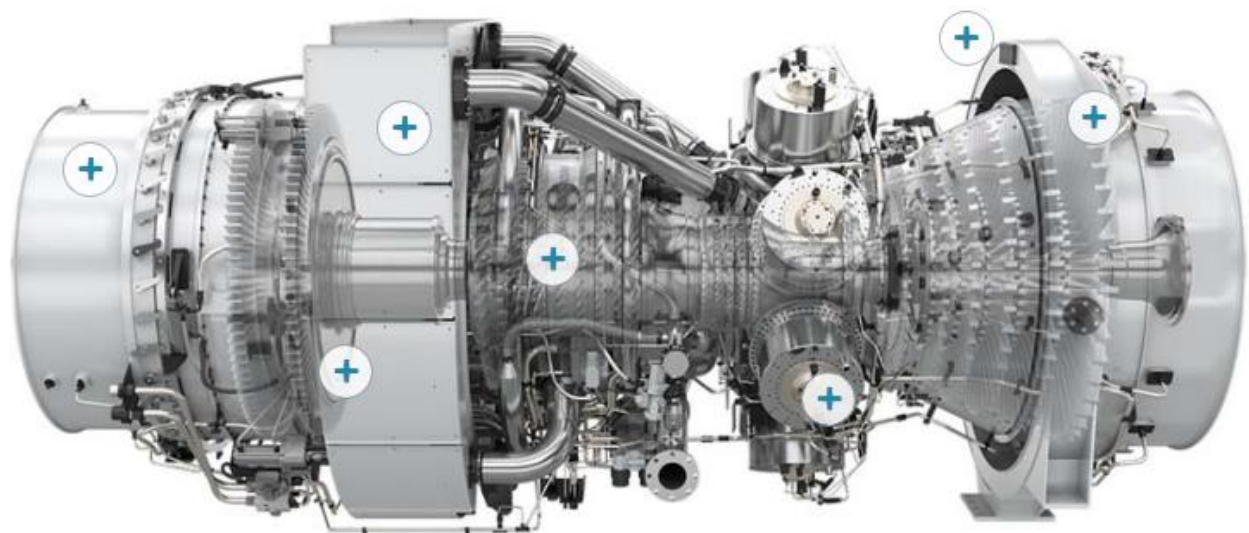
Putere: 4x 1000 MW

Eficiență: 45%

Aburul principal: 263 bar / 3.807 psi

600 ° C / 1,110 ° F

Reîncălziți aburul: 600 ° C / 1.110 ° F



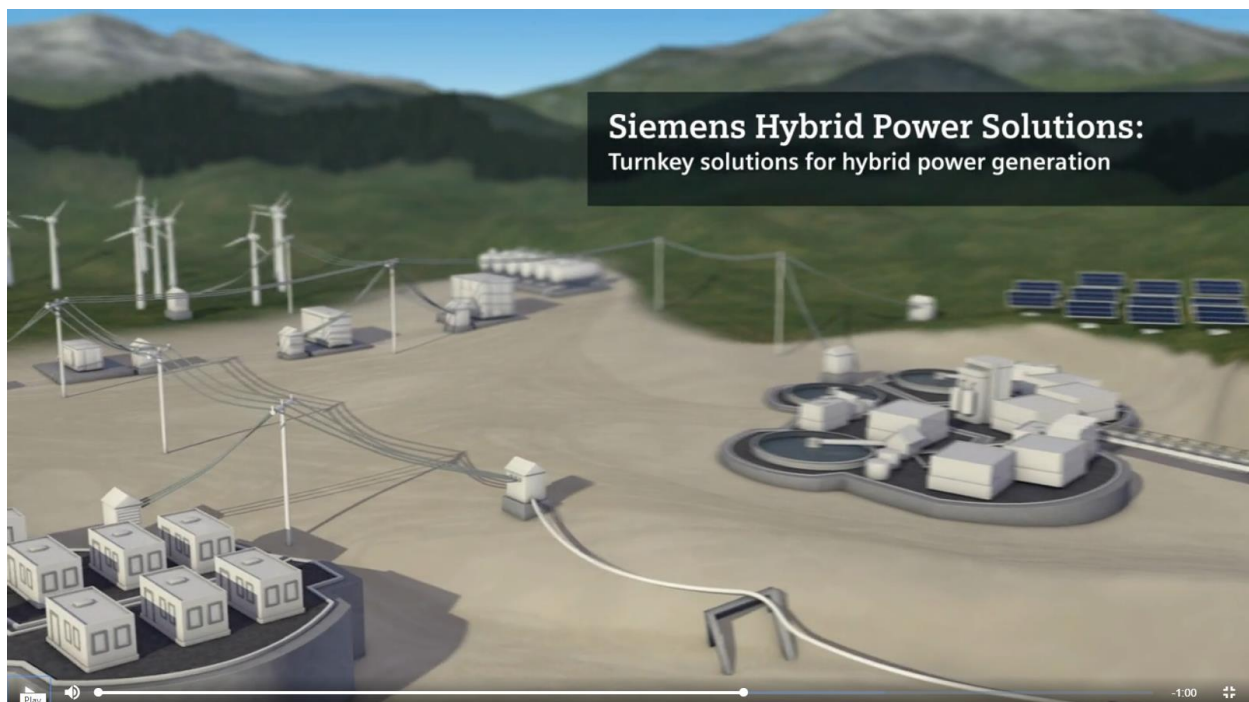
PUIP curs 6

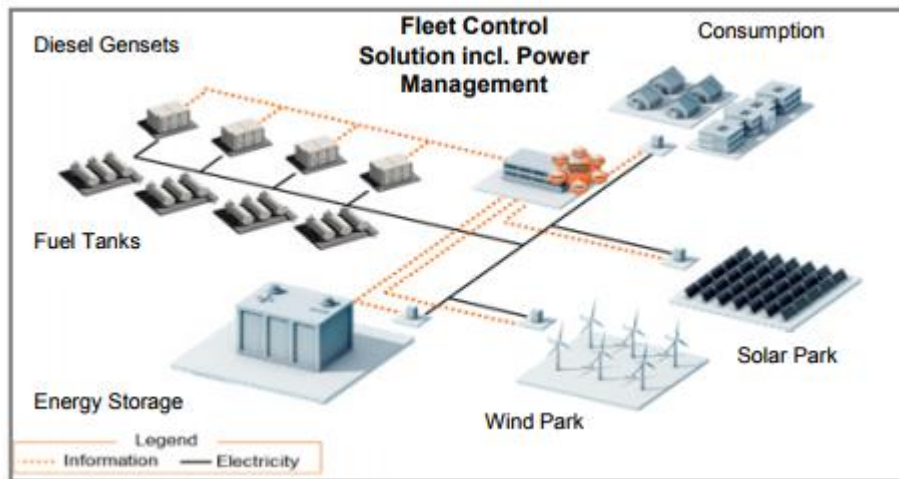
Power output	66.0 MW(e)	65.7 MW(e)
Fuel*	Natural gas, liquid fuel, dual fuel	Natural gas, liquid fuel, dual fuel
Frequency	50 Hz	60 Hz
Gross efficiency	41.5%	41.1%
Heat rate	8,669 kJ/kWh	8,760 kJ/kWh
Turbine speed	3,000 rpm	3,600 rpm
Pressure ratio	39.0 : 1	38.0 : 1
Exhaust mass flow	180 kg/s	172 kg/s
Exhaust temperature	416 °C (781 °F)	426 °C (799 °F)
NO _x emissions**	≤ 25 ppmvd	≤ 25 ppmvd



Sistemul rusesc de transport al gazelor este unul dintre cele mai dezvoltate din lume. Ea depășește considerabil sistemele convenționale de transport al gazelor în altă parte, atât în ceea ce privește fluxul de gaze, cât și capacitatea de alimentare cu energie electrică. Sistemul cuprinde mai mult de 160.000 de kilometri de conducte de conducte și conducte de conducere, 215 stații de compresoare de linie cu o capacitate totală de 42.000 megawați, șase complexe pentru rafinarea gazelor și a condensatoarelor și 25 de depozite subterane. Transportarea de gaz de cea mai bună calitate necesită echipamente de clasă mondială. Pentru a satisface nevoile pieței rusești de transport al gazelor, Siemens a înființat un Joint Venture în Perm pentru fabricarea și ambalarea compresoarelor de conducte. RusTurboMash LLC oferă compresoare de conducte de înaltă calitate și ambalaje cu turbină cu gaz optimizate pentru nevoile locale







În mod obișnuit, centralele diesel sunt folosite pentru a furniza electricitate pe insule și în locații îndepărtate.

Pentru a reduce consumul de combustibil și expunerea la creșteri de preț viitoare asociate costurile logistice și emisiile, noi sau existente sistemele generatoare diesel pot fi completate de energie regenerabilă. Stabilitatea și puterea rețelei calitatea este o condiție prealabilă pentru toate modurile de operare și trebuie să fie garantate.

Mentenanța conductelor pentru transportul gazelor

Utilitatea dispozitivelor de tip PIG

Dispozitivele de tip PIG (Pipeline Intelligent Gauges) sunt ansambluri folosite pentru curățarea /inspecția conductei prin împingerea lor prin conductă folosind presiunea fluidului. Conducta este curățată / inspectată prin acțiunea de periere /înregistrare a instrumentului PIG.

PIG-ul este lansat pe conductă cu ajutorul unui lansator la începutul conductei. Dispozitivul PIG este împins de-a lungul conductei de presiunea fluidului din amonte și curăță conducta de-a lungul circuitului. La capătul conductei, PIG-ul este primit într-un receptor.

PIG-urile sunt de asemenea, folosite pentru a separa produse diferite într-o conductă – sistemul multiprodus de pompare. Utilizarea de PIG-uri pentru separare între două produse, determină economisirea de produs și reduce timpul necesar pentru comutarea între două produse diferite și elimină operațiile de spălare. Utilizarea de PIG-uri în loc de operația de spălare pentru curățarea conductelor între operațiunile de pompare de lot de produse, se traduce prin eliminarea de lichide (agent de curățare) dăunătoare mediului.

Cu ajutorul PIG-rilor se pot face operații:

1. în timpul construcției conductei
2. în timpul operării conductei pentru (curățire, separare de loturi, inspecție)



Fig. 1. Pig-uri de curățire

Așa cum am spus mai sus aceste instrumente sunt folosite pentru curățarea și separarea produselor(fig. 1.). Pe baza structurii pig-ului, sunt clasificate ca "pig- uri de spumă", "pig-uri fus" și "pig-uri sferice". Pig-urile de spumă sunt în formă de capsulă și realizate din spumă de polimer. Pig-urile fus sunt în formă de ganteră cu un tub central de numit mandrină. Diferite tipuri de componente pot fi atașate la acest fus pentru a personaliza instrumentul pig pentru a se potrivi diferitelor operații. Pig-urile sferice sunt fie sfere solide realizate din spumă de poliuretano sau sfere gonflabile umflate folosind glicol și apă.

Pig-urile de inspecție - sunt de asemenea, cunoscute ca "instrumente inteligente pentru conducte". Ele sunt folosite pentru inspecția stării conductei și / sau a conținutului acesteia. Aceste instrumente sunt echipate cu senzori pentru colectarea de diferite tipuri de date, când instrumentul pig se deplasează prin conductă. Senzorii și instrumentele electronice de pe un pig inteligent sunt alimentate de baterii din pig. Se pot determina adâncituri de suprafață, coroziunea pereților interiori, fisuri și defecte de sudură în conducte cu ajutorul fluxului magnetic (MFL). Alte unelte inteligente pig folosesc traductoare acustice electromagnetice pentru detectarea defectelor conductelor. Pig-ul de calibrare poate măsura rotunjimea conductei pentru a determina zonele de strivire sau alte deformări. Pig-urile cu gel sunt montate la capetele unui segment de lichide gelifiat. Aceste sisteme au fost dezvoltate pentru a fi utilizate în cadrul operațiilor de conducte, fie în timpul punerii în producție inițiale, fie ca parte a unui program de întreținere continuă.

Cele mai multe geluri de conducte sunt pe bază de apă și includ serie de substanțe chimice, solvenți, și chiar acizi. Motorina gelifiată este frecvent utilizată ca un purtător de inhibitor de coroziune în conductele de gaz. Gelul poate îmbunătăți performanța generală a conductei (se reduc frecările cu pereții) și se elimină riscul de a se lipi la pig. În gel se poate introduce și un produs de curățare care dizolvă zonele corodate și împiedică dezvoltarea acestora.

Pig-urile folosite în timpul construcției

În timpul construcției unei conducte pot să apară depuneri de materiale în interiorul conductei, depuneri care trebuie îndepărtate, fig. 2.



Fig. 2. PIG-uri pentru îndepărtarea materialelor din conducte.

Odată ce depunerile se îndepărtează din conductă se folosesc instrumente pentru măsurarea deformațiilor și abaterilor de formă fig. 3.



a



b



c



d

Fig. 3. Instrumente pentru măsurarea deformațiilor și abaterilor de formă

Aceste instrumente sunt utilizate pentru a determina dacă există anomalii ale conductei, reducățiile și ovalizările. Dar se pot detecta și defecte generate în timpul construcției: forma coturilor, adâncituri, robinete montate greșit, ovalizări, modificări de grosime, teuri neconforme, suduri neconforme, obstacole fig. 3,d. Pentru a se asigura că conducta este liberă de orice anomalii majore contractantul va folosi apoi Ion Pană

niște dispozitive cu perie de sârmă pentru a îndepărta orice rugină, depuneri, zgură de sudură, etc, pentru a curăța linia înainte de testarea prin proba presiunii hidrostatice, fig. 4.



Fig. 4. Instrumentul de curățire

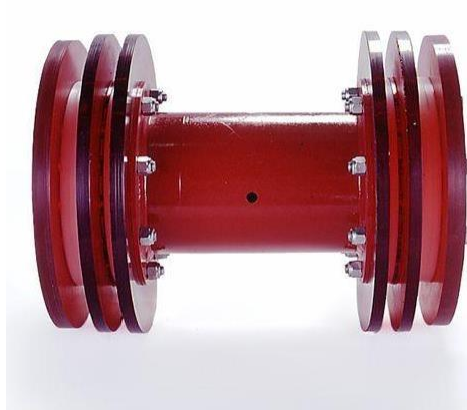


Fig. 5. Instrumentul de golire.



Deplasarea aerului/ gazelor. În timpul procesului de testare hidrostatică dispozitive de curățire sunt utilizate pentru a înlocui aerul din conductă în timpul procesului de umplere cu apă. Dispozitivul de eliminare este mai întâi plasat în și apoi deplasat prin conducta de procesul de umplere cu apă pentru a deplasa aerul/gazul din conductă (golirea conductei de aer) fig. 5.

Uscarea. După ce conducta a fost testată hidraulic contractantul va goli conducta de apă folosind o serie de dispozitive de împingere prin conducta acționate cu aer comprimat uscat. După ce apa a fost înlocuită conducta trebuie în mod normal să fie uscată. Acest lucru se realizează prin suflarea de aer uscat sau azot prin conducta împreună cu mai multe dispozitive moi din spumă poliuretanică.



Sferele / dornurile sunt folosite pentru a împinge lichidele din conductele de colectare a gazelor naturale, fig. 6.

Gravitația permite lansarea automată și primirea de sfere care le face foarte ușor de utilizat și foarte rentabile. De obicei, liniile au fost proiectate să fie străbătute de sfere. Sferele sunt dintr-o bucată și gonflabile

Fig. 6. Dispozitive de uscare. Sferele sunt umplute cu lichid și pot fi umflate pentru a compensa uzura..



Fig. 7. Instrument folosit la punerea în funcțiune

Punerea în funcțiune. După ce conducta este uscată după specificații, următorul pas este punerea în funcțiune. Procesul de punere în funcțiune este aproape întotdeauna însoțit de utilizarea dispozitivelor PIG prin conducte, care sunt de obicei împinse prin conductă cu produsul vehiculat gas sau hidrocarburi lichide, fig. 7.

Operații desfășurate în timpul operării cu instrumentele PIG

Curățirea. Curățirea unei conducte în timpul funcționării este considerată a fi o procedură de întreținere care trebuie să se facă pe o frecvență predeterminată, la intervale regulate folosind PIGuri concepute în mod adecvat pentru aplicarea corespunzătoare a operațiilor de curățare. Operația de curățare va crește aproape

întotdeauna debitul pompat și a reduce costurile de operare.

În conducte, care au condiții de debit scăzut este frecventă o creștere a colectării de apă liberă, în partea

de jos a conductei, chiar și în liniile de petrol brut. În condiții de debit scăzut avem nevoie de un mijloc mecanic PIG pentru a îndepărta atât solidele și lichidele care colectează în partea de jos a conductei pentru a ajuta la prevenirea procesului de coroziune internă.

După o conductă a fost în funcțiune pentru o perioadă de timp, o eficiență de 100% nu poate fi de așteptată. Cu toate acestea, curățirea PIG de rutină poate păstra o conductă care funcționează la capacitate 90 până la 95 la sută. Nu este neobișnuit dacă crește viteza de curgere a unei conducte cu 3 %, cu un singur ciclu de curățare cu PIG. Curățirea conductei determină un debit mai mare. Debitul efectiv mai mare înseamnă costuri mai mici de transport pentru compania de conducte. Curățirea pregătește conducta pentru inspecție în linie, previne distrugerea instrumentului de control, permite colectarea de date critice în mod corect, reduce costurile proiectului.

Curățirea elimină materialele corozive din conducta de transport (oxigen - dioxid de carbon - săruri, acizi, apa - hidrogenul sulfurat), rugina, pubberea neagră, diverse materiale solide.

Curățirea mecanică este mai avantajoasă decât cea chimică.

Pentru a propulsa PIG-ul se folosesc: - Apă - Aer - Azot – Cabluri. Problemele care se pun sunt:

- Se determină debitul pentru a propulsa PIG-ul la viteza corespunzătoare
- Se determină o presiune diferențială
- Se determină cantitatea de gaz propulsor

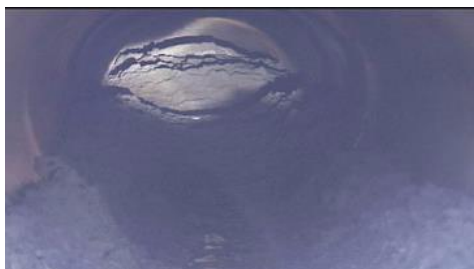
Fig. 8 arată mai sugestiv câteva dintre elementele descrise mai sus.



Elementele cum ar fi electrozi de sudură, șuruburi, scule, etc, sunt foarte dificil de eliminat cu PIG-urile convenționale, deoarece acestea împing aceste obiecte pe o anumită distanță și apoi trec peste ele.

Îndepărtarea acestui tip de depuneri este o necesitate înainte de a încerca să executăm o inspecție PIG de coroziune.

Se folosesc și dispozitive care sunt o copie a instrumentului de inspecție dar fără echipamentele electronice pentru a verifica posibilitatea de trecere.



Pulberea neagră se poate îndepărta cu succes din conducte.

Se pot îndepărta multe impurități mecanice și apă.



Detalii referitoare la ieșirea dispozitivului PIG din conducte.

Fig. 8. Efectele operațiilor de curățire.

Separatoare de loturi. Dispozitivele PIG sunt folosite pentru a separa produsele care circulă prin conductă. De exemplu se transportă o benzină și apoi se transportă o motorină. Șarja este procesul de mutare a diferitelor produse prin aceeași conductă. Este mult mai economic să se transporte mai multe produse într-o singură conductă decât să se stabilească conducte dedicate pentru fiecare produs. PIG-urile sunt folosite pentru a separa produsele și sunt în mod normal formate din două sau patru cupe. Cupele sunt flexibile și asigură o etanșare mai bună decât discurile pentru separarea produsului.

Inhibitori de coroziune. De asemenea, pe conducte se introduc inhibitori de coroziune care trebuie să reacționeze chimic cu materialul conductei. Conducta de trebuie să fie curată pentru inhibitor să fie eficace. Inhibitorul constituie un lot pe conductă. Cea mai bună combinație este cu 2 dispozitive în față și cu unul în spate, fig. 9,b

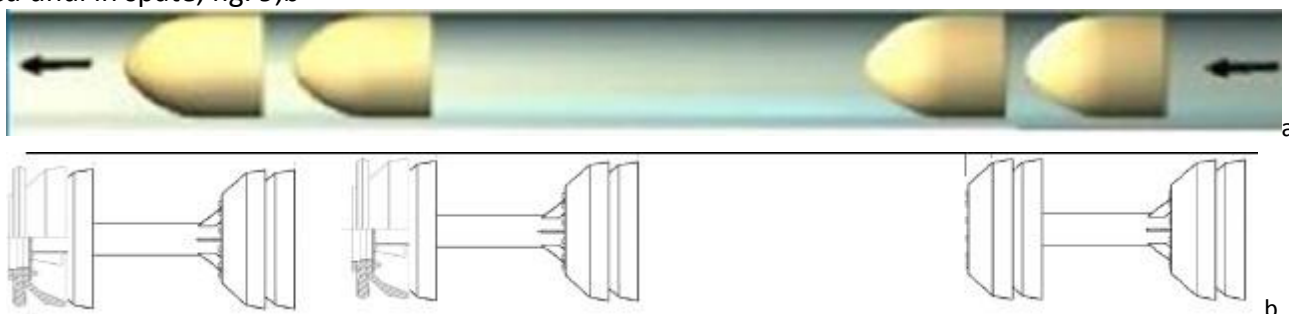


Fig.9. Separatoare de loturi.

În general inhibitorul este aplicat sub formă de jet , fig. 10.



a



b

Fig.10. Aplicarea inhibitorului de coroziune sub formă de jet.

Inspecția conductelor

Se pot efectua următoarele inspecții:

Dispozitivele cu flux magnetic (MFL) pentru detectarea pierderilor prin coroziunea metalelor.

Instrumente cu ultrasunete pentru detectarea coroziunii și inspecția fisurilor.

Instrumente Kaliper pentru inspecție geometriei.

Instrumente de cartografiere cu date de telemetrie.

Se impune îndepărtarea impurităților din conductă înainte de aplicarea inspecției. În caz contrar se va reduce intensitatea semnalului magnetic și va fi afectată calitatea datelor, fig. 11.



Fig. 11. Instrumentul de măsură nu trebuie transformat în instrument de curățire.

Instrumentele de urmărire a PIG-ului

Localizarea PIG-ului se face pentru:

- Urmărirea unei purjări cu azot
- Monitorizarea progresului de curățare
- Monitorizarea progresului la tratarea anticorozivă
- Urmărirea unui instrument de inspecție.

Exemple de instrumente de urmărire a pig-ului sunt date în fig. 12.



Indicatoare de trecere: electrice și mecanice

*Benzile montate direct la exteriorul unei conducte.
Avantaje*

Nici o parte a unității nu intră în conducta

Nu este necesară sudarea / transvazare.

Unitatea poate fi plasat la aproape orice locație de pe o linie și poate fi mutat cu ușurință

Detectarea bi-direcțională.



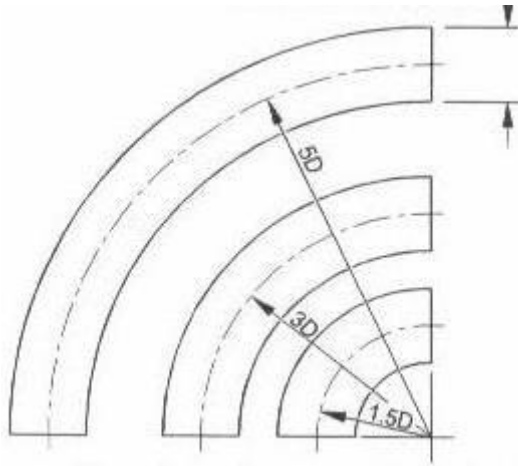
Dispozitivele mobile permit detectarea unui dispozitiv atașat pe PIG pentru a găsi poziția acestuia.

Fig. 12. Exemple de instrumente de urmărire a pig-ului.

Caracteristici pentru operațiile PIG

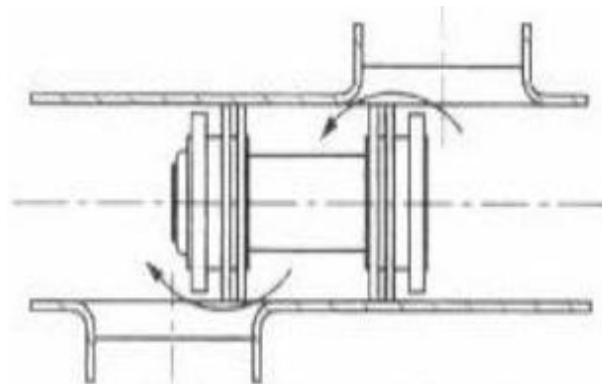
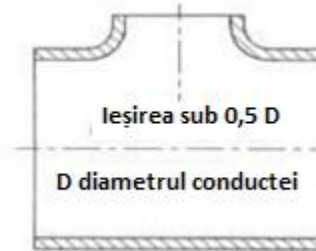
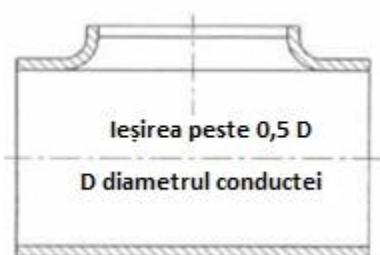
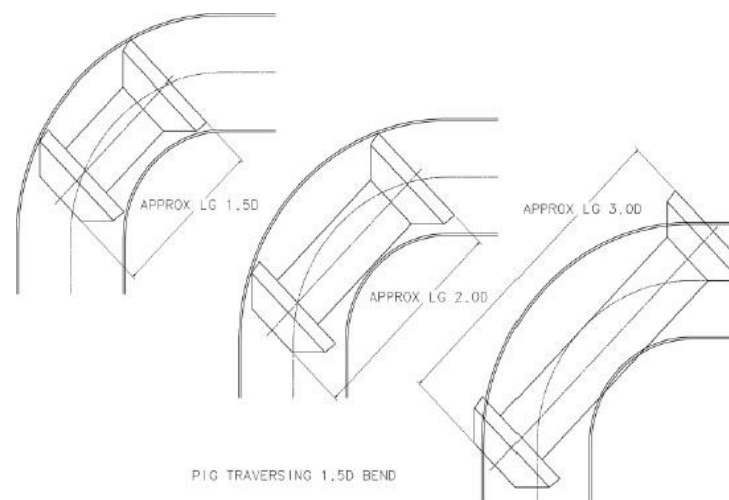
Distanțele între lansator- receptor la conductele de gaze naturale 75-150 de km. Distanțele între lansator-receptor la conducte produse rafinate (benzină, motorină) între 150-225 km. Distanțele între lansator-receptor conducte petrol între 225-300 km. Conducte sunt tratate pentru a ajuta la protejarea interiorului țevii de efectele produsului și pentru a crea mai puțin rezistență la curgere. Conducte de gaze naturale sunt de obicei acoperite în interior cu un strat de fuziune legat epoxidic aplicat în condiții controlate, în fabrică sau un site special amenajat din teren. PIG-ul cu perie de sârmă, nu ar trebui să fie utilizat pe aceste conducte, care au fost acoperite pe suprafața interioară. O combinație de lame de uretan, discuri și cupe ar trebui să fie folosite pentru întreținere. Razele mai mari la coturi favorizează utilizarea instrumentului PIG, fig. 13.

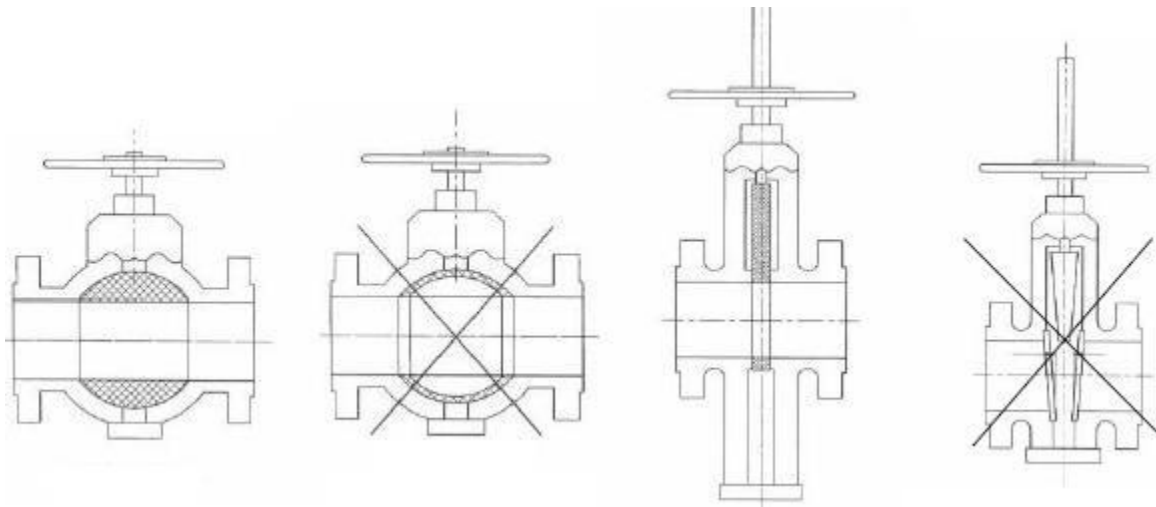
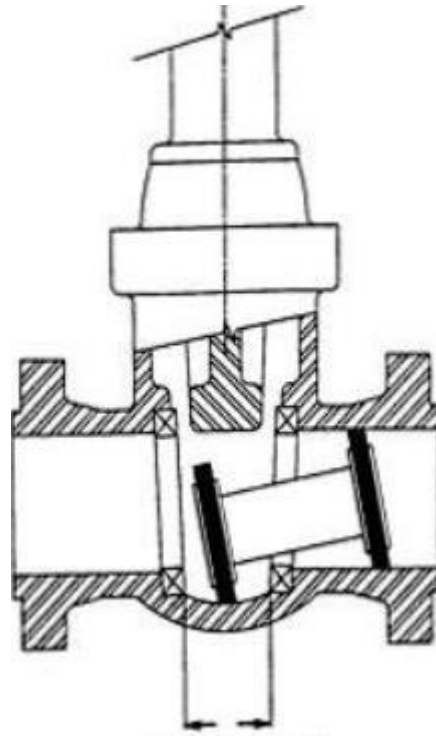
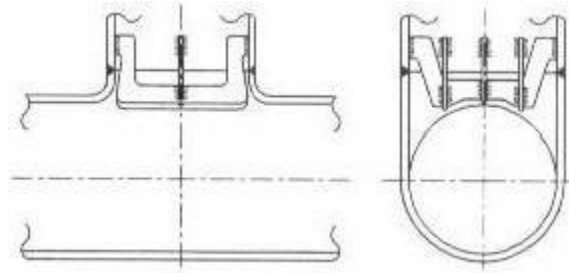
Lungimea potrivită a PIG-ului pentru a trece prin conducte este stabilită, fig. 14. Pentru cerințele PIG-ului orice deformare locală nu trebuie să depășească 2 sau 3% din diametrul conductei.



Coturile din segmenti sunt realizate prin tăierea capătul țevii la un unghi pentru a obține o schimbare în direcția țevii. În general, coturile din segmenti trebuie ar trebui să fie evitate dacă intenționăm să utilizăm PIG-ul pe conductă. Coturile cu prize mai mari de 50 % din diametrul principal ar trebui evitate pentru a reduce riscul de blocare a PIG-ului. Acest lucru este valabil mai ales în deviațiile cu condiții de debit mare.

Fig. 13. Razele mai mari la coturi favorizează utilizarea instrumentului PIG.





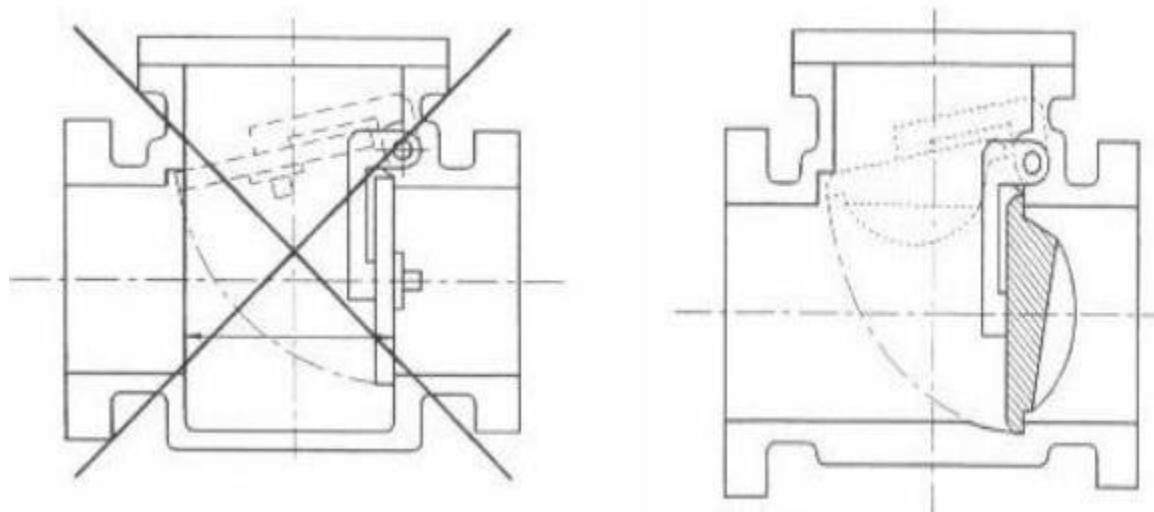
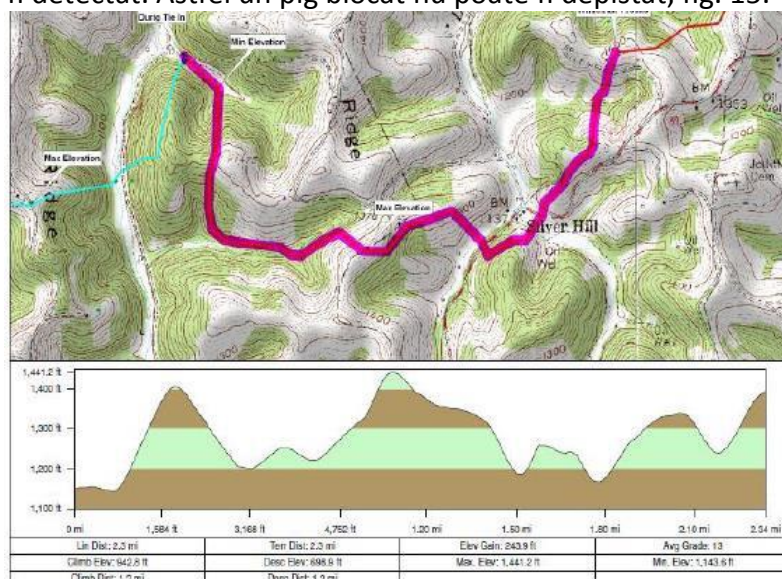


Fig. 14. Modificări care se execută în sistemele de conducte pentru a face posibilă utilizarea instrumentului pig.

PIG-urile pot fi de obicei configurate pentru a se potrivi la ieșirile din conductă prin prelungirea lor pentru a evita modificarea poziției ieșirilor. Orice ieșire din conductă care este mai mult de 50 % din diametrul conductei ar trebui să aibă bare instalate pentru a asista PIG-ul trecut prin deschideri, fără nici un prejudiciu. Barele trebuie instalate paralel cu axa conductei și distanțată de aproximativ 2" în afară ieșirile mici și circa 4" în afară de ieșirile de dimensiuni mai mari. Robinetele sunt cea mai mare cauză a problemelor la instrumentele PIG. În cazul în care trebuie să fie utilizate robinete, acestea ar trebui să aibă diametrul egal cu cel al conductei. Găurile de admisie și evacuare trebuie să fie concentrice. În cazul în care sunt instalate robinete de tip pană este important să se cunoască dimensiunile spațiului liber dintre spațiile de etanșare pentru a fi capabili de a selecta un PIG adecvat pentru conductă. Forma supapelor de reținere trebuie de asemenea, modificată, fig. 14.

Problema elevației conductei este importantă pentru recepționarea semnalului de la PIG. Se poate ca semnalul să nu poată fi detectat. Astfel un pig blocat nu poate fi depistat, fig. 15.



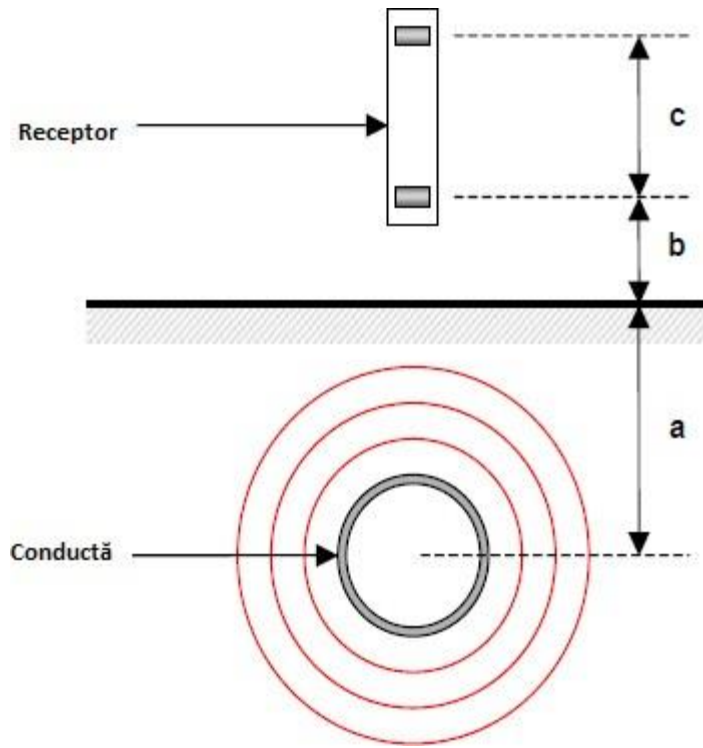


Fig. 15. *Elevația conductei este importantă pentru recepționarea semnalului de la pig.*

Capcanele de lichid pot bloca PIG-ul, fig. 16.

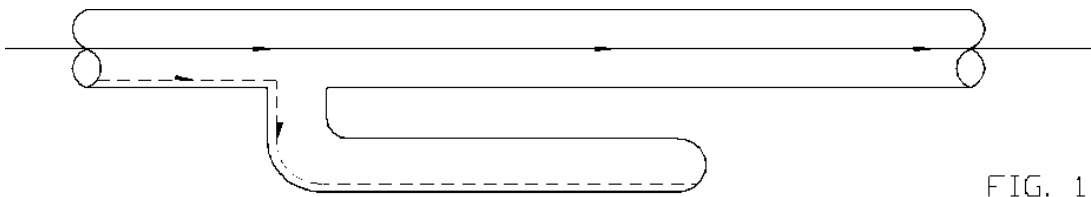


FIG. 1

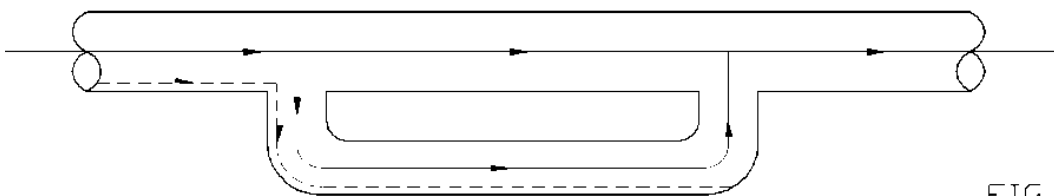


FIG. 2

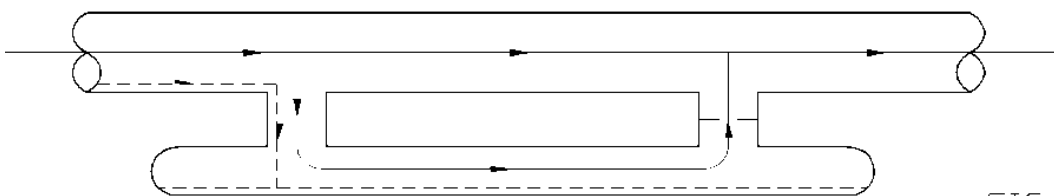


FIG. 3



Fig. 16. Capcanele de lichid pot bloca PIG-ul. La fel și intruziunile de pe conductă.

Căderea de presiune pe dispozitivul de tip PIG, este indicată în Tab. 1.

Tab. 1. Căderea de presiune pe dispozitivul PIG	
Căderea de presiune diferențială pe pig [bar] $dp = \frac{k}{\text{diametrul nominal [inch]}}$, k este un factor care depinde de tipul pig-ului	
Tipul de pig	Valoarea lui k
Sferă sau fus (de spumă)	1
Pig cu 2 cupe	4
Pig cu 4 cupe	7
Pig disc	9
Pig cupă cu perie	12
Pig disc cu perie	15
Instrument de inspecție cu ultrasunete	19
Instrument de inspecție cu câmp magnetic	24

Valoarea vitezei necesare pentru împingerea PIG-ului

- La curățare, inspecție se va folosi viteza fluxului de produs.
- PIG-urile sunt cele mai eficiente în cazul în care rulează cu o viteză aproape constantă. Atunci când debitul este scăzut de PIG-ul poate rula într-o serie de porniri și opriri și nu va fi foarte eficient în aceste condiții.
- PIG-ul nu va fi eficient dacă va trece la o viteză prea mare. Vitezele următoare sunt tipice Tab. 2.

Tab. 2. Vitezele tipice la pig.	
Aplicația	Viteza km/h
Construcții noi	1,5-7,5
Conducte de gaz	3-12
Conducte de lichid	1,5-12
Inspecție	2-10,5

Lansatoarele/ receptoarele de dispozitive pig sunt date în fig. 17.



Lansatoare de sfere



Lansatoare temporare

Fig. 17. Lansatoare de dispozitive
PIG.

Lansatoare temporare fig. 17 au următoarele scopuri:

- Curățirea segmentelor scurte de conducte
- Efectuarea testelor de presiune hidrostatice
- Dezafectarea unor conducte
- Scopuri economice - închiriere în loc de achiziție
- Operațiuni PIG speciale, cum ar fi curățarea prin suflarea și inspecția
- Demonstrarea operațiunii de tip PIG
- La construcții noi curățarea și inspecția.

Modul de lansare și primire a pig-ului este dat în fig. 18.

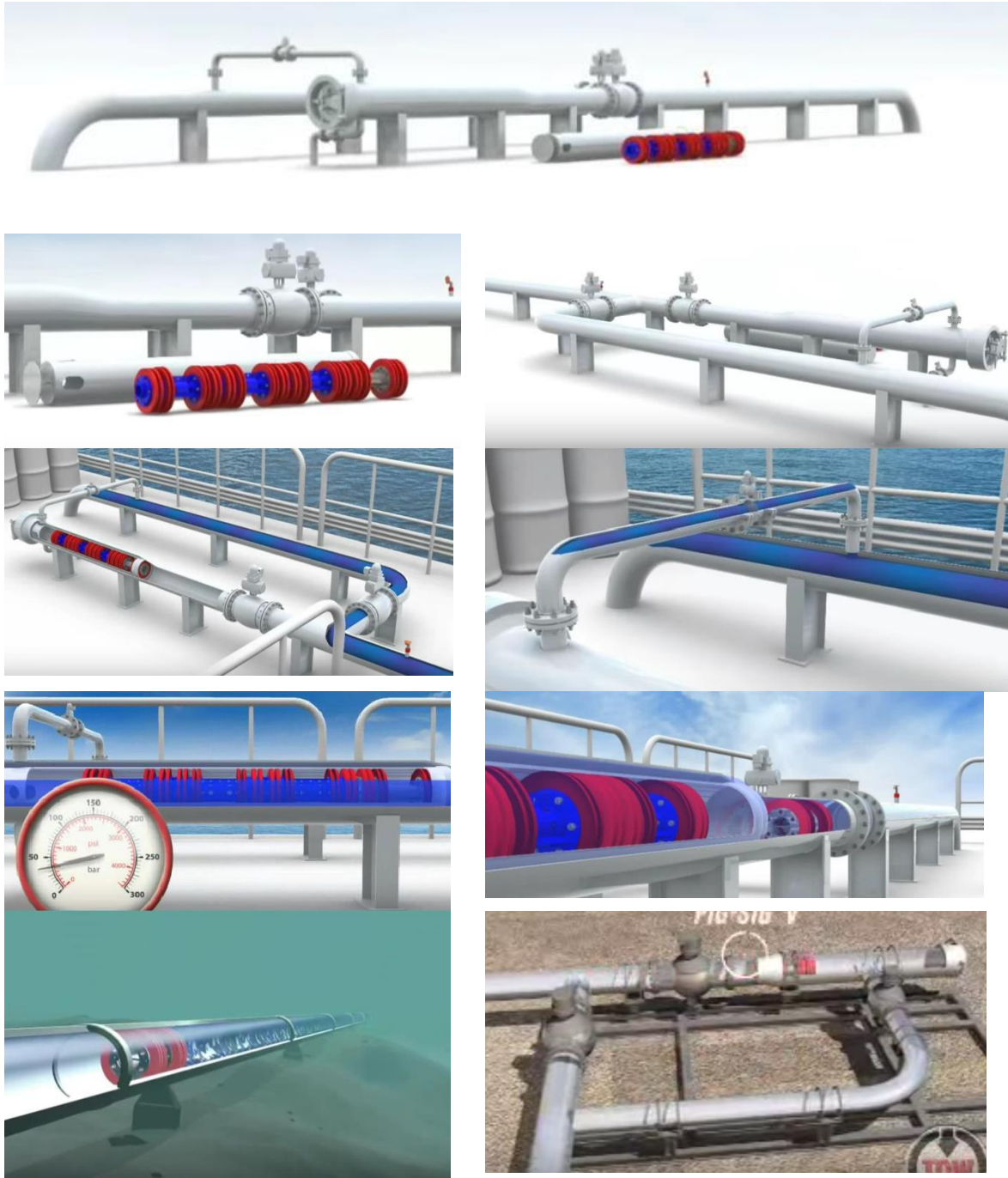


Fig. 18. Modul de lansare și de primire a dispozitivului PIG.

CURĂȚIREA LA INTERIOR A ȚEVILOR

Metodele utilizate în prezent la curățirea interioară a sistemelor de conducte se aplică, în general, pe tronsoane de lungime relativ mare. Aceste metode pot fi însă adaptate pentru a fi utilizate și în bazele tubulare, pe țevile recuperate din conductele dezafectate, acționarea elementului de curățare făcându-se în acest caz cu ajutorul unui cablu sau unui lanț. Recuperarea se face cu scopul reutilizării conductelor în alte domenii (de exemplu în construcții).

Tehnologia de curățire MOLCH

Tehnologia de curățire **MOLCH** permite curățirea unor tronsoane de conductă cu lungimea de până la 300 m și cu diametrul de până la 3400 mm. Așa cum se poate observa în figura 19,

Ion Pană

tehnologia constă în tragerea unui element de curățire prin tubulatura conductei, periile metalice ale acestui dispozitiv având rolul de a disloca straturile depuse pe suprafața interioară a țevelor și de a fragmenta conținutul acestor straturi, iar pistonul de curățire (sau dispozitivul de curățire de tip PIG), amplasat și tractat în spatele periilor, realizând antrenarea spre evacuare a particulelor rezultate prin acțiunea periilor.

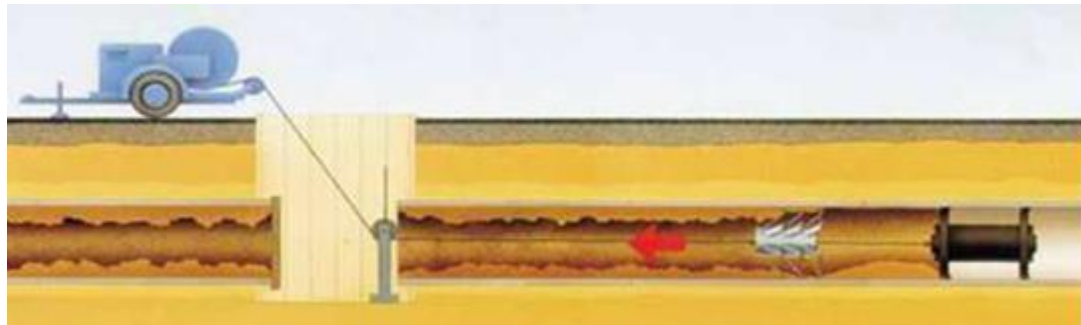


Fig. 19. Tehnologia de curățire la interior a conductelor MOLCH

Tehnologia de curățire VACUJET

Tehnologia de curățire **VACUJET** constă în tragerea la interiorul conductei a unui cap rotativ care realizează desprinderea și fărâmițarea depunerilor de pe suprafețele interioare ale țevelor cu ajutorul unui jet de apă la presiunea de 2500 bar și temperatură de 50 ... 70⁰C și evacuarea particulelor astfel rezultate cu ajutorul unui jet de aer comprimat și al unui dispozitiv de curățire de tip PIG. Echipamentul necesar și modul de lucru la aplicarea acestei tehnologii sunt prezentate în figura 20. Așa cum rezultă examinând figura 20, pentru curățirea unui tronson de conductă cu această tehnologie se parcurg două etape:

- în prima etapă, la introducerea și tragerea prin tubulatura conductei a capului rotativ, jetul de apă sub presiune realizează dislocarea și fragmentarea straturilor depuse pe suprafața interioară a țevelor, iar aerul comprimat, insuflat în tubulatură în sens contrar deplasării capului rotativ, asigură evacuarea celei mai mari părți din particulelor obținute prin acțiunea jetului de apă;

- în etapa următoare, la extragerea capului rotativ din tubulatura conductei, jetul de apă sub presiune realizează spălarea suprafeței interioare a țevelor și, împreună cu jetul de aer comprimat, direcționat acum în sensul deplasării capului rotativ, realizează eliminarea integrală a particulelor rezultate din depunerile de pe țevi; un dispozitiv de curățire de tip PIG, atașat capului rotativ și deplasat împreună cu acesta, finisează procesul de curățire.

Calitatea procesului de curățire realizat prin aplicarea acestei tehnologii este sugerată de imaginile din figura 20, care prezintă aspectul suprafeței interioare a unei conducte în cursul operației de curățire și la sfârșitul acesteia.

ELIMINAREA IZOLAȚIEI ȘI CURĂȚIREA LA EXTERIOR A ȚEVILOR

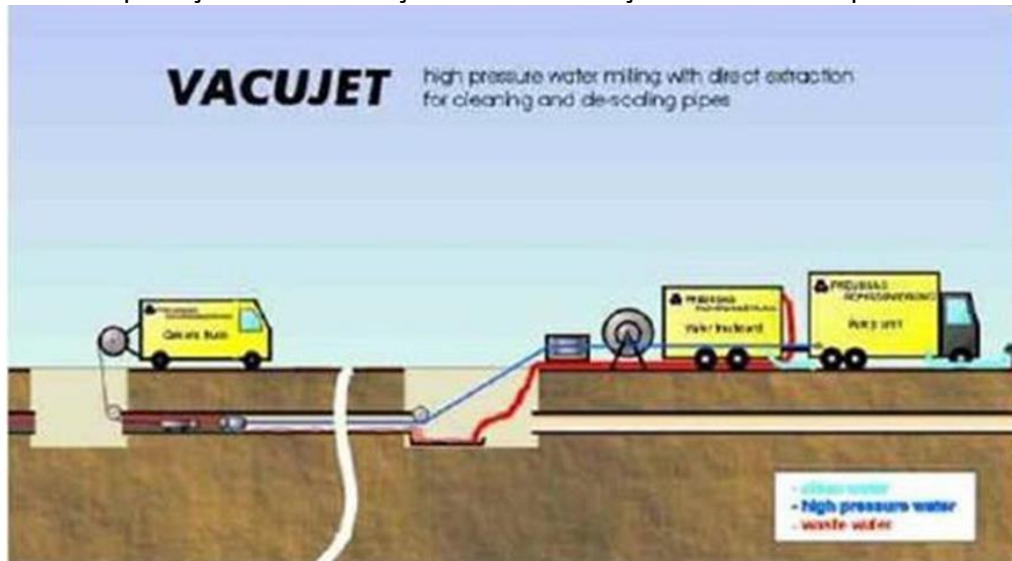
În România, conductele din compunerea sistemelor de transport și distribuție a gazelor naturale, realizate în urmă cu 20 ... 30 de ani, au aplicate soluțiile clasice de izolare și protecție anticorozivă pe bază de bitum. În vederea certificării și reutilizării țevelor recuperate din conductele dezafectate, apare ca obligatorie curățirea la exterior a țevelor, constând din îndepărtarea izolației vechi (în general, executată din bitum prin depunere la cald) și eventualelor depuneri datorate acțiunii mediului de pozare (pământ, rugină, umiditate etc.).

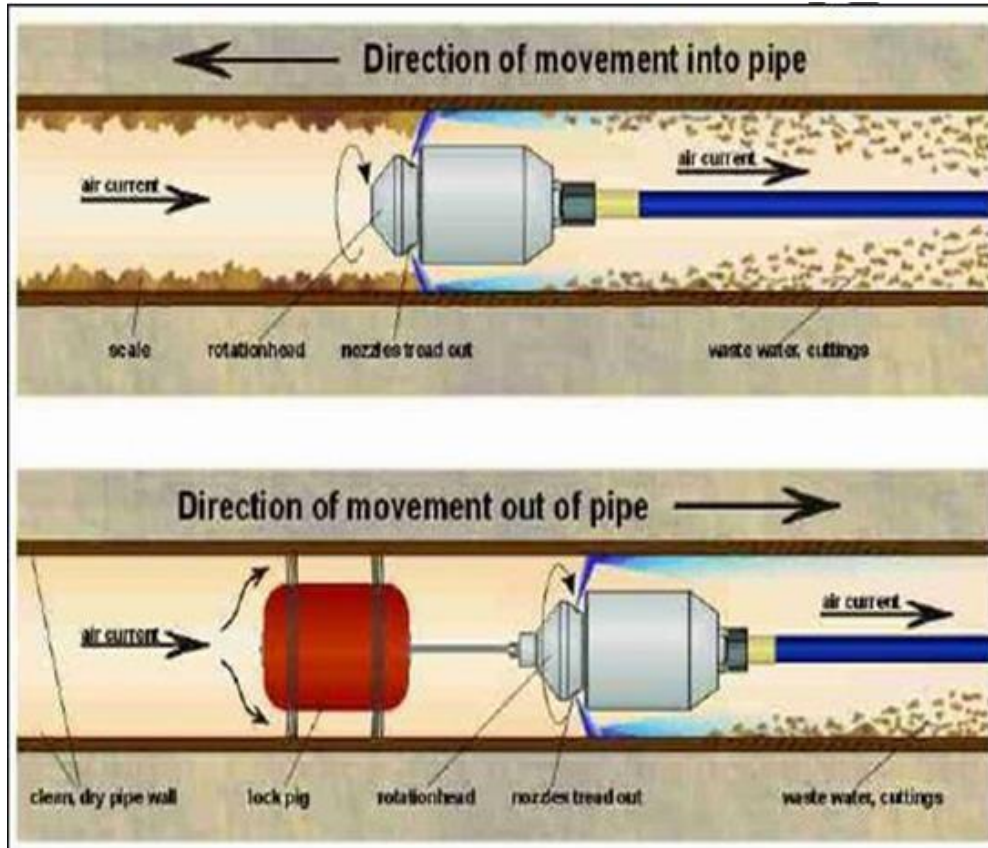
Particularități tehnologice la eliminarea izolației și curățirea la exterior a țevelor

În mod obișnuit, eliminarea izolației și curățirea la exterior a țevelor recuperate din conductele dezafectate se execută manual, în bazele tubulare dotate cu echipamentul specific realizării acestor

lucrări. Procesul tehnologic realizat uzual pentru îndepărtarea izolației și curățirea exterioară a unei astfel de țevi cuprinde următoarea succesiune de operații:

- încălzirea la exterior a țevii cu o torță cu butan (pe tronsoane cu lungimea de 1000 mm), cu flacără mică, la o temperatură de 60 ...70 °C;
- tăierea stratului de izolație cu un cuțit și îndepărtarea acestuia prin rașchetare manuală sau mecanică; se interzice utilizarea la această operație a uneltelor care pot produce deteriorarea suprafeței metalice a conductei
- curățirea suprafeței exterioare a țevii cu ajutorul unor perii acționate manual sau mecanizat, perierea făcându-se sub un unghi de aproximativ 15° față de axa longitudinală a țevii; operația se repetă cu diferite tipuri constructive de perii până la curățirea completă a suprafeței exterioare a țevii;
- spălarea suprafeței exterioare a țevii cu benzină ușoară sau white-spirit.





a.



b.

Fig. 20. Echipamentul și modul de lucru la aplicarea tehnologiei de curățire VACUJET. Principiul curățirii interioare a conductelor cu tehnologia VACUJET. Aspectul interiorului unei conducte supuse curățirii cu tehnologia VACUJET: a. în cursul procesului de curățire; b. după curățire



a



b

Fig. 21 a). Perie circulară pentru curățirea exterioară a țevilor b) Utilizarea periiilor circulare pentru curățirea mecanizată a țevilor

Umiditatea se îndepărtează printr-o încălzire cu 10 ... 20 C peste temperatura ambiantă, iar praful și pământul se îndepărtează de pe suprafețele exterioare ale țevilor recuperate din conductele

dezafectate prin spălare cu apă sau prin ștergere cu lavete umectate în apă. O alternativă la procedeul tehnologic manual de eliminare a izolației și curățire la interior a țevilor o reprezintă folosirea produselor destinate dezizolării și curățirii țevilor fabricate de firma **OSBORN International**, firmă care produce cea mai completa linie de perii de putere pentru industria țevilor, pentru curățarea sudurilor, pentru debavurarea pieselor etc.

În figura 21,a se prezintă peria circulară realizată special de această firmă pentru îndepărtarea izolației și curățirea exterioară a țevilor pentru conducte, care poate fi livrată cu lungimea sârmelor adecvată aplicației în care se utilizează, iar în figura 21,b se prezintă modul în care acest tip de perie poate fi utilizată pentru efectuarea mecanizată a operațiilor menționate, pe un stand amenajat special în acest scop (pe care pot fi executate și operațiile de curățire interioară a țevilor).

TEHNICI DE INSPECȚIE LA CONDUCTELE DE PRODUSE PETROLIERE

Aparate utilizate

Pentru determinarea defectelor de pe conducte se folosesc dispozitive de detectare cunoscute sub denumirea de PIG (pipe intelligent gauges). Aceste dispozitive sunt bazate pe principiul detecției magnetice sau ultrasonice fig. 21. Se urmăresc:

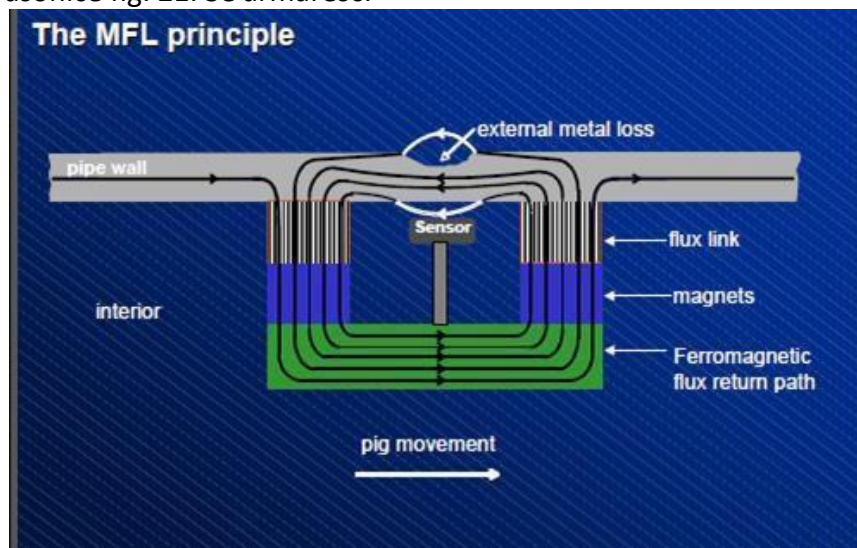


Fig. 21,a. Un sistem de detecție de tip magnetic.

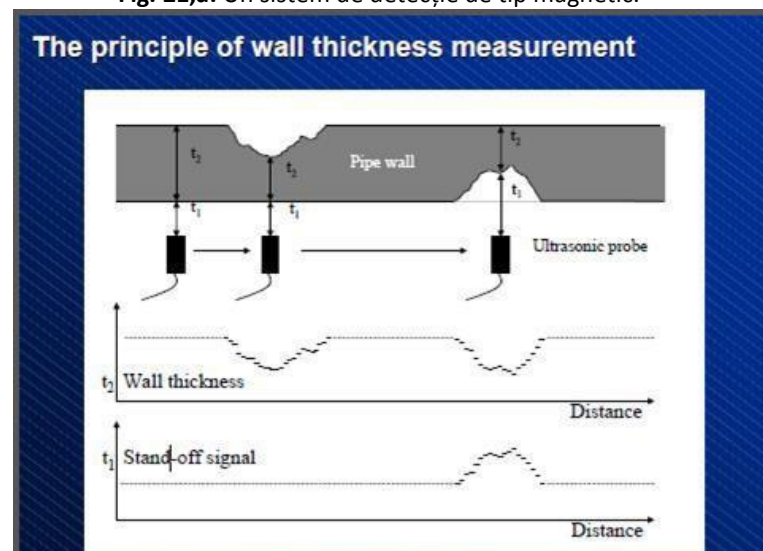


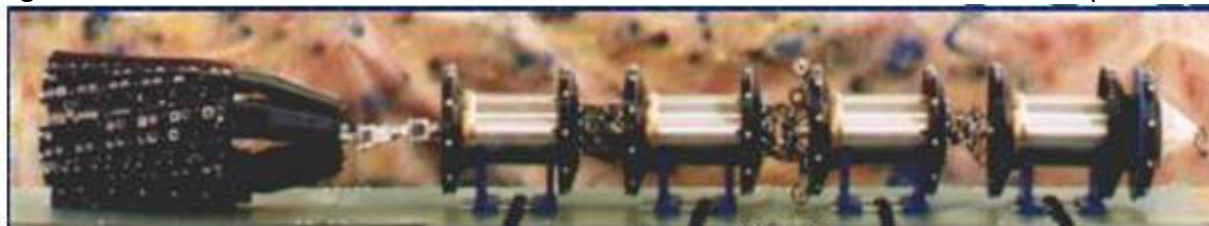
Fig. 21,b Un sistem de detecție de tip ultrasonic.

- variații ale grosimii peretelui de conductă;
- deformări geometrice ale peretelui conductei;
- instalații montate pe conductă.

Traductorii ultrasonici sunt dispuși circumferențial pe aparat, cu axele poziționate perpendicular pe peretele conductei. Principiul pe care se bazează măsurarea pune în practică tehnica *puls-ecou*: traductorii emit pulsații de înaltă frecvență care sunt reflectate atât de peretele interior cât și de peretele exterior al conductei, undele reflectate (ecourile) lor fiind receptate de către senzori la intervale de timp diferite. Acest lucru permite:

- măsurarea distanței dintre senzor și peretele interior al conductei (așa numita *distanță stand-off*): o creștere peste diametrul interior nominal al conductei – deci o reducere a grosimii de perete – poate indica o pierdere de metal interioară sau un defect geometric;
- măsurarea grosimii de perete: dacă valoarea măsurată a grosimii de perete este mai mică decât grosimea nominală a conductei și distanța stand-off este corespunzătoare diametrului interior nominal al conductei, atunci avem de-a face cu o pierdere de metal exterioră.

Măsurătorile efectuate cu instrumentul PIG ultrasonic au o foarte mare precizie, atât pe direcție axială cât și radială. Măsurătorile sunt luate la 5,5 mm pe direcție radială și la 3 mm pe direcție axială. Rezultă că suprafața conductei este acoperită cu un carioaj de puncte de forma unor dreptunghiuri cu dimensiunile de 5,5 x 3 mm x mm. Măsurătorile la fiecare vârf al dreptunghiului au o precizie de 0,25 mm/mm. În timpul inspecției computerul controlează întreaga funcționare a instrumentului; datele de măsură, preprocesarea și stocarea datelor, corelarea mișcării PIG cu achiziția măsurătorilor. Funcționarea sistemului este asigurată de baterii alcaline cu autonomie mare. Instrumentul are un detector radio pentru a fi localizat.



a



b

Fig. 22. Sistem PIG a) cu ultrasunete; b) cu flux magnetic

Prelucrarea rezultatelor

Firmele care fac inspecțiile oferă în cadrul unui software specializat o mulțime de informații referitoare la defectele constatate și analiza acestora după anumite standarde. În continuare sunt date

câteva exemple. După efectuarea inspecției, datele colectate sunt salvate de pe memoria de pe dispozitiv și apoi sunt transferate la un computer extern, unde acestea se interpretează cu ajutorul software-ului specializat. De exemplu pe o conductă au fost detectate un număr de 70 de defecte după cum urmează:

- 24 de laminări;
- 16 de pierderi de metal exterioare;
- 12 anomalii de material;
- 9 suspiciuni de pierderi de metal exterioare;
- 7 deformații;
- 2 pierderi de metal interioare.

Aceste defecte sunt caracterizate prin următorii parametri: - numărul defectului; - localizarea față de bază și de alte repere; - descrierea (tipul) defectului; - poziția circumferențială; - dimensiunile defectului (lungimea, lățimea, adâncimea, suprafața). Apoi, pe tipuri de defecte, se prezintă pozițiile circumferențiale, suprafețele, adâncimile și lungimile acestor defecte de-a lungul conductei, configurația acestora prefigurând primele indici asupra diagnozei, fig. 23-25.

Evaluarea stării defectelor

În această secțiune este descrisă procedura de evaluare recomandată de API Standard 579/2007 – Recommended practice for Fitness-For-Service and continued operation of equipment (piping, vessels and tanks). Deoarece majoritatea defectelor ce apar pe tronsoanele drepte ale conductelor, sunt de tipul pierdere locală de material PLM vom prezenta modul de evaluare referitor la acestea. Defectele de tip PLM sunt clasificate în:

- a) pierdere locală de material (LTA Local Thin Area) o pierdere pe suprafața conductei la care lățimea și lungimea sunt de același ordin de mărime, fig. 26.a.
- b) defecte de tip șanț (groove – likeflaw) care pot fi (fig. 26.b-d):
 - b1) șanț (groove) - pierdere de material cauzată de eroziune sau coroziune la care lungimea este mult mai mare decât lățimea defectului.
 - b2) scobituri mecanice (*gouge*) pierdere de material cauzată de o acțiune mecanică la care lungimea este mult mai mare decât lățimea defectului.

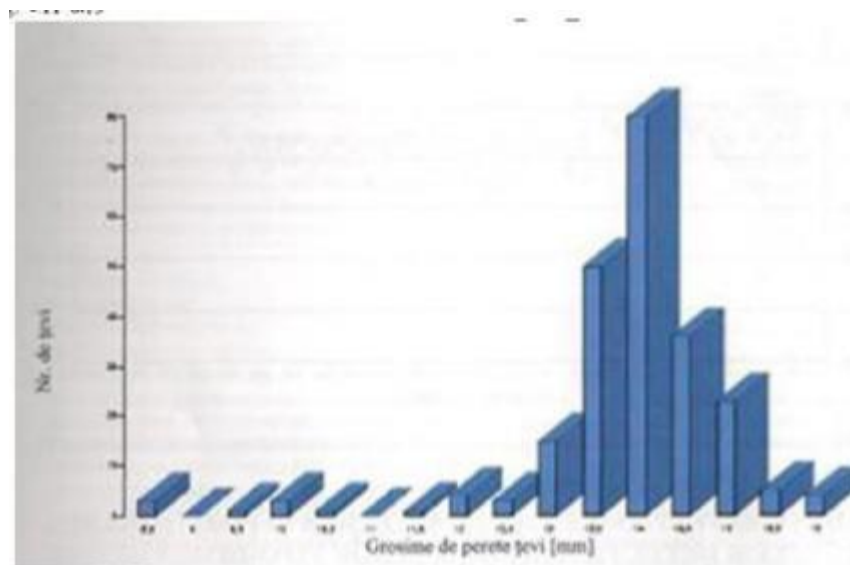


Fig. 23. Histograma valorilor grosimilor medii ale pereților țevilor individuale ce compun conducta.

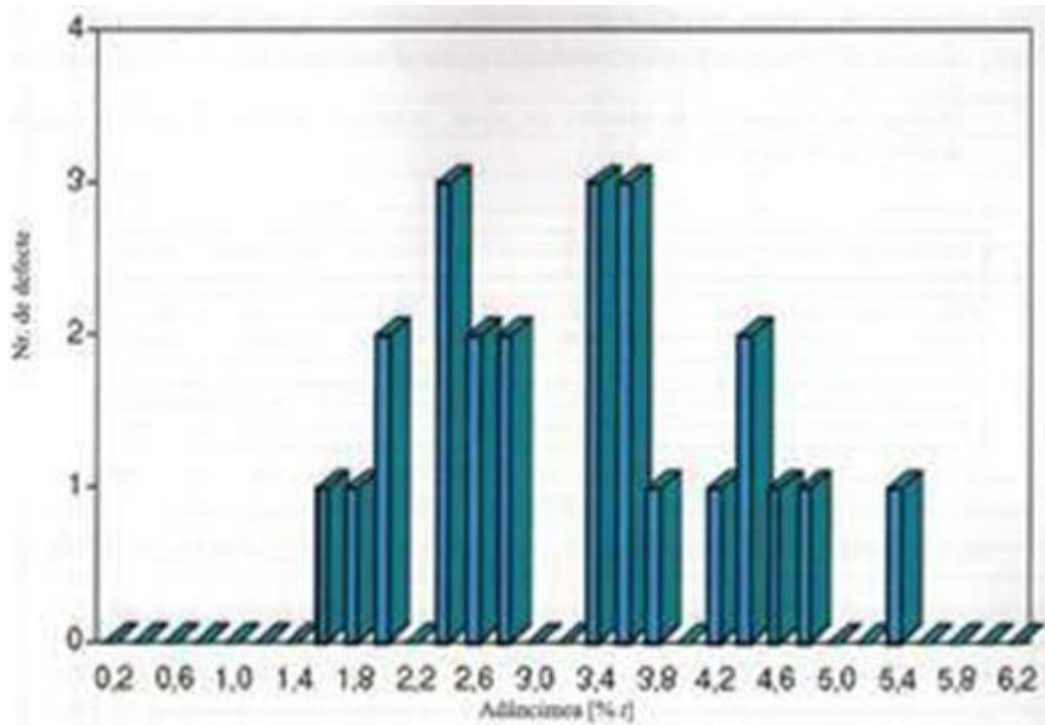


Fig. 24. Situația numărului de pierderi de metal exterioare în funcție de valorile adâncimii acestora.

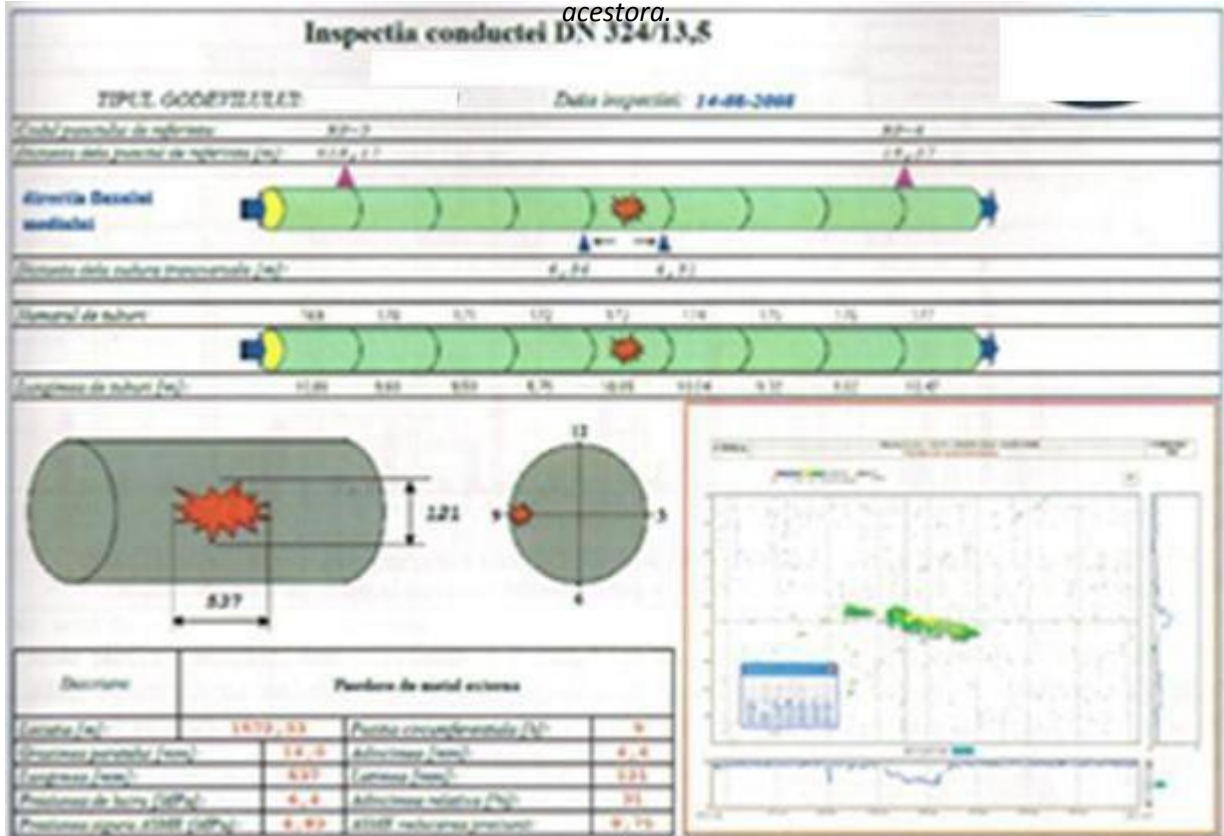


Fig. 25. Fișa de evidență reparație a unui defect critic

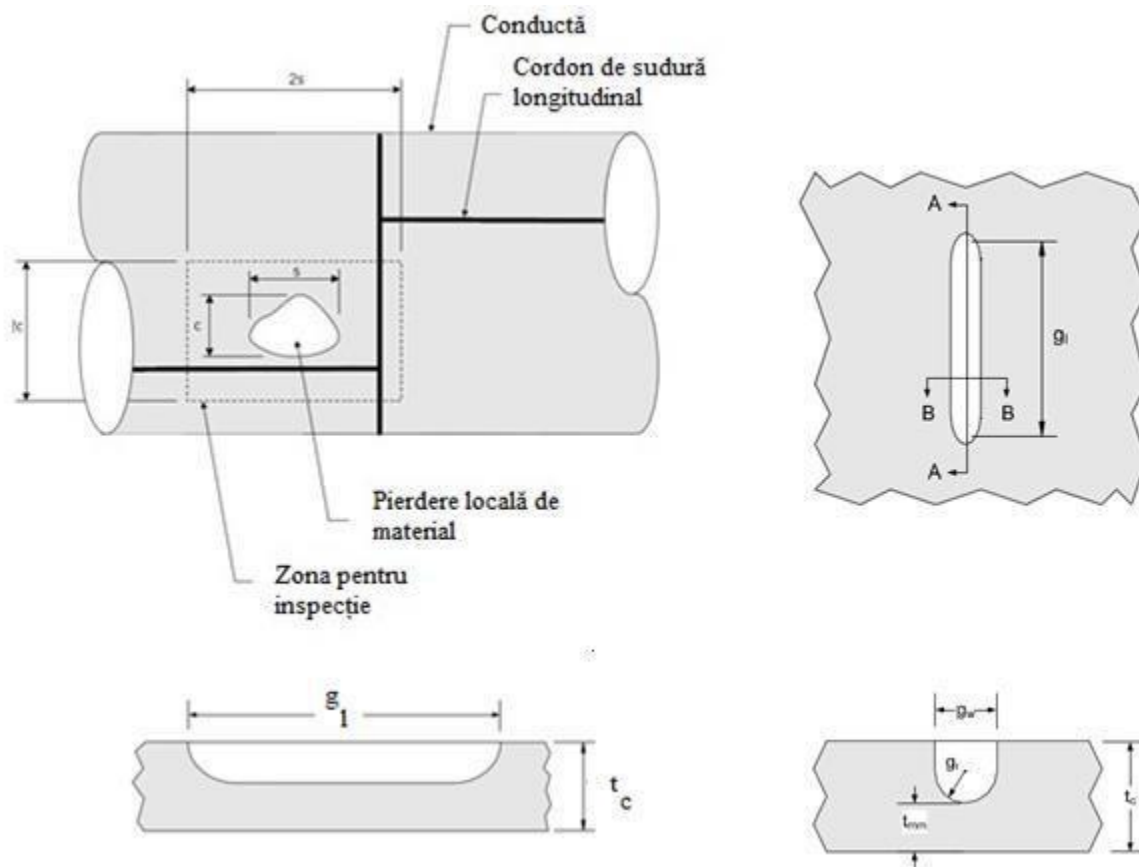


Fig. 26 Caracterizarea defectelor de tip pierdere locală de material: a) caracteristicile defectului la pierdere locală de material LTA; b) un defect de tip șanț; c) secțiunea în lungul lungimii defectului de tip șanț; d) secțiunea transversală la defecte de tip șanț.

Pentru evaluare trebuie cunoscute o serie de date care includ: diametrul exterior al conductei D_e ; tipul de țevă; materialul conductei; grosimea nominală t_{nom} ; presiunea maximă de operare p (MAWP); presiunea de proiectare p_d ; limita de extensie convențională SMYS; rezistența la rupere SMTS; raza medie a conductei R_m ; raza interioară a conductei R_i ; istoricul conductei: construită în anul ...; produsul/ produsele vehiculate; istoricul inspecțiilor; pierderea uniformă de material LOSS; adaosul de coroziune FCA; distanța la cea mai apropiată discontinuitate L_{msd} ; coeficientul de rezistență admisibil acceptat RSF_a ; factorul care ține seama de prelucrarea materialului conductei MA ; grosimea uniformă a conductei dincolo de zona afectată de coroziune t_{rd} ; coeficientul de calitate al sudurii pe direcția longitudinală E_l ; coeficientul de calitate al sudurii pe direcția circumferențială E_c ; coeficientul de caracterizare a solicitărilor materialului Y_{B31} . Pentru caracterizarea zonei cu lipsă de material se folosește metoda matricei de valori. Zona defectului se împarte prin plane axiale și transversale fig. 27, plane plasate la distanțe recomandate de standard. Pe direcția liniilor de intersecție dintre aceste plane se citesc grosimile de perete care se introduc într-o matrice de grosimi. Din această matrice de valori se extrag profilele critice pe direcția longitudinală și transversală. Pentru defectele de tip șanț se pot folosi de asemenea, matrice de grosimi, pentru fiecare defect se precizează: adâncimea defectului h_d , lățimea defectului (extinderea defectului în direcția circumferențială) g_l , lungimea defectului (extinderea defectului în direcția axei de simetrie a tubulaturii) g_w , raza de rotunjire la vârful defectului g_r și distanța de la defect până la cea mai apropiată discontinuitate structurală L_{msd} (distanța până la robinetul de secționare al conductei, până la suduri etc.). Dacă pierderea de grosime este mai mică decât adaosul de coroziune acceptat FCA atunci nu este necesară evaluarea defectului. În caz contrar se vor face evaluări de nivel 1, nivel 2 sau nivel 3.

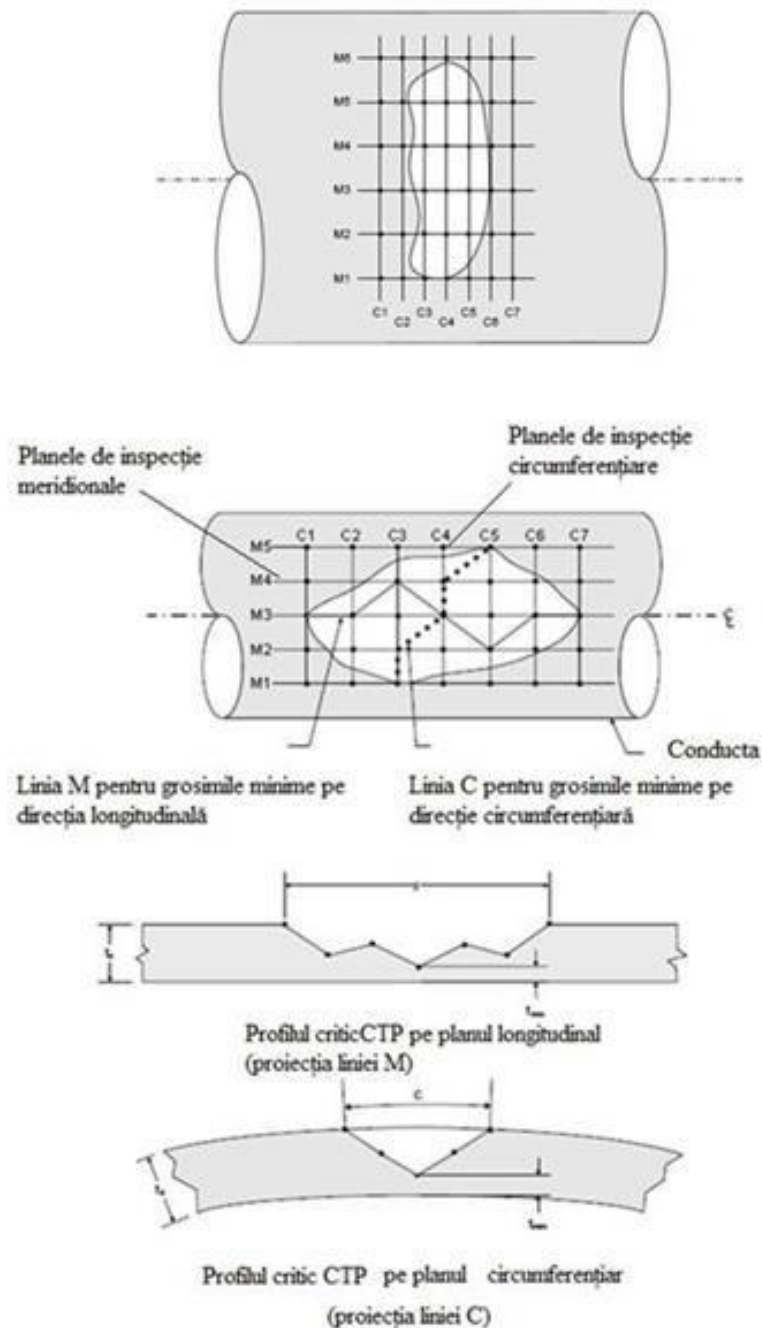


Fig. 27. Recomandări referitoare la măsurarea grosimii la un defect de tip lipsă locală de material: a) poziția planelor de măsură; b) poziția profilurilor critice; c) lungimea și lățimea defectului.

Valorile efective ale caracteristicilor mecanice, determinate prin încercări sau, în lipsa acestora, valorile minime garantate / specificate ale acestora sunt necesare pentru evaluare. Aceste elemente sunt: modulul de elasticitate longitudinală (Young) E ; coeficientul contracției transversale (Poisson), ν ; limita de extensie convențională $\sigma_{mys} = R_t 0.5$, rezistența la rupere $\sigma_{mts} = R_m$, alungirea procentuală după rupere A_{2in} . Evaluările de niveluri 1 și 2 presupun calculul unor parametri:

$$\lambda_1 = \frac{1,295 s}{\sqrt{D_i t_c}} \text{ și } R_t = \frac{t_{\min} - FCA}{t_c}$$

în funcție de lungimea defectului s , diametrul interior al țevii D_i , grosimea de calcul a țevii t_c , grosimea minimă a țevii t_{\min} , adaosul de coroziune acceptat FCA și folosirea unor nomograme din standard pentru verificarea plasării defectului în zona acceptabilă sau inacceptabilă, fig. 28. Verificarea de nivel 3 presupune folosirea metodei elementului finit pentru aprecierea unui defect, apreciere făcută pe baza unui model 3D obținut cu ajutorul datelor de la inspecția PIG, fig. 29.

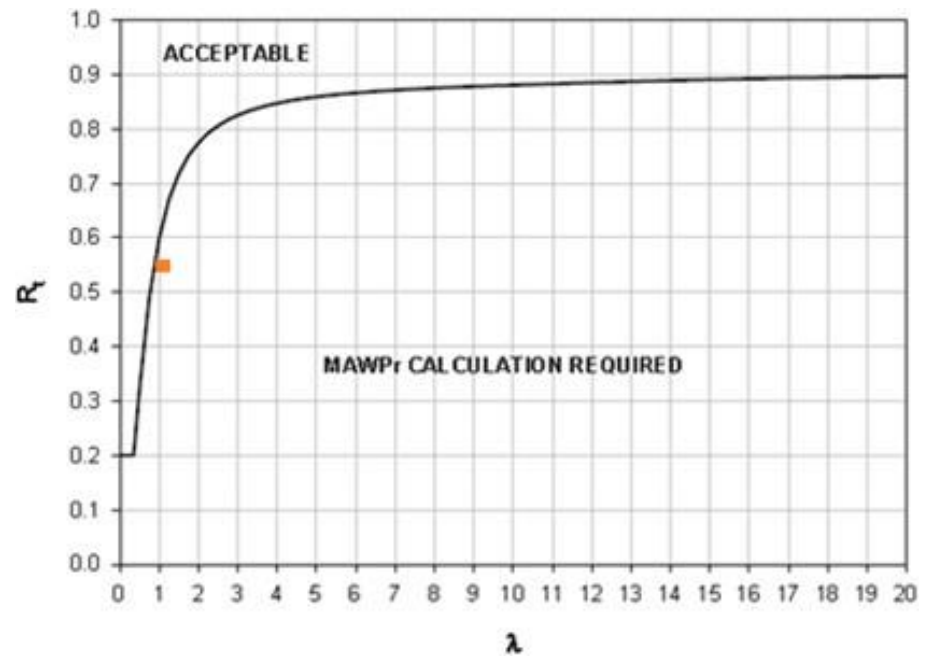


Fig. 28. Verificarea extinderii longitudinale a unui defect.

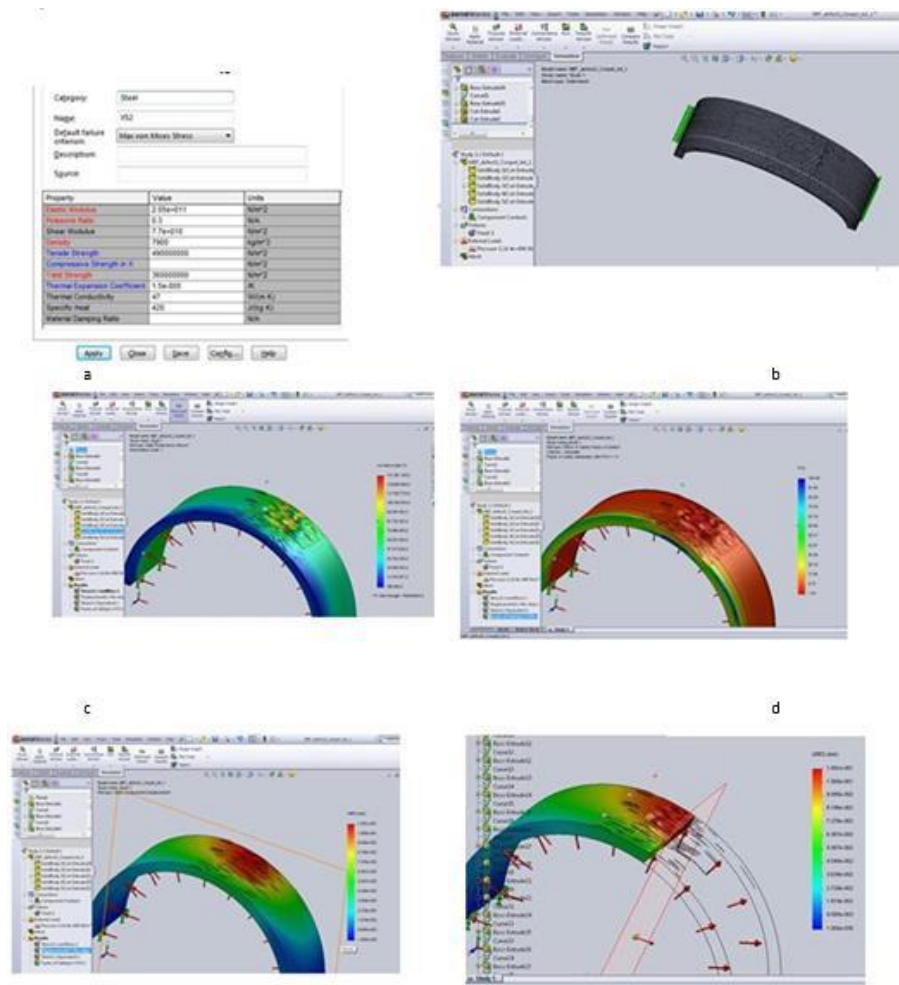


Fig. 29. Analiza defectului cu ajutorul metodei elementului finit: a) definirea materialului; b) rețeaua de elemente finit; c) eforturile echivalente obținute; d) coeficientul de siguranță; e) deplasările; f) eforturile într-un plan longitudinal.