



(12)

CERERE DE BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: a 2012 00870

(22) Data de depozit: 26.11.2012

(41) Data publicării cererii:
30.05.2014 BOPi nr. 5/2014

(71) Solicitant:
• TOROK ARPAD, STR. TRANSILVANIEI
NR. 29, BL. B54, AP. 54, ORADEA, BH, RO

(72) Inventatori:
• TOROK ARPAD, STR. TRANSILVANIEI
NR. 29, BL. B54, AP. 54, ORADEA, BH, RO

(54) COMPRESOARE CU PISTON LICHID

(57) Rezumat:

Invenția se referă la niște compresoare cu piston lichid și niște detentoare la care comprimarea, respectiv, destinderea gazelor sunt provocate de înaintarea, respectiv, de retragerea din aparat a unui volum de lichid. Compresorul conform invenției are un rezervor (100) stratificat, pe la baza căruia intră gazul de înaltă presiune, care se încălzește în acesta, preluând căldura de la un schimbător (108), dar și de la pereții unui compresor (101) rotativ, ai cărui pereți sunt mai calzi, în compresorul (101) rotativ (schimbător de căldură cu volum constant) gazul fiind colectat de compresorul din partea superioară, după care este încălzit suplimentar de către un schimbător (107), volumul acestei trepte, precum și aportul de căldură putând fi majorate, astfel încât în acest etaj să se desfășoare și o destindere izotermică, în drumul său descendent gazul răcindu-se, iar apoi, din etajul inferior, este introdus în rezervorul (100) stratificat al etajului următor, bilanțul energetic arătând că, în comparație cu o destindere izotermică la o temperatură T2, acest tip de detentor extrage mai multă căldură și furnizează mai mult lucru mecanic.

Revendicări: 19
Figuri: 17

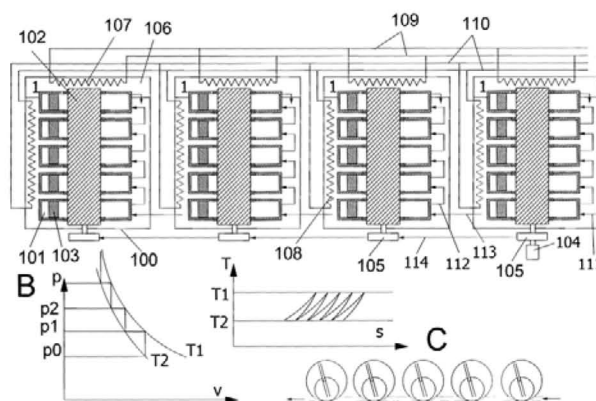


Fig. 16A



COMPRESOARE CU PISTON LICHID

Prezenta invenție se referă la construcția și utilizarea unor compresoare și detentoare în care comprimarea, respectiv destinderea gazelor sunt provocate de înaintarea, respectiv de retragerea din aparat, a unui volum de lichid. Ca urmare, un astfel de aparat poate înlocui în orice aplicație (din industria chimică și cea petrolieră, acumularea de energie în rezervoare de aer comprimat, alimentarea utilajelor pneumatice, realizarea de motoare cu ardere internă, motoare cu combustie externă, instalații de răcire, instalații criogenice, pompe de căldură, etc) un compresor sau un detentor volumic sau dinamic. În cazul comprimării, gazul aflat în camera de comprimare, este înlocuit treptat de un volum egal de lichid, provocând comprimarea gazului. În momentul în care se atinge raportul de comprimare dorit, supapa de refulare (sau un robinet comandat automat) se deschide, gazul comprimat este împins în rezervorul de stocare, sau în alt echipament, locul său fiind luat de lichidul ce continuă să pătrundă în compresor pînă la umplerea completă a camerei de comprimare. Urmează procesul de evacuare a lichidului, care începe cu deschiderea supapei de admisie, și continuă cu înlocuirea treptată a lichidului cu gaz aflat la presiunea de admisie. La fel, în cazul detentoarelor, lichidul din camera de destindere este înlocuit de un volum de gaz cu o presiune mai mare, care după închiderea supapei de admisie, se destinde împingând lichidul din detentor într-un dispozitiv în care energia lui potențială se transformă în energie mecanică utilă.

Folosirea lichidelor pe post de piston are în unele instalații avantaje considerabile :

- elimină necesitatea unor dispozitive de etanșare scumpe și perisabile
- elimină necesitatea unor sisteme de ungere costisitoare
- nu produce încălzirea și uzura cămășii cilindrului
- reduce prețul de cost al confecționării camerelor de comprimare
- prin contactul direct dintre gaz și lichid, se elimină rapid căldura degajată în interiorul camerei de comprimare
- permite introducerea în camera de comprimare a unor dispozitive (senzori, nervuri, aripioare, dispozitive de eliminare a căldurii, etc), care nu împiedică deplasarea acestui tip de piston
- permite reducerea la zero a volumului mort și creșterea pînă la 100% a factorului de umplere
- prin creșterea pronunțată a fluxului de căldură dintre gaz și mediu, se micșorează considerabil exponentul politropic al transformării termodinamice, ceea ce, în cazul compresoarelor duce la un consum mai mic de energie necesară transformării și la o temperatură mai redusă a gazului refulat, iar în cazul detentoarelor, la o extragere mai eficientă a căldurii din sursa caldă și la creșterea lucrului mecanic dezvoltat
- permite obținerea unor transformări izotermice la o viteză mai mare a pistonului, deci la o putere mai mare a dispozitivului

atw

- permite realizarea unor motoare și pompe de căldură cu o diferență mai mică de temperatură între sursa rece și cea caldă
- permite creșterea gradului de utilizare a unor pompe de apă și a altor echipamente, strict necesare în multe aplicații, dar cu o durată redusă de funcționare (instalații și rezervoare tampon pentru stingerea incendiilor, instalații de irigat, rezervoare de stocare, etc), prin utilizarea lor, în perioadele disponibile, la acumularea de energie prin comprimarea unui gaz, sau la producerea de energie cu motoare Carnot, Ericsson, Stirling
- permite valorificarea eficientă a energiei valurilor oceanice și marine

Dezavantajul principal al acestui sistem este cauzat de vâscozitatea mai mare a lichidelor, comparativ cu vâscozitatea gazelor, ceea ce cauzează consumuri de energie mai mari pentru vehicularea acestora. Un alt dezavantaj față de compresoarele din stadiul actual al tehnicii este dat de densitatea mult mai mare a fazei lichide, comparativ cu densitatea fazei gazoase, ceea ce determină o inerție mare a pistonului lichid, accelerarea acestuia necesitând forțe mai mari. Din acest motiv, viteza proceselor din aceste tipuri de aparate este limitată, iar pentru recuperarea energiei consumate în fazele de accelerare sunt necesare dispozitive suplimentare.

Având în vedere numeroasele avantaje oferite de un asemenea compresor, în ultimii ani au fost propuse numeroase idei pentru atingerea acestui obiectiv, dintre care putem enumera: "Fluidic-Piston Engine." US6568169, "Liquid Piston Heat Engine." US5195321, "Liquid Piston Heat Pump." US4501122, "Liquid Piston Heat-Actuated Heat Pump and Methods of Operating Same." US4148195, "Liquid piston" US4148195. Invenția de față, împreună cu cererea de brevet A00382/2012, propune câteva noi soluții pentru realizarea acestor aparate.

Descrierea invenției se va face în legătura cu următoarele figuri:

- fig. 1: secțiune prin compresor și rezervorul de stocare:
 - A: cu rezervor de lichid sub presiune constantă
 - B: cu motor hidraulic pentru recuperarea lucrului mecanic de evacuare
- fig. 2: compresor cu multiplicarea pistonului, cu admisie inferioară
 - A: cu strangularea secțiunii de intrare a fiecărui etaj
 - B: cu supapă de evacuare a gazului pe fiecare etaj
- fig. 3: compresor cu multiplicarea pistonului, cu admisie superioară, cu o singură tăviță pe fiecare etaj
- fig. 4: compresor cu multiplicarea pistonului, cu admisie superioară, cu mai multe tăvițe pe fiecare etaj
- fig. 5 : compresor cu piston lichid în trepte de presiune
- fig. 6 : compresor cu piston lichid cu bule de gaz
- fig. 7 : compresor cu șurub cu piston lichid
- fig. 8 : compresor cu spirală cu piston lichid
- fig. 9 : compresor cu paletă în rotor cu piston lichid

În toate aceste figuri am folosit următoarele notații :

- 1- cilindrul compresorului, sau al detentorului
1.1, 1.2, ..., 1.i, ..., 1.n – elemente componente ale cilindrului
- 2- piston
2.i - elemente componente ale pistonului

- 3- compresor cu paletă
- 6- supape pentru lichid
- 7- supape pentru gaz
- 8- piston lichid
- 9- gaz
- 10- conducte pentru lichid
- 11- conducte pentru gaz
- 12- pompe pentru lichid
- 13- rezervor pentru lichid
- 14- motor hidraulic
- 15- schimbător de căldură

Descriere. In stadiul actual al tehnicii, comprimarea și destinderea gazelor și a vaporilor sunt procese politropice, exponentul politropic al transformării având valori mai mici decât exponentul adiabatic, dar, foarte rar se ajunge la valori sub 1,3. Deși un exponent politropic mai mic are ca rezultat, în cazul comprimării, un consum mai mic de energie consumată pentru comprimare, iar în cazul destinderii, o cantitate de căldură transformată în lucru mecanic mai mare, preocupări mai insistente pentru reducerea acestui exponent s-au făcut doar în ultimii ani. Invenția pe care o propunem aici își propune tocmai acest lucru. Teoretic s-a arătat că un exponent politropic apropiat de unitate se poate obține prin creșterea fluxului de căldură schimbat de gaz cu mediul exterior. Practic, aceasta înseamnă, pentru un volum dat de gaz, pe de o parte, mărirea suprafeței de transfer a căldurii, iar pe de altă parte, creșterea vitezei de transfer (fluxul termic unitar, sau sarcina termică). Fluxul termic unitar poate fi mărit considerabil, pe de o parte prin scufundarea completă a aparatului într-o baie de lichid, iar pe de altă parte, prin utilizarea unui piston lichid. Teoretic se mai arată că, dacă pe toată durata transformării se menține egalitatea (în valori absolute) dintre puterea momentană transmisă gazului de către piston și fluxul termic din momentul respectiv, transformarea va fi izotermică. Practic, aceasta se poate obține prin variația corespunzătoare a suprafeței de schimb de căldură dintre gaz și mediu (prin profilarea corespunzătoare a pereților aparatului), prin acționarea pistonului cu ajutorul unor mecanisme care să permită modificarea corespunzătoare a vitezei pistonului, sau prin combinarea celor două metode. În cazul unui flux termic unitar mare, se poate realiza această egalitate cu o viteză medie a pistonului mai mică, sau în cazul unei viteze constante, dacă pistonul pornește cu o viteză mai mică decât cea care rezultă din egalitatea menționată (deci cu un exponent politropic subunitar), se poate obține o valoare medie unitară a exponentului politropic (deci o transformare izotermică).

Figura 1A prezintă un compresor care din punct de vedere constructiv este asemănător unui compresor clasic, compus din cilindrul 1, pistonul 2 și supapele 7a (pentru admisie), 7e (pentru evacuare). Deosebirea pe care o propun brevetele menționate anterior constă din mărirea lungimii cilindrului cu o valoare L , și umplerea volumului suplimentar rezultat cu o cantitate corespunzătoare dintr-un lichid 8, cu conductivitate termică ridicată, cu bune proprietăți de ungere și cu vâscozitate cât mai mică. Prin realizarea unui contact nemijlocit dintre lichid și gazul de lucru, crește considerabil cantitatea de căldură cedată de gaz lichidului. O cantitate și mai mare de căldură este absorbită din gaz și transmisă lichidului de țesătura

- metalică 34. Această țesătură formează o rețea tridimensională foarte deasă, dar ochiurile ei sunt suficient de mari încât să nu permită formarea și reținerea unor picături de lichid. Ea trebuie realizată din fire metalice cu secțiune cât mai mică, dar cu conductivitate cât mai mare, trebuie plasată în cilindrul de înălțime L de sub chiulasa cu supape (spațiu care poate fi prevăzut și cu o serie de nervuri 1.7, sau aripioare) și trebuie sudată de chiulasă și de pereții laterali. Brevetele menționate recomandă și alte procedee de absorbție a căldurii (fascicul de țevi, spumă, etc), care, noi considerăm că nu au proprietăți la fel de bune ca rețeaua descrisă anterior. Față de stadiul actual al tehnicii, invenția de față propune utilizarea și a procedeelelor de intensificare a transferului de căldură menționate anterior: plasarea compresorului (detentorului) într-o baie de lichid, utilizarea unui mecanism de antrenare a pistonului care să permită impunerea unei anumite legi de variație a volumului gazului de lucru. În plus, invenția propune utilizarea unui sistem de răcire (în cazul unui compresor), sau de încălzire (în cazul unui detentor) a lichidului de lucru, format din schimbătorul de căldură 15, pompa de recirculare 12, conductele fixe 10 și conductele 10.1 atașate pistonului, care au unul din capete legat, prin intermediul unor conducte flexibile, la conductele fixe, iar celălalt capăt amplasat în interiorul cilindrului, în stratul de lichid (conducta care vehiculează lichid cald are capătul amplasat în apropierea suprafeței pistonului lichid, iar cea care vehiculează lichid rece în apropierea suprafeței pistonului solid, favorizând un transfer termic convectiv în interiorul pistonului lichid). Pe lângă menținerea unei temperaturi aproape constante a pistonului lichid (în cazul unui debit de introducere egal cu cel de evacuare), acest circuit poate contribui la corectarea legii de variație a volumului gazului de lucru (modificând debitul de ieșire cu ajutorul ventilului comandat 10.2). Aparatul poate funcționa ca detentor izoterm. atunci când, cu pistonul aflat în poziția superioară, este admis un volum bine determinat de gaz sub presiune, care apoi se destinde preluând căldură atât din exterior, prin intermediul pereților și a nervurilor atașate, cât și de la pistonul lichid și de la țesătura metalică din interior. Lichidul evacuat este colectat de la baza pistonului lichid, unde se acumulează lichid mai rece, iar schimbătorul de căldură este un încălzitor care preia energie termică de la o sursă caldă. Mișcarea pistonului și debitul suplimentar de lichid sunt comandate în așa fel încât temperatura gazului de lucru să rămână constantă.

Compresorul din Fig. 1 B. este identic cu cel descris anterior, modificarea constând în lipsa pistonului solid. Comprimarea gazului din camera de comprimare se face numai prin introducerea de lichid de către pompa 12, simultan cu limitarea debitului de lichid evacuat, cu ajutorul motorului hidraulic 14.1 (sau a unei turbine hidraulice, sau a unui robinet de reglare, etc). În momentul inițial, presiunea gazului din compresor (deci și a lichidului introdus) este minimă, ceea ce face ca regimul de funcționare al pompei de lichid să difere de regimul optim. Pompa poate funcționa, totuși, în permanență în regim optim, dacă presiunea optimă de funcționare este superioară presiunii maxime din compresor și dacă în avalul ei se montează un motor hidraulic 14.2. Acesta preia diferența de presiune dintre presiunea optimă de funcționare și presiunea instantanee din compresor, și o transformă în lucru mecanic util. Întrucât presiunea din schimbătorul de căldură 15 este menținută la o valoare mai mică decât presiunea minimă a lichidului din compresor, turbina 14.1 transformă în

storo

- lucru mecanic diferența de presiune dintre presiunea instantanee a lichidului din compresor și presiunea lichidului din schimbător. Viteza de variație a volumului de gaz din camera de comprimare va depinde de raportul dintre debitul de lichid introdus (reglabil prin modificarea debitului pompei 12 și a sarcinii mecanice a turbinei 14.2) și debitul de lichid evacuat (reglabil prin modificarea sarcinii mecanice a turbinei 14.1). Acest tip de compresor permite într-o mai mare măsură decât cel precedent, introducerea de elemente care să accelereze schimbul de căldură cu mediul exterior.

Volumul mort al compresoarelor cu piston lichid poate fi redus la zero, dacă închiderea supapei de evacuare se face după ce prin aceasta a trecut o mică cantitate de lichid (o cantitate echivalentă treburd a fi adăugată în timpul fazei de admisie, sau a celei de comprimare). La compresorul din fig.1A, rezervorul 13 de stocare a gazului comprimat este inițial plin cu lichidul de lucru, la fel ca și conducta 10.3 de refulare. Fiecare tranșă de gaz evacuată (împreună cu o cantitate mică de lichid) dislocă un volum corespunzător de lichid, care este transferat prin conducta 10.5 în rezervorul de stocare al lichidului 13.1, în care presiunea este menținută constantă printr-un sistem de acumulare a energiei potențiale: cu resorturi, cu contragreutăți, presiunea unui gaz la temperatura de evaporare (40 din fig.1A). La compresorul din fig.1B, pe conducta de refulare 10.3 se montează o ramificație care separă gazul comprimat (pe care îl dirijează spre rezervor) de lichidul care l-a însoțit (pe care îl reintroduce în circuitul de lichid). Și în acest caz, stocarea gazului se face de la bun început la presiunea nominală, volumul de lichid dislocat de fiecare tranșă de gaz fiind preluat de un motor hidraulic și transformat în lucru mecanic, sau poate fi utilizat în interiorul compresorului pentru a furniza lucrul mecanic de evacuare.

La compresorul din fig. 2A volumul de lucru este un paralelipiped mărginit de pereții 33. Intre acești pereți și carcasa 1 se formează, de jur-împrejur, un spațiu prin care circulă lichidul de răcire, din direcția supapei de admisie 6a spre supapa de evacuare 6e (în sensul indicat de săgețile 6c). Acest volum este împărțit în mai multe compartimente orizontale cu ajutorul plăcilor 35 și un compartiment vertical 9a, cu ajutorul plăcii 36. Compartimentul 9a comunică cu fiecare compartiment orizontal prin fantele 24, a căror secțiune, în unele aplicații, poate fi reglată în timpul funcționării. Lichidul de lucru se găsește inițial în spațiul 1a (cilindric, sau paralelipipedic). Pistonul solid execută deplasări între pozițiile 26.1 și 26.2, determinând deplasări ale pistonului lichid între nivelurile 26.1 și 26.2. Supapa 27 asigură o reîmprospătare a lichidului de lucru, deschizându-se automat (sau comandat de către o camă) atunci când presiunea lichidului este mică (în timpul și imediat după retragerea pistonului solid). În timpul înaintării pistonului solid, lichidul de lucru pătrunde în spațiul de comprimare prin canalele cu secțiune dreptunghiulară 23, în compartimentele orizontale, fiecare dintre acestea (echipat cu o rețea tridimensională de absorbție a căldurii) devenind un compresor cu piston lichid. În acest mod, suprafața prin care este evacuată căldura formată prin comprimarea gazului, crește considerabil comparativ cu orice alt tip de compresor, ceea ce permite realizarea de comprimări izotermice la viteze mari ale pistonului. În mod ideal, gazul este comprimat identic în fiecare din compartimentele orizontale, iar umplerea lor completă cu lichid se face simultan, urmând ca lichidul din fiecare compartiment să

pătrundă în compartimentul vertical, continuând comprimarea, sau determinând evacuarea gazului din acest compartiment prin supapa de evacuare 7e.

Prin calea de comunicare a gazelor dintre fiecare compartiment orizontal și compartimentul vertical, se realizează egalarea presiunilor instantanee din toate compartimentele orizontale. Pe de altă parte, prin conductele 23, se crează o cale de comunicare între lichidul aflat în aceste compartimente. Față de lichidul din compartimentul comun (putem lua ca bază nivelul de la care pornesc conductele) apare o presiune geodezică, destul de importantă în cazul compresoarelor de înălțime mare, care ar putea duce la o umplere neuniformă a compartimentelor (compartimentele dinspre bază compresorului s-ar umple mai repede, eliminând suprafața respectivă din suprafeța totală prin care se realizează transferul termic). Compensarea acestor presiuni se poate face prin egalarea căderilor de presiune (cauzate de mișcarea fluidului) dintre nivelul de referință și nivelurile din fiecare compartiment. La o anumită viteză de deplasare a pistonului, egalarea căderilor de presiune se poate face prin introducerea unor diferențe între secțiunile și/sau lungimile fiecărui canal. Dar, întrucât realizarea unei comprimări izotermice reclamă modificarea vitezei pistonului, valoarea acestor căderi de presiune se modifică în timpul comprimării. Pentru menținerea în continuare a egalității lor (sau măcar a valorilor medii), secțiunea acestor canale se poate modifica simultan cu modificarea vitezei pistonului. Pentru aceasta, în interiorul canalelor (sau pe pereții acestora) se introduc barierele gonflabile, cu secțiune variabilă 21 și/sau 22 (fig. 2C). Secțiunea acestora se poate modifica prin introducerea în interiorul lor a gazului conținut de un cilindru 28 (al cărui piston înaintază simultan cu pistonul solid 2, lucrul mecanic fiind aproape integral recuperat în timpul retragerii sale)

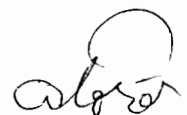
O altă variantă a acestui compresor este prezentată în Fig. 2B. Față de compresorul descris anterior, compartimentele orizontale ale acestui compresor sunt legate cu compartimentul vertical prin canalele 9.2 (cu secțiune dreptunghiulară sau circulară) scufundate, la puțin timp după începerea comprimării, în lichidul de lucru. Comunicarea dintre aceste compartimente se face prin intermediul unor supape, cu ajutorul cărora se realizează compensarea diferențelor geodezice de presiune între compartimente. Astfel, dacă compartimentul superior (care este realizat cu o înălțime mai mare decât celelalte compartimente) este legat la compartimentul vertical fără supape, printr-un orificiu cu arie mică, următoarele compartimente sunt legate prin supape care se reglează progresiv, prin tensionarea arcului supapei, tensiunea aplicată fiind doar cu puțin mai mare decât presiunea geodezică creată de înălțimea coloanei de lichid dintre nivelul superior și nivelul etajului respectiv. În acest fel, presiunea din fiecare compartiment va fi în permanență cu puțin mai mare decât cea din compartimentul vertical, dar nu va fi suficientă ca să determine deschiderea supapei, gazul din fiecare compartiment va fi comprimat independent de gazul din celelalte compartimente, ceea ce duce la o suprafață maximă de transfer termic între gaz și lichid, iar umplerea lor cu lichid va fi realizată aproape simultan. Datorită comunicației sale cu compartimentul vertical, care oferă o spațiu mai mare de refulare gazului comprimat, compartimentul superior va fi primul compartiment umplut cu lichid. Din acest moment, lichidul care pătrunde în acest compartiment întâmpină o rezistență hidraulică mult mai mare (datorită ariei reduse a orificiului de comunicare



cu compartimentul vertical) și ca urmare, crește brusc diferența de presiune dintre presiunea gazului din compartimentul vertical și celelalte compartimente orizontale, toate supapele se deschid și lichidul avansează relativ uniform în toate aceste compartimente. Din faza de proiectare se pot determina volumele compartimentelor în așa fel încât volumul compartimentului vertical (care poate fi realizat cu secțiune circulară, eliptică, poligonală, etc) să fie doar cu puțin mai mare decât volumul final al gazului comprimat, astfel încât evacuarea să înceapă imediat după umplerea cu lichid a compartimentelor orizontale.

O altă deosebire importantă față de compresorul descris anterior, este prezența unor compartimente și a unor pistoane suplimentare. Rolul acestora este de a realiza cât mai fidel o curbă de variație a volumului gazului din compresor, apropiată de o transformare izotermică. Pe o astfel de curbă (29, Fig. 2C), fazele de admisie și de refulare trebuie să se desfășoare cu viteză mare, într-un timp foarte scurt, astfel încât pe durata lor, cantitatea de căldură schimbată între gaz și pereți să fie cât mai mică, iar faza de comprimare trebuie să se desfășoare la început cu o viteză mare, care apoi trebuie să se micșoreze după o curbă aproape exponențială (valorile acestor viteze fiind impuse de geometria compresorului și de capacitatea lui de a ceda căldură mediului exterior). Realizarea unei astfel de legi de mișcare cu ajutorul unui piston acționat cu ajutorul unui motor cu turație variabilă (2.10) sau a unui mecanism cu came este dificilă, din cauza inerției elementelor în mișcare, la care se adaugă inerția masei de lichid. Soluția aleasă în invenție este utilizarea unor pistoane suplimentare, acționate de forțe concentrate, care să efectueze deplasările rapide. În Fig. 2B, pistonul secundar 2.1 efectuează faza de evacuare a gazului comprimat. El va executa o mișcare de dute-vino într-un timp foarte scurt (curba 31). Mișcarea de înaintare este cauzată de apariția bruscă a unei forțe mari, atunci când prin capătul 2.8 al tijei pistonului (situată în câmpul magnetic al unui electromagnet 2.9, sau a unui magnet permanent) trece un impuls transversal de curent. Dacă pe această față a pistonului apasă presiunea lichidului din rezervorul de stocare (pe traseul săgeții 8.1), pistonul nu trebuie să învingă decât forțele de frecare și forța necesară alungirii resortului 2.7. Mișcarea de întoarcere se efectuează la fel de rapid, prin revenirea resortului în poziția inițială. În acest timp, pistonul principal se apropie de capătul cursei (o cursă mai scurtă, întrucât faza de evacuare a gazului comprimat a fost preluată de pistonul 2.1)), micșorându-și viteza până la zero, iar apoi accelerând treptat (curba 30), și va efectua o cursă rapidă de întoarcere, care are ca efect evacuarea lichidului din spațiul de comprimare și admisia unei noi tranșe de gaz. Mișcarea de întoarcere a pistonului principal ar trebui urmată de o mișcare în sens contrar, cu o viteză inițială mare. Pentru ușurarea acestei schimbări bruște de sens, intervine pistonul secundar 2.2. Acesta își începe mișcarea în timpul cursei de retragere a pistonului principal, și accelerează repede, astfel încât la oprirea lui, viteza pistonului secundar să fie suficient de mare pentru a asigura viteza impusă de variație a volumului. După acest moment, pistonul secundar frânează până la zero (curba 32), iar cel principal accelerează, în așa fel încât efectul lor cumulativ (curba 31) să ducă la realizarea curbei prescrise.

Compresoarele și detentoarele cu lichid de acest tip pot fi folosite cu succes la realizarea motoarelor termice, a instalațiilor frigorifice și a pompelor de căldură cu



gaze, permițând realizarea unor randamente și a unor criterii de performanță ridicate. În Fig.13 C este prezentat încă un mod de utilizare a pistonului suplimentar. De exemplu, în cazul unor motoare de tip Stirling sau Ericsson, performanțele motorului depind de performanțele schimbătoarelor de căldură utilizate (la volum constant în primul caz, sau la presiune constantă în cel de-al doilea). Dacă randamentul acestuia este mai mic de 100%, motorul trebuie să absoarbă suplimentar, de la sursa caldă, o anumită cantitate de căldură (curba 1'-1) și să cedeze sursei reci, o cantitate de căldură suplimentară (curba 3'-3), fapt pentru care aceste motoare au prevăzute câte un preîncălzitor și un răcitor. Dacă în locul preîncălzitorului, detentorul este prevăzut cu un piston suplimentar, care execută o cursă rapidă de comprimare, îndată ce pistonul principal a efectuat cursa pentru admisia gazului din schimbător în detentor, gazul se va comprima adiabatic până la temperatura T_1 , după care se va mișca în corelație cu pistonul principal, pentru a realiza împreună o transformare izotermică cu un raport de destindere corespunzător noii valori a presiunii. Similar, în locul răcitorului poate fi prevăzut un piston suplimentar, care să permită o destindere adiabatică a gazului extras din schimbătorul de căldură (prin executarea unei mișcări de mare viteză), apoi o comprimare izotermică cu un factor de comprimare superior motorului cu schimbător de căldură ideal.

De asemenea, acest tip de compesor, datorită utilizării pistoanelor suplimentare, oferă o altă facilitate importantă (dificil de realizat în cazul motoarelor termice cu ardere externă realizate numai cu gaz): reglarea puterii motorului în timpul funcționării. Se poate ajunge la acest rezultat prin modificarea volumului de gaz admis în compresor și în detentor (curba 5-6 din Fig. 13 C), și/sau prin modificarea raportului de comprimare (respectiv, de destindere). Pentru aceasta e suficient să se modifice volumul de lichid pe care îl conțin pistoanele compresorului și detentorului. În Fig. 13B sunt prezentate un compresor izotermic 80 și un detentor izotermic 81. Compresorul este legat de un cilindru suplimentar printr-un orificiu 86, situat imediat sub nivelul inferior al lichidului din compresor. Cilindrul suplimentar este prevăzut cu un piston 84, care poate fi acționat manual, sau automat, atunci când se dorește modificarea debitului (a volumului) de gaz admis în compresor. (într-o altă variantă, acest piston este înlocuit de un perete fix, modificarea presiunii gazului din cilindrul suplimentar fiind făcută din exterior, printr-o supapă de admisie și una de refulare, amplasate în imediata vecinătate a opritorilor 85). În cilindru se găsește și un piston liber 83, care se poate deplasa între nivelul superior (în dreptul orificiului de legătură cu lichidul din compresor) și opritorii 85, sub acțiunea diferenței de presiune dintre cele două fețe ale pistonului. Între pistonul liber și pistonul de comandă se găsește un gaz, a cărui presiune este egală cu presiunea gazului din compresor, atunci când pistonul principal se găsește în poziția inferioară (la terminarea fazei de admisie). Dacă în această poziție pistonul liber este situat în poziția superioară, tot lichidul se găsește în cilindrul principal, volumul gazului admis fiind cel mai mic posibil. Dacă în acest moment este retras pistonul de comandă, presiunea gazului din cilindrul secundar scade și pistonul liber, sub presiunea lichidului din compresor coboară. Aceasta determină scăderea presiunii gazului din compresor, deschiderea supapei de admisie și pătrunderea unui volum suplimentar de gaz. Prin acest procedeu, modificarea poziției pistonului de comandă (sau, în cealaltă variantă,

[Signature]

- introducerea/evacuarea de gaz din cilindrul secundar) se traduce prin modificarea corespunzătoare a debitului de gaz admis în compresor. În faza de comprimare, creșterea presiunii determină deplasarea pistonului liber spre poziția inferioară unde este stopat de către opritori. Ca urmare, poziția pistonului lichid, în momentul în care se deschide în mod automat calea de refulare (prin egalarea presiunii de pe cealaltă față a supapei, datorită unei comenzi transmise unui electroventil într-o anumită poziție a pistonului solid, sau prin deplasarea pistonului detentorului) este întotdeauna aceeași, deci volumul gazului comprimat rămâne independent de poziția pistonului de comandă. De asemenea, întotdeauna când pistonul solid ajunge în poziția sa superioară, pistonul lichid ajunge întotdeauna în aceeași poziție, determinând de fiecare dată același volum mort (când volumul mort este nul, întotdeauna aceeași cantitate de lichid depășește supapa). După terminarea fazei de refulare și deschiderea supapei de admisie, pistonul liber revine în poziția pe care a avut-o înainte de începerea comprimării. Dacă opritorii 85 sunt înlocuiți cu un piston perforat mobil 75, și volumul de gaz comprimat și raportul de comprimare pot fi modificate în timpul funcționării.

În cazul detentorului 81, închiderea supapei de admisie se face din exterior, de obicei într-o anumită poziție a pistonului solid principal. Ca urmare, reglarea puterii trebuie să vizeze pe de o parte reducerea volumului de gaz admis (de presiune înaltă), iar pe de altă parte, reducerea corespunzătoare (ținând cont de factorul de destindere) a volumului total de gaz la sfârșitul destinderii. Din punct de vedere constructiv, soluția aleasă este identică cu soluția aleasă în cazul compresorului, dar locul opritorilor este preluat de pistonul perforat 75 (cu rol de opritori mobili), acționat de o tijă coaxială cu tija pistonului de comandă. Un dispozitiv mecanic exterior va asigura o corelare a mișcării celor două pistoane, astfel încât la o deplasare X a pistonului liber, să-i corespundă o deplasare $\varepsilon \cdot X$ (ε fiind raportul de destindere) a opritorilor mobili.

Figura 13 D prezintă un sistem de acționare a pistoanelor compresoarelor și detentoarelor izotermice cu piston (lichid sau solid). Sistemul este compus dintr-un motor de acționare, de orice tip, cu turație constantă. Acesta produce o mișcare de rotație a axului 90 și implicit a discului 91 cu care acesta este cuplat. Pe acest disc se amplasează came profilate pentru dirijarea pistoanelor principale și, eventual, a pistoanelor secundare și a elementelor ce comandă acționarea unor valve. Pentru obținerea unei came profilate se trasează, pe o placă plană, o curbă care descrie evoluția poziției pistonului într-o perioadă (o rotație completă a discului). Grosimea acestei plăci trebuie să fie mai mare decât grosimea rulmentului din capătul tije. Vom avea astfel, pe axa ordonatelor, distanța dintre capătul tije pistonului și fața superioară a discului, la scara 1:1, iar pe axa absciselor, unghiul măsurat de o rază a discului, din momentul pornirii, până în momentul când pistonul ajunge în respectiva poziție. Pe această axă, unei rotații a discului îi va corespunde un segment egal cu circumferința cercului de pe disc, a cărui rază este egală cu distanța dintre axul pistonului și axul discului. Va rezulta o suprafață mărginită de axa absciselor, curba de variație (curba 93, Fig. 13D) și ordonatele din momentul inițial și din cel de la sfârșitul perioadei. Prin decuparea acestei suprafețe și rularea ei pe cercul de rază corespunzătoare, rezultă forma camei. În Fig. 13D, pe discul 90 sunt amplasate

alors

- camele 87 pentru compresoarele 80 și 88 pentru detentoarele 81, care fac parte dintr-un motor de tip Stirling. În figură sunt reprezentate câte două astfel de aparate, decalajul dintre pozițiile pistoanelor fiind de 180° . Se ilustrează astfel, modul în care același disc poate comanda un număr mare de tipuri de aparate, cu legi diferite de deplasare a pistonului (dar cu aceeași turație, sau multiplu întreg al acestei turații), prin amplasarea numărului corespunzător de came, iar din același tip de aparate, cu aceeași camă, pot fi conduse un număr N de aparate, prin poziționarea lor în jurul axei discului, deasupra camei respective, decalate cu un unghi de $180^\circ/N$.

Acest tip de acționare, oferă și posibilitatea reglării unor parametri ai motorului deservit, prin modificarea lungimii cursei pistonului în timpul funcționării. Materializarea acestei posibilități se face prin utilizarea unui cuplaj mecanic între discul 91 și axul de antrenare 90, de tipul cuplajelor utilizate între axul de antrenare și discul mobil al plăcilor oscilante. Acest cuplaj permite ca unghiul făcut de discul 91 cu axul de antrenare (unghi de 90° în cazul unei instalații cu parametri constanți) să poată fi modificat în timpul funcționării (poziția 92 a discului), ceea ce are ca efect o creștere a lungimii parcurse de piston, ceea ce poate duce la modificarea debitelor și presiunilor din motorul respectiv.

Compresorul din Fig.3. funcționează tot prin divizarea volumului de comprimare între mai multe compartimente orizontale, dar rolul compartimentului vertical este preluat de compartimentul orizontal amplasat la cea mai înaltă cotă. Nu mai există nici pentru gaz, nici pentru lichid, un compartiment cu care să comunice toate celelalte, fiecare compartiment comunicând cu compartimentele adiacente, prin canale verticale: 36.1 pentru gaz și 36.2 pentru lichid. Canalele de legătură pentru gaz fac legătura între straturile superioare 9 ale compartimentelor adiacente și au aproximativ aceeași secțiune, în timp ce canalele pentru circulația lichidului, fac legătura între straturile 8 situate la baza compartimentelor, iar aria secțiunii lor descrește de la vîrf spre bază, în așa fel încât debitul de lichid ce pătrunde prin conducta 6a să se repartizeze în mod egal între compartimente, ceea ce, în cazul unor compartimente de aceeași înălțime, duce la aceeași viteză de înaintare a pistoanelor lichide în fiecare compartiment. Amplasarea acestor canale se face alternativ pe doi pereți opuși (latura mare a conturului secțiunii fiind cu puțin mai mică decât lungimea peretelui respectiv), ceea ce face ca, în timpul comprimării, în fiecare compartiment, să se formeze un flux de lichid 8.1 de la un perete spre peretele opus și un flux de gaz 9.2 în sens contrar, ceea ce îmbunătățește transferul de căldură dintre gaz și lichid. Din același motiv, cel puțin compartimentul superior este prevăzut cu o rețea metalică tridimensională. Evacuarea aerului comprimat (și, pentru a elimina volumul mort, a unei foarte mici cantități de lichid) se face prin supapa 7e, situată la cea mai înaltă cotă a carcasei 1, atunci când presiunea gazului comprimat o egalează pe cea din rezervorul de stocare. Pătrunderea lichidului în rezervor este sesizată de un traductor 7.5 amplasat în conductă, care trimite un semnal dispozitivului de comandă 7.6, pentru ca acesta să acționeze deschiderea supapei de evacuare 6e1. Spre deosebire de compresoarele descrise anterior la care aria secțiunii prin care se evacuează lichidul de lucru este mică (și prin urmare timpul necesar efectuării acestei operații limitează viteza de desfășurare a ciclului complet), la compresorul din Fig.3, aria secțiunii de evacuare este egală cu aria unuia din pereții laterali. Susținut de șinele 2.11, și împins

de resorturile 2.7, acesta presează, prin intermediul unei garnituri de etanșare, asupra conturului format de alți 4 pereți. După evacuarea gazului comprimat din compresor, dispozitivul de comandă 7.6 trimite un impuls de curent continuu electromagnetului 2.9, care prin atragerea armăturii magnetice 2.8 atașată peretelui de închidere, deschide calea de evacuare a lichidului din toate compartimentele compresorului. La anularea impulsului de curent, armătura este eliberată și resorturile readuc peretele în poziția inițială. Lichidul este colectat în rezervorul 13, de unde este absorbit de pompa 12 și reintrodus în compresor, în momentul în care începe o nouă fază de comprimare. Pentru o funcționare continuă a pompei, instalația de comprimare este compusă din două, sau mai multe compresoare identice, alimentate de aceeași pompă, printr-un distribuitor de debit (și de presiune). O comprimare apropiată de cea izotermică se poate obține dacă pe conducta de admisie a lichidului se montează o pompă și un motor hidraulic a cărui sarcină este modificată prin rotația unei came, similar compresorului din Fig. 1B. Dacă timpul necesar evacuării lichidului din compresor este foarte scurt în comparație cu cel necesar comprimării (când evacuarea lichidului se face printr-o secțiune aproape egală cu aria unui perete lateral), instalația poate fi compusă dintr-un singur compresor și o singură pompă, cu debit constant, care nu este oprită nici pe durata evacuării. Instalația din Fig. 3 este compusă din două compresoare, alimentate de aceeași pompă, al cărei debit este constant, prin intermediul robinetului cu 3 căi 7.7, astfel încât atunci când un compresor se află în faza de comprimare, celălalt se găsește în faza de admisie.

Instalația din Fig.4 este compusă din două compresoare identice, lucrând succesiv, unul în faza de comprimare, urmată de evacuarea gazului (și implicit, umplerea cu lichid), celălalt în faza de admisie a gazului (și implicit, de golire a lichidului). Faza de comprimare și de destindere sunt asigurate de funcționarea continuă (dar cu o variație a debitului care asigură caracterul izotermic al transformării) a pompei 12 și de comutarea simultană a unor clapete 7.7 și 7.8, sau a unor ventile cu 3 căi), iar faza de evacuare de pistoanele suplimentare 6e.1, de mare viteză, acționate de electromagnetul 2.9 și de resorturile 2.7. Spațiul interior al compresoarelor este divizat în mai multe compartimente, prin plăcile orizontale 35. Stratul de gaz 9 din fiecare compartiment comunică cu cel din compartimentele adiacente, prin canalele verticale 36.1. Comunicarea dintre straturile de lichid 8 se face prin intermediul conductei de alimentare, prin fante executate la baza fiecărui compartiment, în peretele care desparte compartimentul de această conductă. Dacă aceste fante nu sunt prevăzute cu elemente pentru compensarea diferențelor geodezice de presiune între compartimentele diferitelor niveluri, se poate ajunge la situația în care, la începutul fazei de evacuare, nici unul din compartimente să nu fie umplut complet cu lichid, dacă înălțimea fiecărui compartiment este astfel calculată încât aceste diferențe să fie compensate prin volumele diferite de lichid din fiecare compartiment.

O altă configurație interioară, adaptabilă la oricare din variantele de umplere și de golire a lichidului descrise anterior, este cea din Fig.5. În secțiunea transversală 1-1 se observă că în spațiul interior sunt montate, de la un perete lateral spre peretele opus, un număr mare de jgheaburi orizontale, cu secțiune dreptunghiulară. Fiecare jgheab este alimentat printr-o fantă dreptunghiulară, cu lungimea egală cu lățimea jgheabului și cu înălțimea mai mică decât înălțimea acestuia. Fanta de evacuare, de pe peretele

opus, prin care lichidul trece în conducta de evacuare, are aceeași formă, dar are una din dimensiuni mai mică, deci o secțiune redusă. Ca și la celelalte compresoare izotermice, la începutul comprimării, debitul admis în piston este mare, ceea ce duce, datorită diferenței de arie dintre cele două fante, la creșterea nivelului lichidului din fiecare jgheab. Densitatea jgheaburilor poate fi calculată în așa fel încât umplerea completă a jgheaburilor să se petreacă în momentul atingerii presiunii de refulare. În Fig.6 este prezentată o configurație în care conducta de alimentare este în același timp și conductă de evacuare, iar fantele dintre conductă și jgheaburi servesc și pentru alimentare și pentru evacuare. În acest fel, se scurtează timpul necesar evacuării, dar scade viteza de circulație a lichidului, deci și eficiența schimbului termic dintre gaz și lichid.

Compresoarele cu lichid au marele avantaj că pot utiliza ca sursă de energie căderile de apă, sau pot funcționa cu pompe de apă destinate altor utilizări. Instalația din Fig.5 este compusă din două compresoare cu lichid identice și un motor hidraulic al cărei cilindru are un volum este egal cu volumul compresoarelor. Pompa de apă funcționează în permanență în punctul optim de funcționare. Ea extrage lichidul dintr-o conductă alimentată alternativ din cele două compresoare. Calea comună este compusă din această conductă, dintr-un schimbător de căldură 15 și din pompa 12 (în locul pompei, poate fi utilizată o cădere de apă, chiar una de mică înălțime și cu debit aleator, neeconomică pentru utilizarea unei microhidrocentrale). În avalul pompei sunt montate 2 vane comandate alternativ cu impulsuri de curent electric, astfel că se formează două căi, spre cele două compartimente ale unui motor hidraulic cu dublă acțiune. Forța aplicată pe o față a pistonului, împinge lichidul din celălalt compartiment spre intrarea unuia din compresoare, diferența de presiune fiind preluată de piston și transmisă, prin intermediul unui mecanism de acționare cu came, către un consumator. Rolul camei este de a conduce pistonul de așa manieră încât să se asigure o variație a volumului gazului din compresor care să determine o comprimare izotermică. Pătrunderea lichidului în compresor determină comprimarea izotermică a gazului aflat în interior, iar apoi, după deschiderea supapei 7e, evacuarea lui spre un rezervor de stocare, sau spre un motor pneumatic. Când pistonul ajunge la capătul cursei, o camă de pe axul mecanismului de acționare întrerupe alimentarea cu curent electric a vanelor 7.7 și 7.8 de pe această cale (calea **a**) și le alimentează pe cele de pe cealaltă cale (calea **b**). Ca urmare, sensul de acționare al pistonului se modifică, iar lichidul este dirijat spre intrarea celuilalt compresor, în timp ce primul compresor este golit.

Locul motorului hidraulic poate fi luat de o conductă de presiune (prin montarea pe această conductă a două ramificații pentru cele două ventile de alimentare a compresoarelor) ce alimentează un rezervor aflat la înălțime, sau un consumator îndepărtat. În acest mod, pot fi folosite pompe de alimentare, pompe de incendiu, pompe de irigații, etc. în perioadele de staționare sau de utilizare sub regim nominal.

Forma compresorului din Fig.7 este de asemenea paralelipipedică, dar pătrunderea lichidului se face dintr-o conductă laterală, prin fantele 362, dispuse pe mai multe niveluri. La acest tip de compresor, pe fiecare nivel sunt dispuse mai multe fante mici, având forma unui sector de cerc (vezi secțiunea 1-1). Fiecărei fante îi corespunde, în oglindă, pe peretele opus, o fantă similară 361, care are aria secțiunii

mai mică (bazele ambelor fante se găsesc la același nivel, razele cercurilor sunt egale, dar unghiul de deschidere este mai mic). Cele două fante sunt legate între ele printr-un jgheab (de preferință metalic) cilindric 35 (arcul corespunzător secțiunii sale este identic cu arcul corespunzător fantei de intrare). Distanța dintre nivelurile vecine este mai mică în partea superioară, și crește din ce în ce mai mult spre bază. În plus, jgheaburile de pe nivelurile vecine nu sunt poziționate pe aceeași verticală.

Prin ventilul 6a, se introduce (cu ajutorul unui piston sau a unei pompe) un volum de lichid egal cu volumul total de gaz din spațiul de comprimare. Lichidul care pătrunde prin fante, după ce umple jgheaburile, deversează, astfel încât spațiul de comprimare devine un amestec de regiuni preponderent gazoase, cu regiuni preponderent lichide, între care are loc un intens schimb de căldură. Pe măsură ce umplerea avansează, lichidul se adună în partea inferioară a spațiului de comprimare, iar gazul se comprimă în partea superioară (unde densitatea de jgheaburi este mai mare). La atingerea presiunii din rezervor, supapa 7e se deschide și lichidul, care continuă să fie admis, împinge gazul comprimat în rezervor. Admisia unei noi tranșe de gaz se face prin supapa 7a, simultan cu evacuarea lichidului prin ventilul 6e.1 (acționat de cama 2.12 și resorturile 2.7) și 6e.

Compresoarele prezentate anterior sunt recomandate pentru rapoarte de comprimare relativ mici. Pe măsură ce volumul gazului din compresor scade, crește lucrul mecanic necesar înaintării pistonului și cantitatea de căldură ce trebuie evacuată, iar de la un anumit moment, scade și suprafața prin care gazul vine în contact cu lichidul pistonului, cu pereții și cu celelalte elemente de răcire. Suprafața de contact dintre gaz și lichid poate fi menținută mare un timp îndelungat numai dacă aria pistonului este mare, spațiul de lucru este împărțit într-un număr mare de compartimente orizontale de mică înălțime, iar numărul acestora se menține același chiar și atunci când se atinge presiunea finală.

O altă cale de a oferi gazului o suprafață mare prin care să se facă schimbul de căldură este de a comprima un volum oarecare de lichid în care se găsesc bule de gaz în suspensie. O instalație care se bazează pe acest principiu este compresorul în trepte din Fig.8. Ca primă treaptă, treapta **a**, poate fi folosit oricare din compresoarele descrise anterior (în exemplul nostru am ales compresorul descris în Fig.2 A). Pistonul lichid 2a, care pătrunde în compartimentele orizontale, comprimă gazul aflat aici și îl împinge în compartimentul vertical. În acest compartiment, gazul poate fi comprimat suplimentar de pistonul 2b și evacuat, prin supapa 7e, într-un compresor similar. Pătrunderea gazului în compartimentele **c** și **d** duce la evacuarea din aceste compartimente a unui volum corespunzător de lichid. Aceste faze se vor repeta de mai multe ori (de exemplu de N ori), pînă la golirea totală a lichidului din aceste compartimente și umplerea lor cu gaz comprimat. Urmează treptele **c** și **d** de comprimare, cu evacuarea gazului în rezervorul 13, timp în care se mai pot executa o dată treptele **a** și **b**. În această succesiune de operații, evacuarea lichidului din compartimentele **c** și **d** se desfășoară pe o durată mare de timp. Acesta poate fi redus considerabil, dacă instalația utilizează un număr de N compresoare. În acest fel, cele N compresoare, împreună cu compresorul care execută treptele **c** și **d** de comprimare, vor lucra simultan, astfel că evacuarea gazului comprimat din cele N compresoare este simultană cu evacuarea lichidului din compartimentele **c** și **d** și se poate

Stor

desfășura într-un timp foarte scurt. Rezervorul 13 este un rezervor de tipul celui descris anterior în Fig.1 A: presiunea din rezervor este tot timpul egală cu presiunea finală (cea necesară utilizatorului). Inițial, rezervorul este plin cu lichid, dar cu fiecare tranșă de gaz comprimat, un volum egal de lichid este translatat în rezervorul de presiune constantă 13.1. În această configurație, rezervorul este prevăzut cu o anticameră, separată de restul rezervorului printr-un perete 39, prevăzut cu o supapă. În interiorul anticamerei, în apropierea supapei de admisie, se montează un perete perforat de o mulțime de orificii cu diametrul mic. Considerăm, ca moment inițial, momentul în care în anticameră se găsește numai lichid, cu presiunea egală cu cea finală. Când pistonul 2d și-a încheiat faza de comprimare, un impuls de curent acționează electromagnetul 2.9 care ține blocat resortul pistonului 42. Acest mic piston este, de fapt un mic cilindru care poate aluneca etanș în peretele rezervorului. deblocarea resortului face ca pistonul, împins de presiunea lichidului din anticameră, să permită o foarte mică modificare de volum (ținând cont de faptul că lichidul este foarte puțin compresibil), suficientă însă ca să provoace deschiderea supapei 7e. Aceasta provoacă, pe de o parte, revenirea pistonului 42, sub acțiunea unui resort, la poziția inițială și blocarea lui în această poziție, iar pe de altă parte, deschiderea supapei 7e, ceea ce duce la pătrunderea în anticameră a gazului comprimat și înlocuirea lui cu un volum egal de lichid, după care supapa se închide. Datorită rezistenței opuse trecerii lichidului, de prezența orificiilor din peretele perforat 37, în prima fază gazul se concentrază la baza recipientului. În acest moment, pornește pompa 12, care introduce lichid suplimentar în anticameră. Datorită creșterii rapide a presiunii, acesta este pulverizat în compartimentul în care se află gazul, ducând la o comprimare izotermică, datorită modului eficient în care se face schimbul de căldură. Gazul comprimat traversează în totalitate peretele perforat și continuă a fi comprimat până se atinge presiunea finală. Aceasta provoacă deschiderea supapei montate în peretele 39 și, sub acțiunea fluxului de lichid creat de pompă, trecerea, în totalitate, a bulelor de gaz, în camera principală a rezervorului. Toate aceste operații din rezervor se petrec simultan cu precomprimarea gazului din treptele inferioare și se termină înainte de terminarea fazei de comprimare executată de pistonul 2d, în așa fel încât atunci când această fază are loc, ea poate fi urmată imediat de faza de evacuare, deci de admisia unei noi tranșe de gaz precomprimat în rezervor și de succesiunea fazelor descrise anterior. După cum se constată din descrierea precedentă, pompa 12 are o funcționare continuă și în afara operației de comprimare finală a bulelor de gaz, execută în plus, o comprimare a unei cantități însemnate de lichid și de introducere a acestuia în rezervor. Energia consumată pentru aceste operații suplimentare este acumulată în rezervorul suplimentar 13.1 sub presiune constantă, sau este imediat recuperată cu ajutorul motorului hidraulic 14.

Compresorul din Fig.9 poate funcționa independent, fiind legat cu conducte la un rezervor de stocare 13, sau poate fi montat în interiorul unui astfel de rezervor. El este compus din două compresoare montate în același cilindru vertical 1. Peretele despărțitor 41 se montează spre partea inferioară a cilindrului, dând naștere unor compartimente de înălțimi diferite. Pe suprafața acestuia se prevăd o serie de orificii 7I, prevăzute cu supape de admisie pentru gaz și o serie de protuberanțe 7II de formă conică, sau piramidală, în vârful cărora sunt practicate mici orificii (pentru rapoarte

mari de comprimare, debitul necesar de lichid de răcire va fi mai mare, în consecință diametrul acestor orificii va crește, caz în care se recomandă ca aceste orificii să fie prevăzute cu supape de evacuare). În jurul orificiilor de admisie se montează o manta perforată 43 (de exemplu, din plasă de sârmă cu ochiuri foarte mici, pentru formarea unor bule cu diametrul cât mai mic). Compresorul inferior este un compresor izoterm cu piston lichid. El este prevăzut cu pistonul solid 2, care execută curse repetate între baza cilindrului și nivelul 2.I (care corespunde umplerii compartimentului cu lichidul conținut în pistonul lichid). În partea superioară a compartimentului inferior se găsesc rețeaua metalică de absorbție a căldurii 34 și o supapă 7a de admisie a gazului. Când pistonul se deplasează spre baza cilindrului (cu o viteză cât mai mare), în camera de comprimare este admis un volum corespunzător de gaz din atmosferă, sau dintr-un alt aparat, iar prin orificiile 7II este pulverizată o cantitate de lichid din compartimentul superior (în care presiunea este mai mare). Când pistonul se deplasează în sens contrar (cu o viteză care să permită obținerea unei comprimări izotermice), supapa 7a se închide, și gazul aflat în compartiment este comprimat, în timp ce din compartimentul superior continuă să fie injectat lichid rece, în cantitate din ce în ce mai mică, pe măsură ce presiunea gazului crește. În momentul în care presiunea devine egală cu cea din compartimentul superior, supapele 7I se deschid, iar gazul comprimat (împreună cu o cantitate de lichid egală cu cea injectată), este împins în al doilea compresor. Al doilea compresor este un compresor cu bule de gaz. El este prevăzut cu un piston 2.1, a cărui viteză este mult mai mică decât a pistonului 2 și care în cea mai coborâtă poziție se află la o oarecare distanță de peretele despărțitor, și cu o pompă 12, cu funcționare continuă, dar cu debit variabil. În aceste condiții, considerând ca poziție inițială, situația în care ambele pistoane se găsesc la cea mai mică distanță de peretele despărțitor, în timpul deplasării pistonului 2, gazul este admis în primul compartiment, iar în cel de-al doilea pompa va introduce o cantitate oarecare de lichid (din care o parte va trece în compartimentul inferior, fiind înlocuit cu volumul corespunzător de gaz, întrucât presiunile din cele două compartimente sunt egale). În timpul cursei inverse a pistonului, raportul de comprimare va fi stabilit de distanța pe care o parcurge pistonul 2.1 în tot acest timp. După egalarea presiunii din cele două compartimente și deschiderea supapelor 7.I, în timp ce gazul comprimat pătrunde în compartimentul superior și o parte din lichid coboară în cel inferior, gazul continuă să se comprime, atât datorită diferenței de viteză dintre cele două pistoane, cât și datorită cantității de lichid introdusă de pompă. La cursele următoare ale pistonului 2, se parcurg aceleași faze, dar se modifică raportul de comprimare și momentul deschiderii supapelor 7I. La un anumit moment, raportul de comprimare ajunge la cel final, moment în care compartimentul superior este umplut de lichidul de lucru în care plutesc în suspensie bule cu gaz comprimat la presiunea finală, iar deasupra acestuia s-a format o pernă de gaz la aceeași presiune. Aceasta duce la deschiderea supapei 7e, urmată de evacuarea fluidului printr-o mișcare rapidă a pistonului 2 și a lichidului introdus de pompa 12. Pentru menținerea presiunii în rezervorul 13, volumul de lichid introdus de pompă pe parcursul întregului ciclu și un volum egal cu volumul de gaz comprimat introdus în acest ciclu sunt eliminate de motorul hidraulic 14, iar apoi sunt răcite în schimbătorul de căldură 15, de unde sunt extrase de pompa 12 într-un nou ciclu.

Viteza de deplasare a pistonului 2.1 și debitul pompei 12 trebuie să fie judicios corelate cu viteza pistonului 2, precum și cu raportul dintre volumele celor două compartimente, în așa fel încât să se obțină o comprimare cât mai apropiată de cea izotermică într-un ciclu cât mai scurt.

Pistonul lichid poate fi utilizat pentru micșorarea exponentului politropic și în cazul compresoarelor rotative. Figura 10 prezintă un compresor izotermic rotativ cu o paletă culisantă în rotor. În secțiunea în plan A și în secțiunea transversală B sunt reprezentate cilindrul stator 3.1, cilindrul rotor 3.2, paleta culisantă 3.3, supapele de admisie 7a și cea de refulare 7e, motorul de antrenare 3.8 și lagărele de rostogolire 3.9, caracteristice unui compresor politropic. Pentru a intensifica schimbul de căldură dintre gazul de lucru și mediul exterior acestui tip de compresor i se pot face următoarele modificări:

- cilindrul rotor se execută din materiale cu conductivitate termică cât mai bună și cu grosime cât mai mică (alegerea materialelor și a grosimii fiind determinate, în primul rând de rezistența la solicitările mecanice, termice, chimice și de uzură). Ca urmare, cilindrul prezintă o cavitate interioară care se umple cu lichid de răcire, în curgere continuă sau intermitentă
- cilindrul stator 3.2 este dublat la o oarecare distanță de cilindru-carcasă 3.2a, între cei doi pereți circulând lichid de răcire, introdus prin ventilul 6a. Baza acestui cilindru este întotdeauna orizontală, iar înălțimea lui (H) se alege cât mai mică.
- printr-o conductă 3.6, în locașul 3.4 din rotor în care culisează paleta este introdus un lichid de răcire (același cu lichidul din rotor, sau de alt tip, cu calități de ungere superioare). Prin conductele 3.5 care străbat paleta și rotorul, lichidul este pulverizat în interiorul spațiului de comprimare a gazului. Cantitatea de lichid pulverizat formează un strat de lichid pe suprafața bazei statorului, care constituie pistonul lichid. El este evacuat de paleta rotativă împreună cu gazul comprimat, și după separarea de acesta, introdus într-un schimbător de căldură, iar după răcire, reintrodus în compresor

Pentru ca transformarea să fie cât mai apropiată de una izotermică, turația rotorului trebuie modificată astfel încât puterea motorului să fie în permanență egală cu fluxul de căldură cedat de gaz mediului ambiant. O astfel de turație poate fi obținută cu un mecanism cu came profilate, sau prin utilizarea unui motor electric de acționare 3.8 de curent continuu, alimentat cu tensiune constantă, al cărui curent este menținut la o valoare constantă de către un regulator de curent. În locul acestui mecanism de acționare, sau, preferabil, în combinație cu el, o lege de variație a volumului, mai favorabilă unei comprimări izoterme se poate obține modificând configurația statorului, astfel încât volumul cuprins între rotor, stator și paletă să crească mai rapid la începutul comprimării (prin creșterea mai rapidă a distanței dintre rotor și stator) și să se micșoreze mai rapid spre sfârșitul ei.

Pentru micșorarea exponentului politropic în cazul compresoarelor cu șurub (Figura 10), acestui tip de compresor i se pot face următoarele modificări:

- atât șurubul conducător, cât și cel condus se execută cu cavități interioare 47 prin care circulă lichid de răcire, în curgere continuă sau intermitentă. Lichidul este introdus prin conductele 10, și prin conductele interioare 47 din interiorul axelor

45 ale șuruburilor. Este mai avantajoasă o configurație cu un număr cât mai mare de lobi și cu un raport R/r cât mai mare

- carcasa 49 a compresorului se realizează cu pereți dublii, între cei doi pereți circulând lichid de răcire
- prin orificiile 48 executate în pereții lobilor este pulverizat intens lichid de răcire în interiorul camerei de comprimare, care formează un strat orizontal la baza camerei de comprimare și constituie pistonul lichid al compresorului. El este evacuat împreună cu gazul comprimat, și după separarea de acesta, introdus într-un schimbător de căldură, iar după răcire, reintrodus în compresor
- turația șurubului conducător trebuie modificată astfel încât puterea motorului să fie în permanență egală cu fluxul de căldură cedat de gaz mediului ambiant cu ajutorul unui mecanism cu came profilate, sau prin utilizarea unui motor electric de curent continuu, alimentat cu tensiune constantă, al cărui curent este menținut la o valoare constantă de către un regulator de curent.

În figura 12 este prezentat un compresor izotermic cu melc. El este compus din două plăci 52 și 53, de aceeași înălțime H, cu lungime mare și cu grosimea mică, înfășurate în jurul unui ax, astfel încât secțiunile lor longitudinale sunt niște spirale. Plăcile sunt fixate pe câte un suport cilindric (50, respectiv 51), dintre care unul este fix, iar celălalt este acționat de un mecanism. Dacă cei doi suportți sunt așezați față în față, dar cu un decalaj între axele lor, cele două spirale se întrepătrund și, la o anumită valoare a decalajului, suprafețele laterale ale plăcilor se ating de-a lungul unor generatoare, împărțind spațiul interior în mai multe compartimente cu volume diferite. Dacă axa plăcii mobilă, împreună cu suportul său, execută o mișcare de oscilație de-a lungul unui cerc cu centrul în axa spiralei fixe și cu raza egală cu distanța dintre aripile celor două spirale, generatoarele de contact se vor deplasa spre centrul spiralelor, iar volumul compartimentelor interioare se va micșora, gazul conținut în ele fiind comprimat.

Pentru a intensifica schimbul de căldură dintre gazul de lucru și mediul exterior, cei doi suportți și cele două plăci se execută din materiale cu conductivitate termică cât mai bună și cu pereți dublii, astfel încât să se formeze cavități interioare, prin care circulă lichid de răcire, introdus prin orificiile 54 din cei doi suportți. O parte din acest lichid trece prin orificiile 55 în compartimentele de comprimare, formând pistoanele lichide ale compresorului. Pentru ca eficiența acestora să fie cât mai mare, poziția axelor celor două spirale trebuie să fie orizontală. Este acceptabilă și o poziție verticală dacă înălțimea H a celor două plăci este mică.

Compresoarele din figurile 14 și 15 combină mare parte din procedeele tehnice utilizate de compresoarele descrise anterior, pentru a realiza un exponent politropic al comprimării, apropiat de cel izotermic. În acest scop este combinată comprimarea cu ajutorul unui piston lichid ascendent, cu comprimarea continuă (procedeele anterioare utilizau o comprimare bruscă, în trepte) a gazului sub formă de bule. Prin acest procedeu, gazul este admis în compresor cu viteză mare, dar pe măsură ce străbate treptele compresorului, viteza lui scade exponențial, așa cum o impune condiția de realizare a egalității dintre puterea mecanică de comprimare și puterea termică cedată de gaz lichidului de răcire. Compresorul din figura 14 este realizat într-o carcasă metalică 1, care pentru rapoarte mari de comprimare poate avea pereți dubli și un

Albu

circuit suplimentar de răcire, iar în cazul detentoarelor, sau al comprimării unor gaze calde, este izolat termic. Spațiul interior este compartimentat prin pereți verticali 71 în trei zone: două zone periferice egale ca mărime, în care are loc comprimarea bulelor de gaz, între care este amplasată o zonă de răcire. Peste această compartimentare se suprapune o compartimentare prin plane orizontale situate, de preferat, la aceeași distanță unul de altul. În zona de răcire această compartimentare servește doar pentru delimitarea treptelor de comprimare și amplasarea compresoarelor. În schimb, în zonele periferice, această compartimentare se materializează prin pereții orizontali 35, care duc la formarea unor camere de comprimare 75 și 76, câte două pe fiecare nivel, egale între ele. Între nivele pot exista diferențe de volum, dar dacă se dorește ca raportul de comprimare să fie același pentru toate treptele (așa cum recomandă calculele de optimizare a randamentului comprimării) și dacă se ține seama că într-o comprimare izotermică, la rapoarte egale de comprimare se elimină aceeași energie termică în toate treptele de comprimare), e recomandabil ca această egalitate să se mențină și între niveluri. Zona centrală 73 conține în fiecare din aceste compartimente câte un compresor 74 cu piston cu dublu efect, și două conducte care fac legătura dintre cele două camere ale compresorului și compartimentele corespunzătoare din zonele periferice. Aceste compresoare diferă între ele atât prin cilindree, cât și prin fază (defazajul dintre două compresoare succesive fiind de 180°). Acționarea lor se face simultan, de către un ax cu came (viteza pistoanelor fiind determinată în așa fel încât comprimarea să fie izotermică în fiecare treaptă. Restul spațiului din zona centrală este umplut de un lichid de răcire, în curgere forțată. Din același circuit de răcire fac parte pompa 12r și schimbătorul de căldură 15. Pereții orizontali care separă între ele camerele de comprimare 75, respectiv 76, sunt prevăzuți cu supapele 7a, pentru lichid. Deasupra acestor supape se pot monta clopote pentru spargerea bulelor, ca în fig.9. Un mic perete vertical 72 separă regiunea din jurul conductei de legătură de restul compartimentului împiedicând migrația pe orizontală a bulelor de gaz. Peretele orizontal superior, separă toate cele trei zone de rezervorul de stocare 13. Peretele separator dintre acest rezervor și ultimele 2 camere de comprimare este prevăzut și el cu supape pentru trecerea lichidului. Rezervorul 13 este un rezervor sub presiune constantă, înainte de începerea comprimării el fiind plin cu lichid. Printr-o conductă de legătură dintre acest rezervor și motorul hidraulic 14, este evacuat din rezervor un debit de lichid egal cu debitul de lichid intrat în rezervor din ultimele trepte de comprimare, plus o cantitate suplimentară, al cărei volum este egal cu volumul gazului comprimat, intrat prin aceleași supape. Motorul hidraulic 14 recuperează atât lucrul mecanic consumat pentru evacuarea gazului, cât și cel consumat pentru deplasarea lichidului de lucru și a celui din circuitul suplimentar de răcire, în toate treptele de comprimare. Împreună cu pompa 12 și schimbătorul de căldură 15, el face parte din al doilea circuit de răcire (cel suplimentar).

Înainte de prima pornire trebuie făcută o calibrare a instalației, prin fixarea presiunilor de lucru din rezervorul 13, precum și din fiecare treaptă de comprimare. În general, aceste presiuni suferă mici modificări în timpul funcționării, datorită răcirii imperfecte, sau variației condițiilor exterioare, dar dacă debitele de răcire sunt bine calculate, nu sunt necesare recalibrări. Prima treaptă de comprimare este

asigurată de cele două compresoare izotermice cu lichid 78 (similar cu compresoarele din figurile 1-9), amplasate la baza celor două zone de comprimare. Volumul V al acestor compresoare trebuie să fie mai mic decât volumul compartimentelor 75 și 76. Supapa lor de admisie este situată în atmosferă (când gazul comprimat este aerul atmosferic), sau pe o conductă legată la dispozitivul din aval. Lichidul de comprimare (pistonul lichid) este furnizat de un compresor cu piston cu dublu efect 77, a cărui cilindree este egală cu volumul compresoarelor 78 și 78a. În situația reprezentată în figură, presiunea din compartimentele 75 și 76 inferioare este egală cu $p_0 * \varepsilon$ (ε fiind raportul de comprimare, egal pentru toate treptele), în compartimentele următoare $p_0 * \varepsilon^2$, pentru a ajunge la $p_0 * \varepsilon^n$ în compartimentele superioare. În compartimentele situate la același nivel, în unul din compartimente se găsește numai lichid, iar în celălalt, lichidul conține (mai ales în partea sa superioară) bule de gaz cu presiunea corespunzătoare nivelului respectiv. Efectul mișcărilor alternative ale pistonului compresorului 77 (în figură, mișcarea este spre dreapta) este de a muta lichidul din compresorul 78 în compresorul 78a și viceversa. În timpul acestei deplasări, lichidul din compresorul golit (în figură, compresorul 78) este înlocuit de un volum egal de gaz, care pătrunde prin supapa de admisie 7a, iar gazul din compresorul umplut (78a), este în prima fază comprimat, apoi evacuat în compartimentul 76 situat deasupra lui. Efectul deplasării acestui piston este resimțit și în compartimentul 75, situat deasupra compresorului 78, pentru că în momentul în care începe deplasarea pistonului în compresorul 77, începe mișcarea în sens invers a pistonului din compresorul 74, iar prin evacuarea lichidului din compartimentul 76, plin numai cu lichid, presiunea din compartiment scade brusc, ceea ce determină deschiderea supapelor care îl separă de compresorul 78a, ceea ce duce la pătrunderea unor bule de gaz în acest compartiment (simultan cu scurgerea unei cantități corespunzătoare de lichid în compresor). Supapele care separă compresorul 78 de compartimentul 75 rămân închise, datorită sensului diferenței de presiune. Pentru a face loc bulelor de gaz pătrunse prin peretele inferior al compartimentului 76, volumul de lichid ce trebuie evacuat din acest compartiment de către compresorul 74, este V/ε . Acesta este și cilindreea minimă a acestui compresor (o cilindree mai mică, provoacă depășirea raportului de comprimare din prima treaptă). Similar, cilindreea minimă a compresoarelor din compartimentele superioare este V/ε^i , unde i este numărul treptei de comprimare (cilindreea ultimului compresor 74 este V/ε^n). această descreștere accentuată a volumului compresoarelor 74, ar avea un efect negativ asupra răcirii lor (suprafața de contact dintre pereții exteriori ai ultimului compresor și lichidul de răcire ar fi extrem de mică). Aceasta ne-a condus la ideea de a introduce circuitul suplimentar de răcire: pompa 12 introduce, prin intermediul unei vane cu 3 căi 7.7 (sau un compresor cu dublu efect în fază cu compresorul 77), un debit constant de lichid extras din schimbătorul de căldură 15 și îl introduce, alternativ, în cele două conducte de alimentare ale compresoarelor 78. Dacă notăm cu W , volumul de lichid vehiculat de pompă într-o semiperioadă, pentru deplasarea acestui volum de lichid, cilindreea tuturor compresoarelor 74 va fi majorată cu acest volum. Pe lângă efectul favorabil de răcire a întregii cantități de lichid, acest debit suplimentar mărește considerabil viteza de deplasare pe verticală a bulelor de gaz.

Deplasarea pistonului compresorului 74, prin introducerea de lichid într-un volum fix, provoacă o creștere a presiunii din compartimentul 75 și are ca efect comprimarea bulelor de gaz din acest compartiment, pînă cînd această presiune o egalează pe cea din compartimentul superior, plin cu lichid. Fenomenele se petrec similar la fiecare nivel: sensul de mișcare al tuturor pistoanelor este dinspre compartimentele cu lichid, spre compartimentele cu amestec lichid-gaz, iar deplasarea pistoanelor produce mai multe efecte: în primul rînd, o deplasare pe un traseu șerpuit al lichidului suplimentar de răcire, fiind măturate toate compartimentele, în al doilea rînd, datorită incompresibilității lichidului, scăderea bruscă a presiunii din compartimentul golit (presiune care în semiciclu precedent a urcat pînă la o presiune egală cu cea a nivelului superior), în al treilea rînd, deschiderea supapelor din peretele inferior și pătrunderea bulelor de gaz, care sunt comprimate de către pistonul compresorului situat la nivelul inferior, astfel încît presiunea revine la valoarea corespunzătoare nivelului, iar în al patrulea rînd, comprimarea cu o treaptă a bulelor din celălalt compartiment și deplasarea lor în compartimentul superior. Ca efect final, gazul este comprimat pînă la presiunea $p_0 * \varepsilon^n$ și introdus în rezervorul de stocare. În urma bilanțului masic, rezultă că din rezervorul 13 este evacuat un volum de lichid mai mare decît cel admis. Diferența este egală cu volumul gazului comprimat introdus în rezervor și este evacuată spre motorul 14 de către un sistem de reglare, care menține constantă presiunea din rezervor, iar în final, este depozitată în rezervorul 13.1.

Compresorul din figura 15 este identic cu cel descris anterior, dar pompele și compresoarele cu piston au fost înlocuite cu compresoare rotative. În exemplul din figură au fost folosite compresoarele cu paletă descrise anterior (fig. 10), iar în locul compresoarelor cu piston cu dublu efect a fost folosit compresorul rotativ cu paletă descris în fig.13A. Satorul acestui tip de compresor are două generatoare de contact cu rotorul, diametral opuse și formează cu acesta două compartimente 3.2a și 3.2b, egale ca volum. Rotorul 3.1 este prevăzut cu o singură paletă 3.3 și, în cazul unei rotații constante, deservește fiecare compartiment câte o semiperioadă. De o parte și de cealaltă a diametrului determinat de generatoarele de contact, pereții 56 ai satorului sunt perforați, permițînd trecerea unui fluid. Tot din dreptul acestor generatoare, pornesc pereții plini 57, care obturează conductele de alimentare 10. În acești pereți se montează supapele 58 și 59, astfel încît rotirea continuă a rotorului provoacă în prima semiperioadă deplasarea unui volum de fluid egal cu cilindrarea unui compartiment într-o direcție, iar în semiperioada următoare, deplasarea aceluiași volum de fluid, în sens contrar.

La compresorul din figura 15, rotoarele tuturor compresoarelor și detentoarele sunt deservite de același motor 3.8. Rotoarele pot avea doar un ax comun, sau pot constitui un singur cilindru pe care, la diferite niveluri sunt amplasate, prin intermediul unor lagăre, statoarele și paletele corespunzătoare. Față de compresorul din figura 14, compresoarele 78 rămân nemodificate, la fel și compartimentele 75 și 76, rolul compresorului 77 este preluat de compresorul rotativ cu paletă, cu două statoare 98, compresoarele cu piston 74 sunt înlocuite de compresoarele duble cu paletă 95, motorul hidraulic 14 este înlocuit de detentorul simplu cu paletă 99, rolul pompei 12 este preluat de compresorul dublu cu paletă 97, iar în locul pompei de răcire 12r se

montează compresorul simplu cu paletă 96. În rest, construcția și funcționarea compresorului sunt identice.

O abordare complet diferită a comprimării izotermice este prezentată în Fig.16A, în care, transformarea izotermică este înlocuită cu o succesiune de încălziri la volum constant urmate fiecare, de o răcire la presiune constantă (Fig.16B), între două temperaturi T_1 și T_2 . Aceste transformări consumă mai multă putere mecanică decât cea consumată într-una izotermică (dar mai puțină decât într-una adiabatică). În plus, consumă și o cantitate însemnată de energie termică. Dar, toată puterea mecanică consumată suplimentar, împreună cu toată puterea termică consumată, pot fi recuperate prin încălzirea unui fluid de la temperatura T_1 până la temperatura T_2 , asemănător unui motor termic cu regenerare. Randamentul energetic total se apropie de 100% (pierderile fiind cauzate de ireversibilitățile inerente).

Un astfel de sistem este compus din rezervoarele izolate termic 100, legate în serie. În fiecare din aceste rezervoare este amplasat un schimbător de căldură la volum constant, compus din mai multe compresoare rotative cu paletă, având același volum și fiind deservite de un rotor comun, legate în serie (conform figurii 16C). Aceste compresoare sunt dispuse pe verticală, la diferite niveluri ale rezervoarelor. Gazul de comprimat este introdus cu ajutorul unei conducte în compresorul cu paletă situat la nivelul inferior și după un număr de rotații ale rotorului, egal cu numărul statoarelor de pe rotor, ajunge la ultimul nivel, unde primește căldură de la o sursă, prin intermediul schimbătorului de căldură 107 și al conductelor 109, după care este eliberat în rezervor. Întrucât un alt compresor cu paletă, amplasat în rezervorul următor, extrage de la baza primului rezervor o cantitate de gaz egală cu cea eliberată de compresorul superior (la rândul său, egală cu cantitatea de gaz introdusă), cantitatea (și, pe cale de consecință, densitatea și presiunea) gazului din rezervor nu se modifică, deși volumul lor este diferit. În drumul său descendent, gazul eliberat provoacă încălzirea pereților compresoarelor din incintă, căldură care este preluată de gazul din interior. Ca urmare, gazul din rezervor, având aceeași presiune, suferă o stratificare a temperaturilor (și a densităților) pe verticală. Dacă sunt luate măsuri constructive pentru realizarea unui schimb de căldură eficient între gazul din interior și cel din exteriorul compresoarelor, diferența de temperatură dintre gazul din interior și cel din exterior aflat la același nivel va fi mică. În caz contrar, gazul extras din acest rezervor mai trebuie să treacă printr-un răcitor înainte de a intra în cel de-al doilea rezervor. Lucrul mecanic consumat pentru rotirea compresoarelor, este egal cu lucrul tehnic din diagrama p-V. Din diagrama T-s, se observă că gazul din interiorul compresoarelor nu poate extrage decât o parte a căldurii acumulate de gazul din exterior. Ca urmare, e necesar un schimbător de căldură 108, montat în interiorul rezervorului, pentru a absorbi căldura excedentară. Debitul agentului din acest schimbător, trebuie să fie suficient de mare pentru a absorbi toată căldura excedentară (evitând necesitatea unui răcitor suplimentar), dar nu atât de mare încât să temperatura lui să coboare prea mult sub T_2 . Procesul se repetă într-un număr suficient de trepte pentru obținerea presiunii dorite. Viteza rotoarelor din treptele următoare trebuie să descrească în așa fel încât în toate rezervoarele presiunea să se mențină constantă (sau există varianta reducerii treptate a volumelor rezervoarelor și compresoarelor. Sistemul funcționează în condiții foarte bune și ca detentor.

În Fig.17A este prezentat un etaj al unui detentor izocor-izobar. El este identic cu compresorul din Fig.16A, dar sensul de deplasare al gazului este inversat: gazul de înaltă presiune intră pe la baza rezervorului stratificat 100, și se încălzește în rezervor, preluând căldură de la schimbătorul 108, dar și de la pereții compresorului rotativ 101 (ai cărui pereți sunt mai calzi). În compresorul rotativ (schimbător de căldură la volum constant), gazul este colectat de compresorul din partea superioară, după ce este încălzit suplimentar de schimbătorul de căldură 107. Volumul acestei trepte, precum și aportul de căldură pot fi majorate, astfel încât în acest etaj să se desfășoare și o destindere izotermică. În drumul său descendent gazul se răcește, iar apoi, din etajul inferior este introdus în rezervorul stratificat al etajului următor. Bilanțul energetic arată că, în comparație cu o destindere izotermică la temperatura T2 (Fig.16B), acest tip de detentor extrage mai multă căldură și furnizează mai mult lucru mecanic.

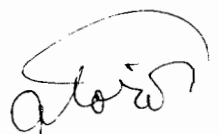
Toate compresoarele din fig.1-12 pot funcționa ca detentoare, dacă atunci când camera de comprimare este plină cu lichid se introduce un volum bine determinat de gaz cu presiune ridicată, care este lăsat să se destindă, eliminând lichidul din detentor. În timpul destinderii, lichidul se răcește, cedând căldură gazului, astfel încât el trebuie periodic înlocuit. Un ciclu nou poate să înceapă după ce o nouă tranșă de lichid elimină gazul aflat la presiune joasă.

În Fig.17C este prezentat un detentor cu bule de gaz. Inițial, incinta 1 este plină cu lichid 8, iar pistonul 2 se găsește în poziția superioară 21. Printr-un injector 7a se pulverizează gaz în masa de lichid, ceea ce provoacă dislocarea pistonului. Mișcarea acestuia continuă pe măsură ce bulele de gaz își măresc volumul (presiunea gazului se micșorează) și se ridică spre partea superioară a incintei. Viteza pistonului este reglată de un dispozitiv cu came, în așa fel încât puterea mecanică exercitată de piston să fie egală cu puterea termică cedată de lichid. În faza finală, pistonul se găsește în poziția sa inferioară 21, deasupra lui se găsește pistonul lichid, iar în partea superioară, gazul la presiunea minimă. Revenirea în poziția inițială se face prin deplasarea pistonului în poziția superioară, aceasta împingând gazul în aparatul din amonte, apoi umplerea cu lichid cald a incintei prin supapa 6a, și refularea lichidului răcit, prin supapa 6e.

Pentru rapoarte de destindere foarte mari se poate folosi detentorul din fig. 17B. Acesta oferă un volum de destindere mult mai mare, în care ascensiunea bulelor de gaz este mult încetinită, prin crearea unui drum șerpuit cu ajutorul unor pereți 35. Pentru evitarea acumulării de bule sub pereți aceștia fac un unghi pozitiv mic cu orizontala. Destinderea gazului închis în aceste bule are ca efect deplasarea pistonului principal 2.1. Acesta are o cursă limitată, iar cursa de întoarcere este urmată de deschiderea supapei 6e.1 și de deplasarea pistonului auxiliar 2.2. Când pistonul principal ajunge în poziția superioară, supapa 6e.1 se închide, pistonul principal începe o nouă cursă în care se dezvoltă lucru mecanic, iar pistonul 2.2 se deplasează spre poziția sa superioară, evacuând lichidul admis în faza anterioară. Ciclul se repetă până la destinderea completă a gazului și evacuarea lichidului răcit. Apoi gazul aflat la joasă presiune este înlocuit de o nouă tranșă de gaz cald și ciclul se repetă.

REVEDICARI

1. Compresor și detentor volumic, caracterizate prin aceea că organul mobil este constituit dintr-o cantitate de lichid, ce acționează asupra gazului în mod nemijlocit, sau prin intermediul unui strat de separație deformabil
2. Compresor și detentor volumic, conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că suprafața pistonului și a chiulasei (2, respectiv 1, fig.2) sunt profilate pentru a mări suprafața de schimb de căldură
3. Compresor cu piston conform revendicării 1, avînd ax vertical și supapele montate în chiulasa superioară, caracterizat prin aceea că pe suprafața pistonului solid se introduce, înainte de începerea comprimării (sau în timpul comprimării), o cantitate de lichid rece (care devine pistonul lichid al compresorului), care este înlocuită cu lichid proaspăt după una, sau mai multe curse ale pistonului (sau în timpul comprimării, dacă debitul evacuat este mai mic decît cel introdus, sau după închiderea supapei de refulare, dacă debitul evacuat este mai mare decît cel introdus).
4. Compresor și detentor cu piston conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că, sunt scufundate într-o baie de lichid, de preferat același cu lichidul care constituie pistonul
5. Compresor cu piston conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că în partea superioară a camerei de comprimare se introduce o rețea metalică din fire cu diametru mic, sudate la pereții laterali, care absorb căldură din gazul comprimat și o transmit lichidului din piston. (34, fig.2 A.).
6. Compresor volumic conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că se compune dintr-o încăntă închisă (prevăzută în partea superioară cu orificii de admisie și de refulare a gazului) în care se află gazul de comprimat. și în care se introduce, în timpul avansării pistonului, sau a oricărui element mobil, printr-un orificiu de admisie, cu ajutorul unei pompe, lichid de lucru, pînă la deschiderea unei căi de evacuare a gazului și apoi pînă la evacuarea sa completă, după care se închide această cale, precum și cea de admisie a lichidului, și se deschid alte două căi: una prin care pătrunde gaz la presiunea inițială, și alta prin care lichidul este evacuat complet (fig.2A).
7. Detentor volumic conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că se compune dintr-o încăntă închisă (prevăzută în partea superioară cu orificii de admisie și de refulare a gazului) în care se află gazul de lucru la o presiune joasă, și în care se introduce, printr-un orificiu de admisie, cu ajutorul unei pompe, lichid de lucru, în timp ce este deschisă o cale de evacuare a gazului din detentor. pînă la evacuarea sa completă. după care se închide această cale,



precum și cea de admisie a lichidului și se deschid alte două căi: una prin care lichidul din compresor este împins într-o turbină sau un motor, hidraulic, producând lucru mecanic util, și una prin care este introdus un volum de gaz la o presiune superioară, gaz care se destinde după închiderea acestei căi.

8. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că, cele două chiulase sunt așezate în plan orizontal, iar aria celorlalte secțiuni orizontale prin aparat variază între aceste limite, în așa fel încât produsul dintre viteza pistonului lichid și aria lui la un moment dat să fie egală cu fluxul termic dintre gazul de lucru și mediul ambiant din acel moment.
9. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că organul mobil este acționat de un mecanism care permite modificarea vitezei de variație a volumului gazului, de așa manieră încât pe tot parcursul transformării, puterea mecanică transmisă de piston este egală cu fluxul termic dintre gaz și mediul exterior.
10. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că spațiul de lucru este împărțit în mai multe compartimente prin pereți orizontali care au de jur-împrejur pereți verticali, (36, fig. 2A), unul din pereți fiind prevăzut la baza lui cu o fantă pentru admisia lichidului, iar altul, cu o fantă în partea superioară pentru evacuarea gazului comprimat într-o incintă colesctoare.
11. Compresor și detentor volumic conform revendicării 10, caracterizate prin aceea că fiecare compartiment orizontal este prevăzut în partea cea mai înaltă cu o supapă, sau cu un orificiu prin care comunică cu un compartiment comun, prin a cărui supape de evacuare (7e) și de admisie (7a) se vehiculează întreaga cantitate de gaz.
12. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că fantele de admisie a lichidului comunica fiecare cu câte un canal vertical în care pătrunde lichidul adus de piston sau de o pompă
13. Compresor și detentor volumic conform revendicării 12, caracterizate prin aceea că pe fantele de admisie a lichidului se montează elemente de obturare, cu arie constantă sau modificabilă, pentru compensarea diferenței geodezice de presiune dintre nivelul respectiv și nivelul superior
14. Compresor și detentor volumic conform revendicării 12, caracterizate prin aceea că compensarea diferenței geodezice de presiune dintre nivelul respectiv și nivelul superior se face prin realizarea de compartimente cu

alors

înălțimi diferite, în așa fel încât umplerea completă cu lichid a tuturor compartimentelor să se realizeze simultan.

15. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că în pereții laterali sunt prevăzute orificii prin care camera principală de comprimare comunică cu niște camere secundare, cu ajutorul cărora se face corectarea caracteristicii transformării, în așa fel încât aceasta să se apropie cât mai mult de una izotermică
16. Compresor și detentor volumic conform revendicării 15, caracterizate prin aceea că în camerele secundare sunt montate pistoane libere, a căror poziție poate fi modificată cu ajutorul unor pistoane de comandă, în așa fel încât să se poată modifica în timpul funcționării, anumite caracteristici ale transformării, cum ar fi volumul de gaz admis, raportul de comprimare, raportul de destindere, etc
17. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că gazul este introdus în compresor și comprimat sub formă de bule
18. Compresor și detentor volumic conform revendicării 17, caracterizate prin aceea că gazul este introdus în compresor sub formă de bule și comprimat în trepte
19. Compresor și detentor volumic conform revendicării 1, caracterizate prin aceea că gazul este comprimat printr-o succesiune de încălziri la volum constant și răcirii la presiune constantă, iar căldura utilizată pentru comprimare este recuperată într-un schimbător de căldură

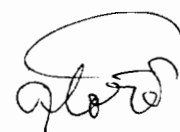
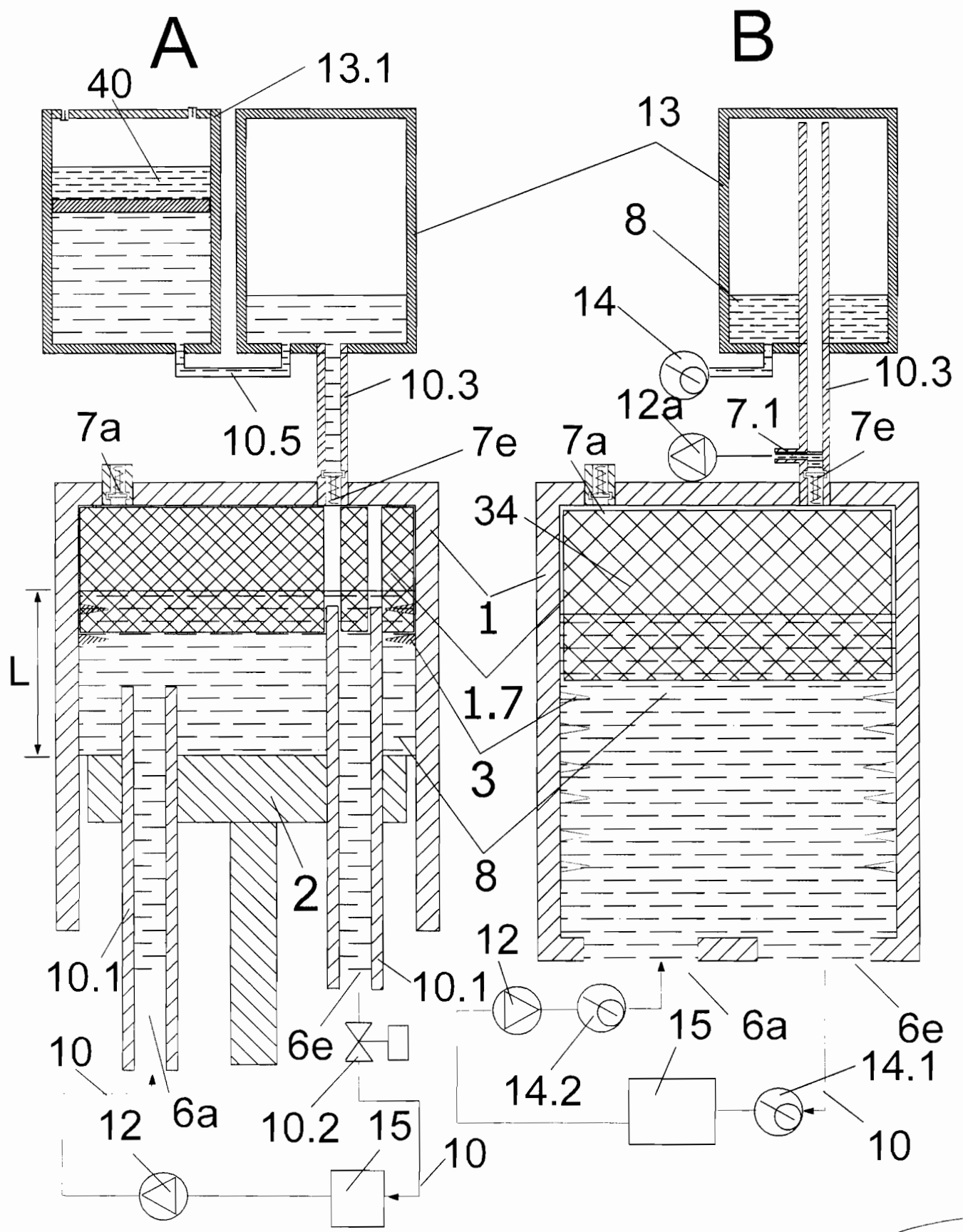


Fig.1



alora

Fig.2 A

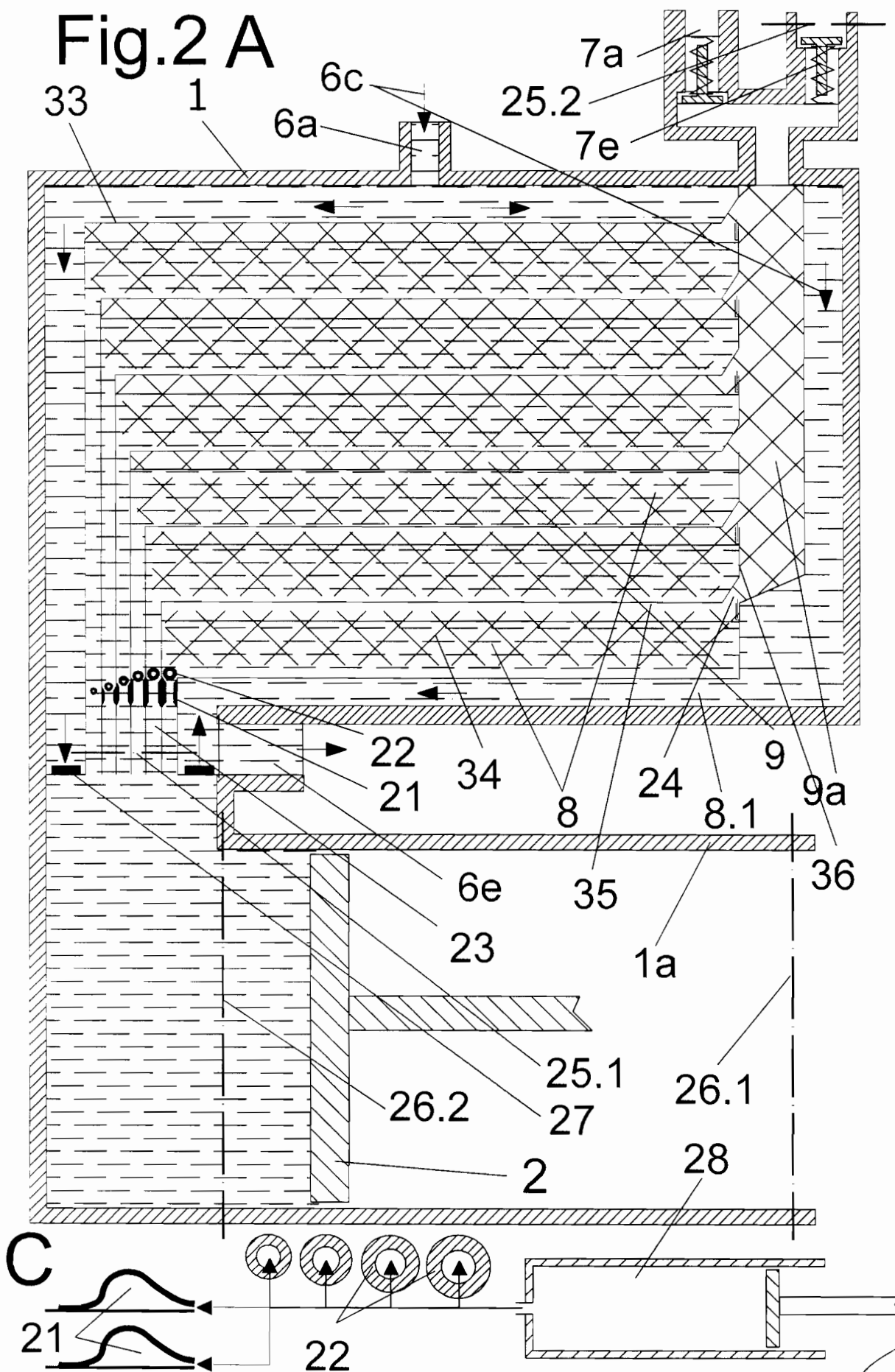


Fig.2 B

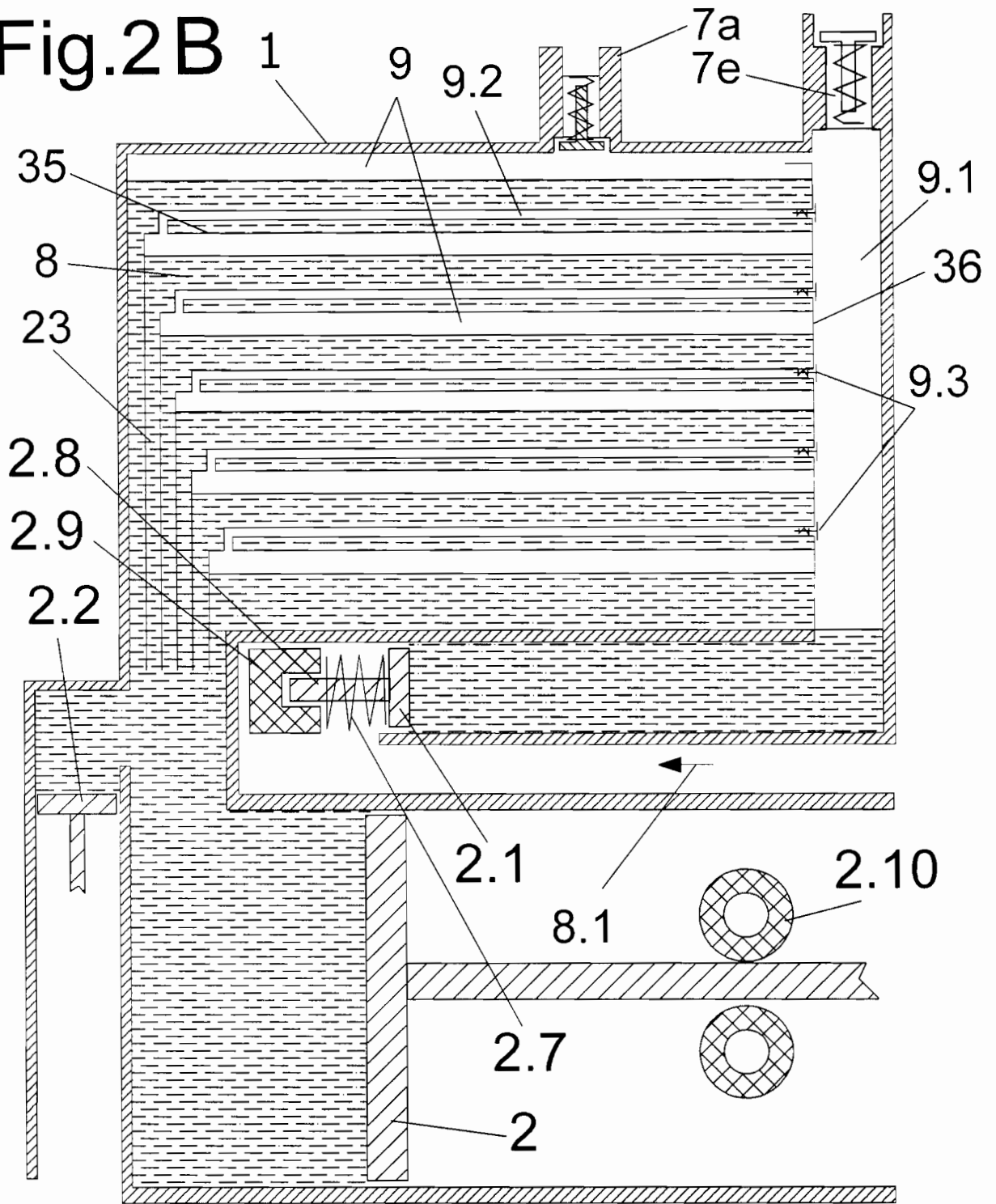
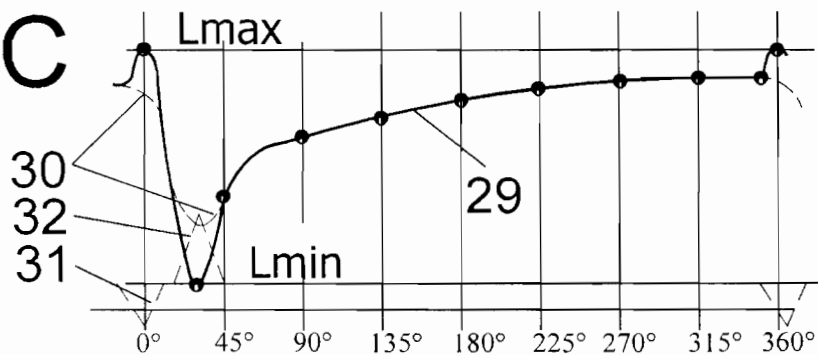


Fig.2 C



Handwritten signature

Fig. 3

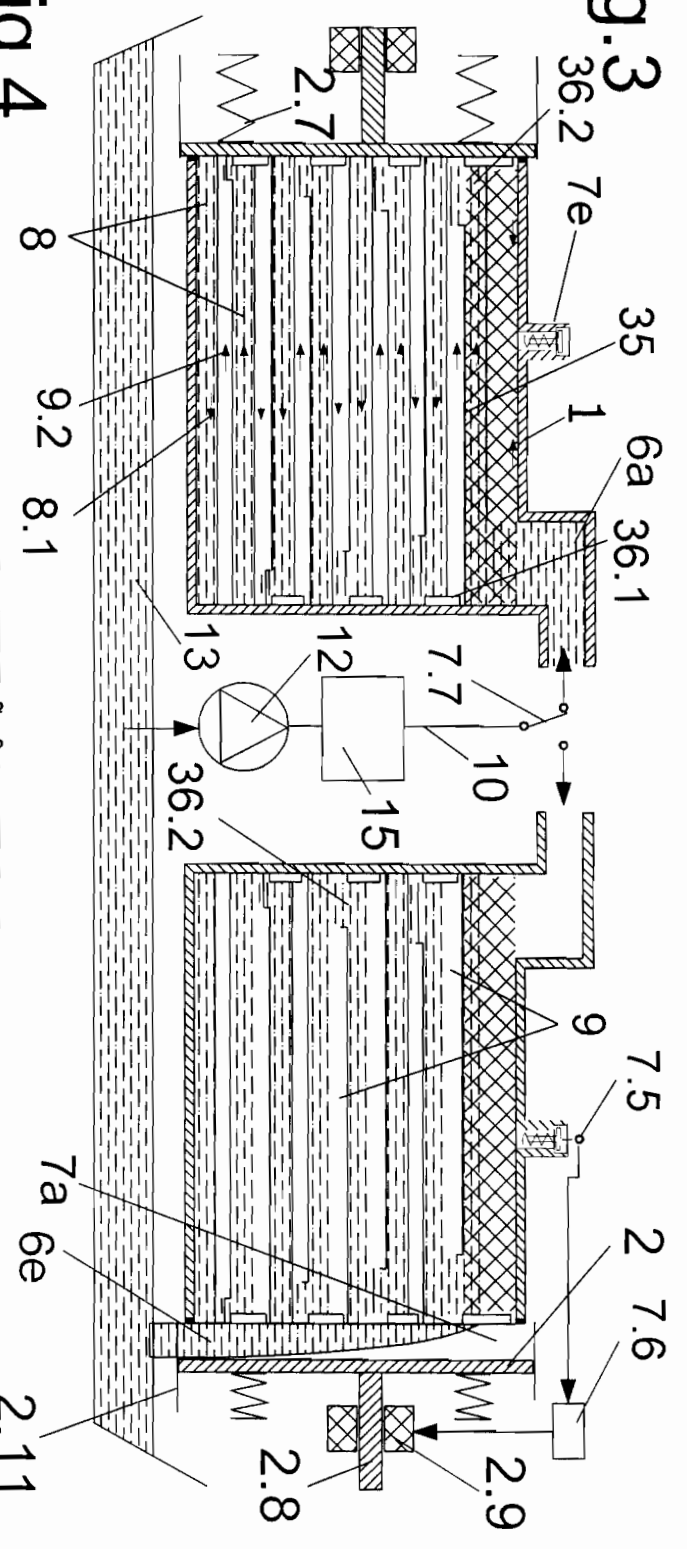
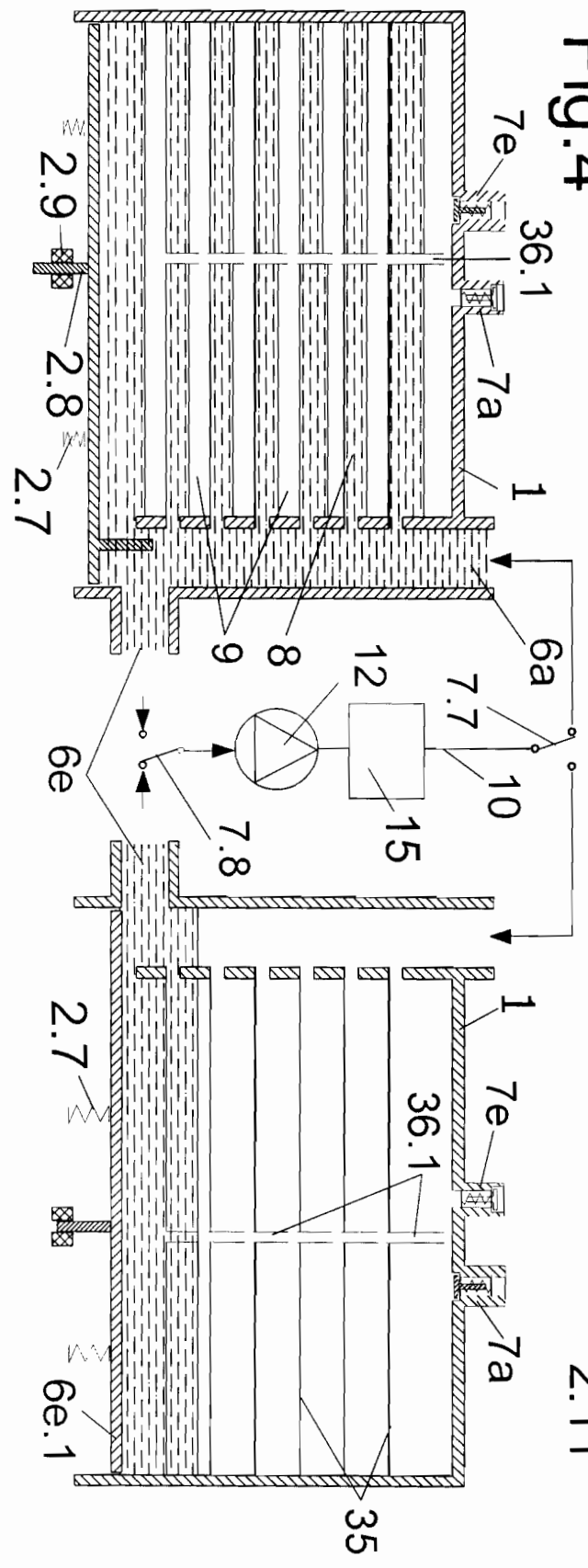
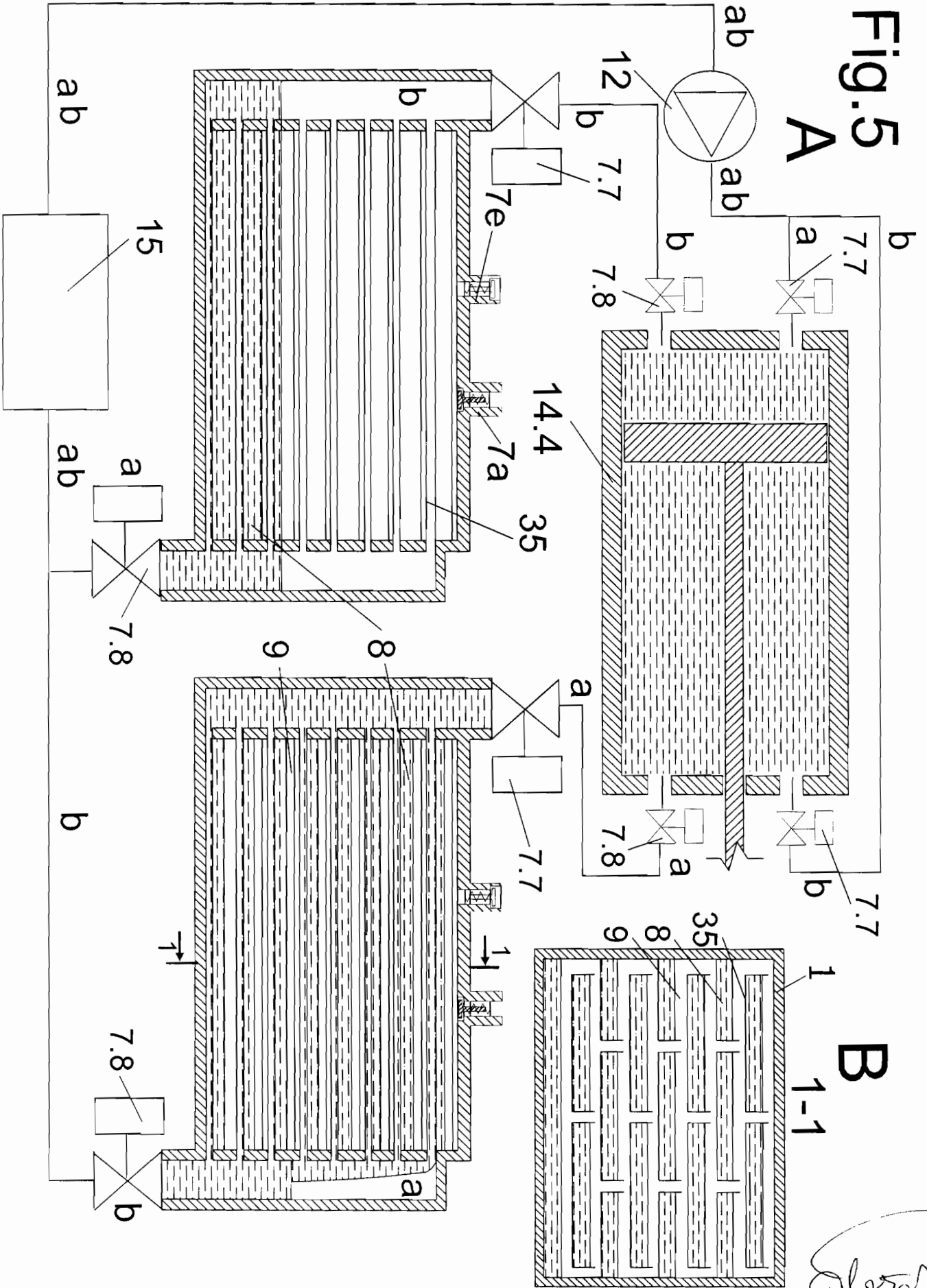


Fig. 4



Handwritten signature

Fig. 5 A



B

1-1

above

Fig.6

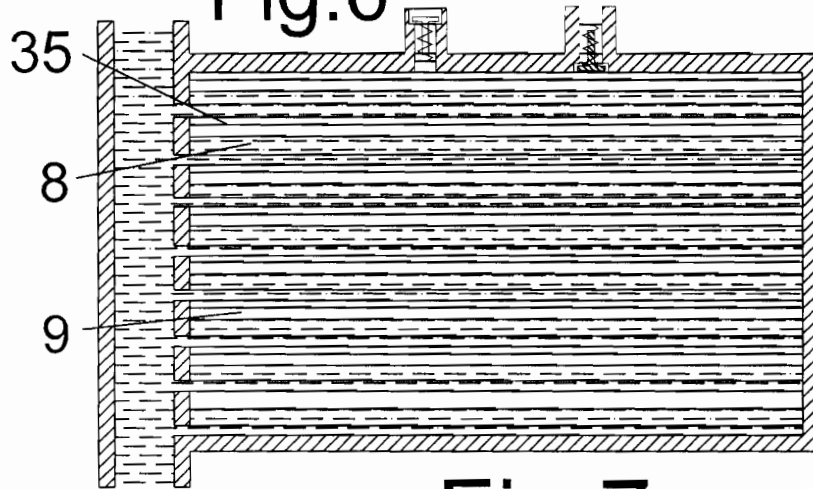


Fig.7

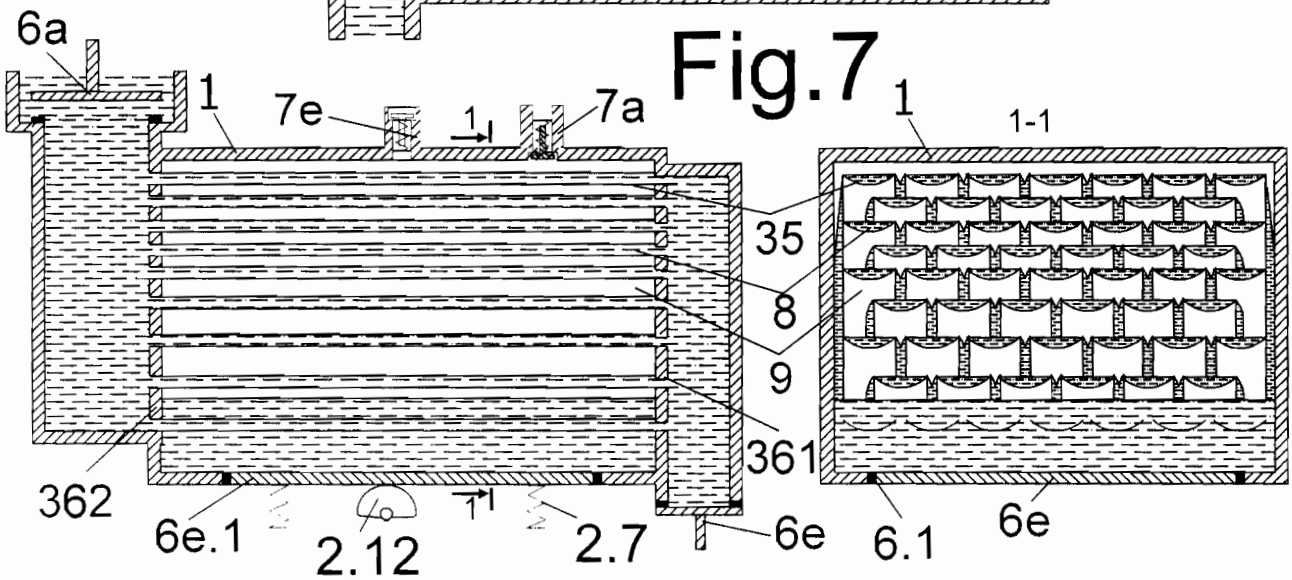


Fig.8

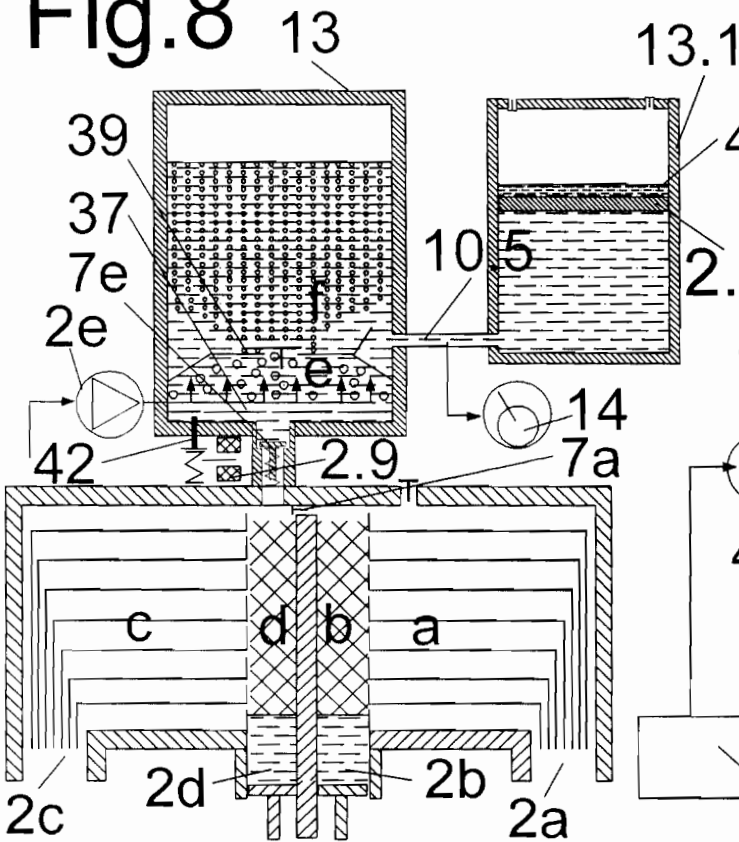


Fig.9

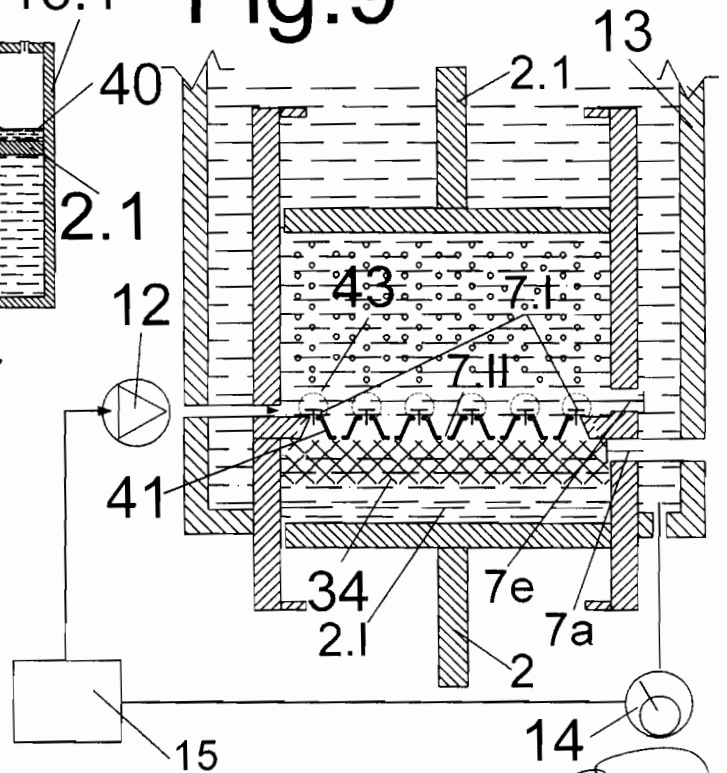
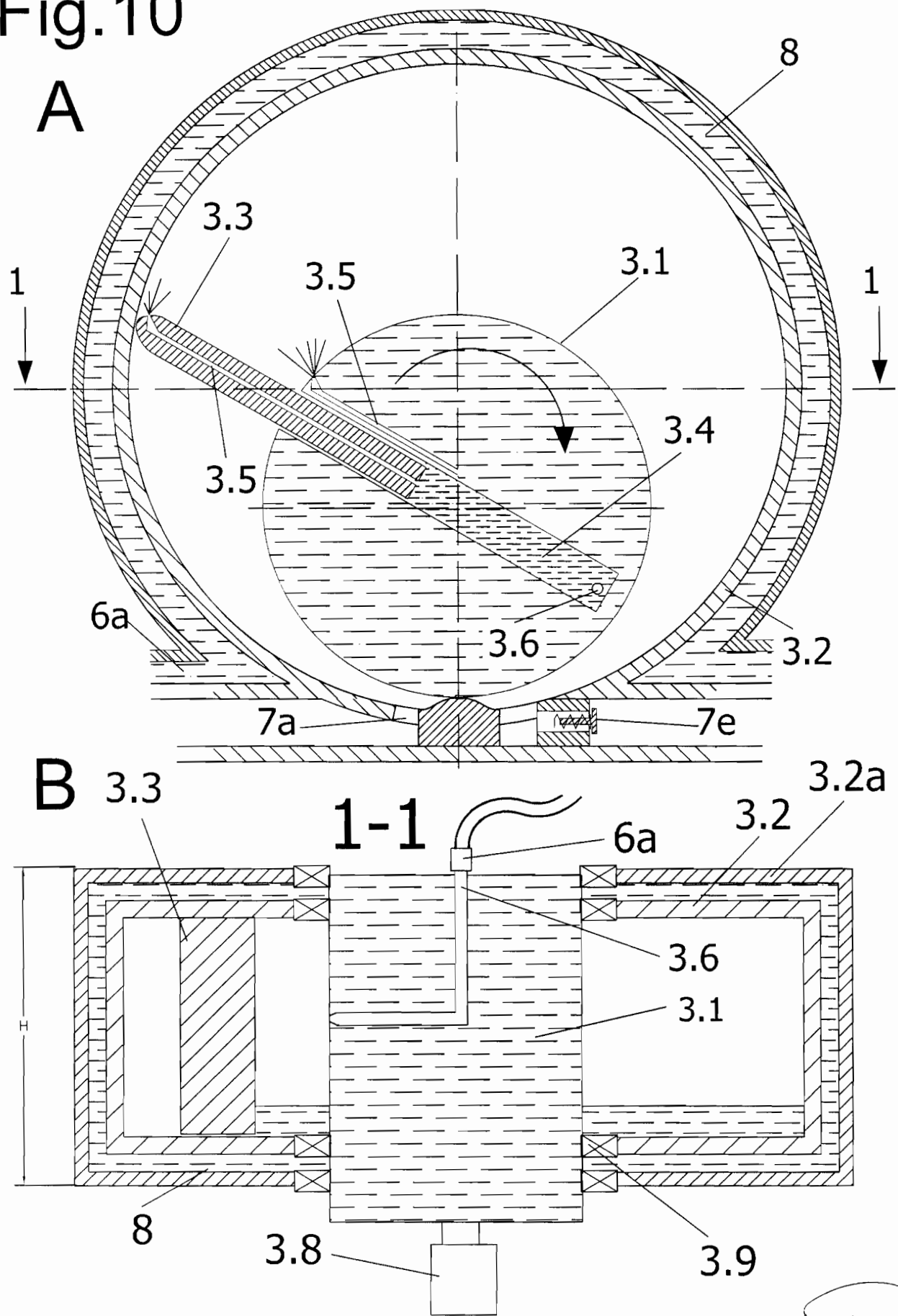
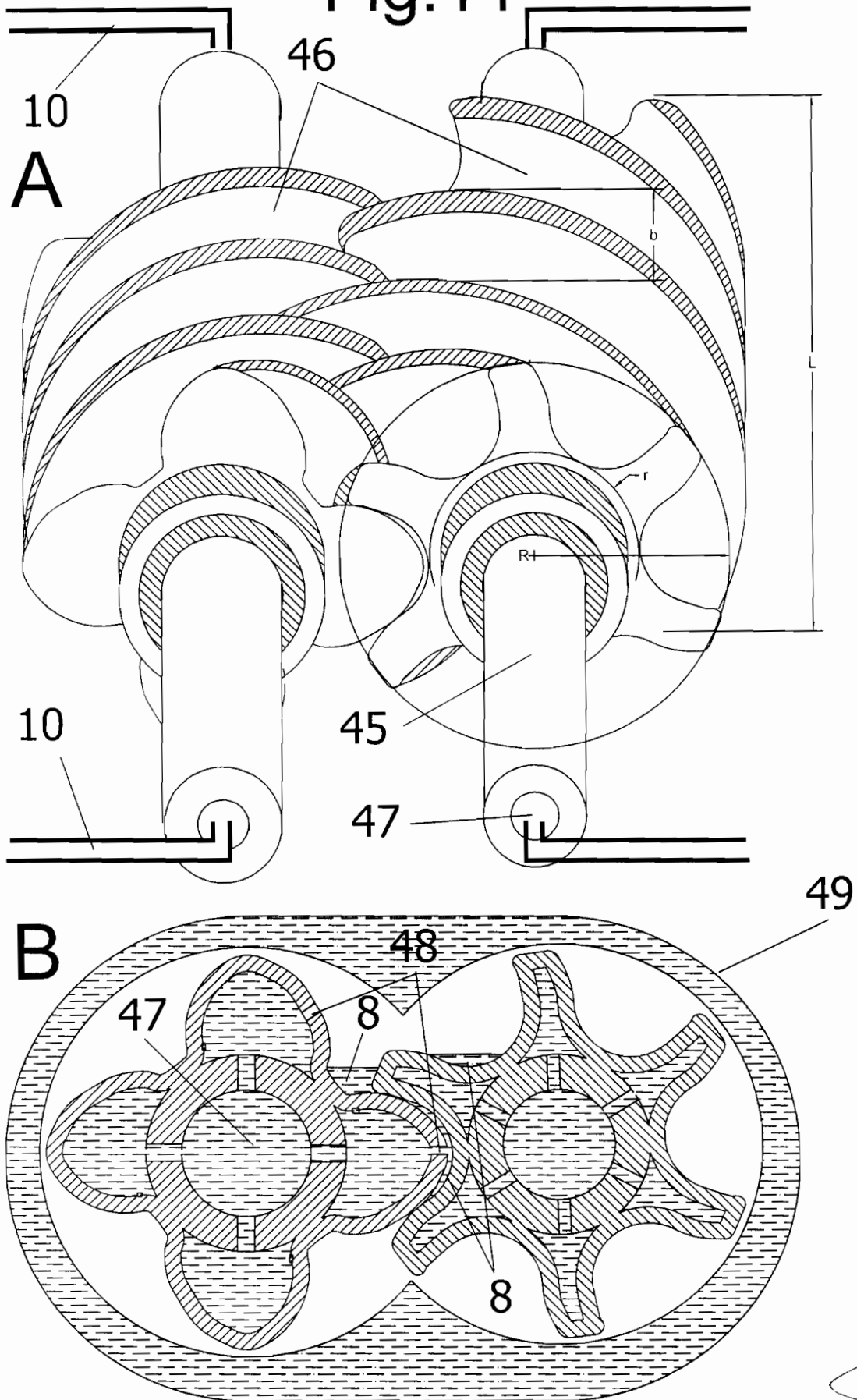


Fig.10



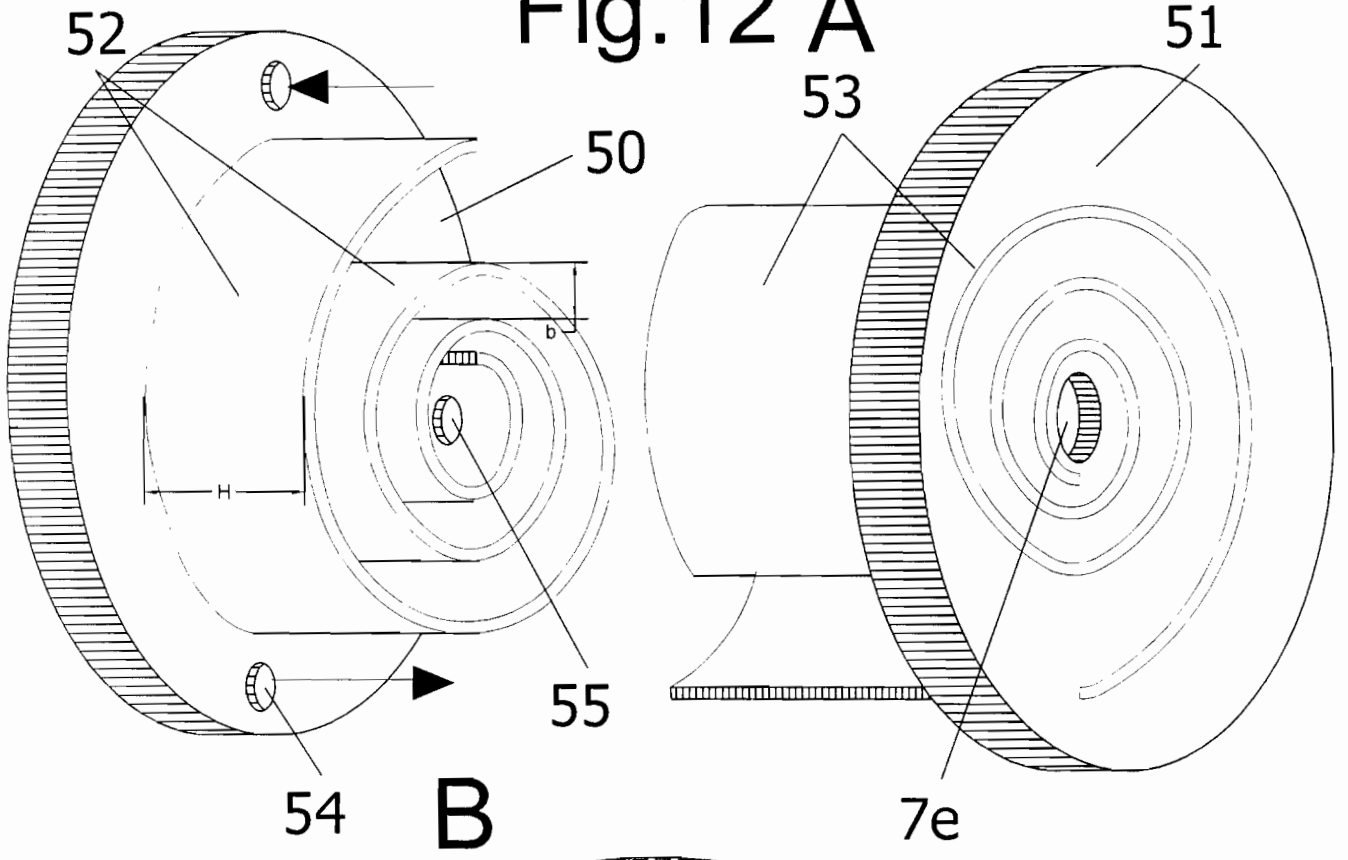
Alro

Fig.11

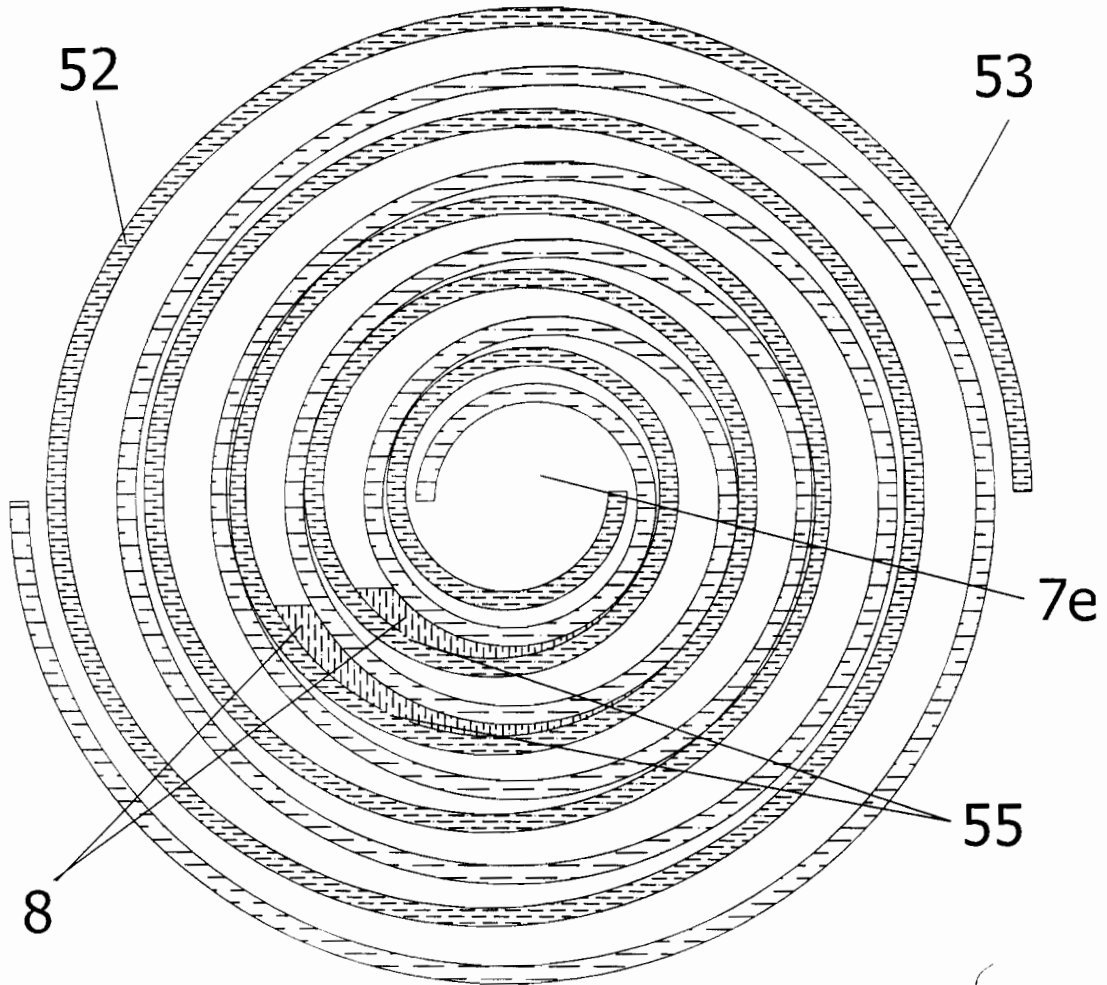


abon

Fig.12 A



B



Salvo

Fig.13

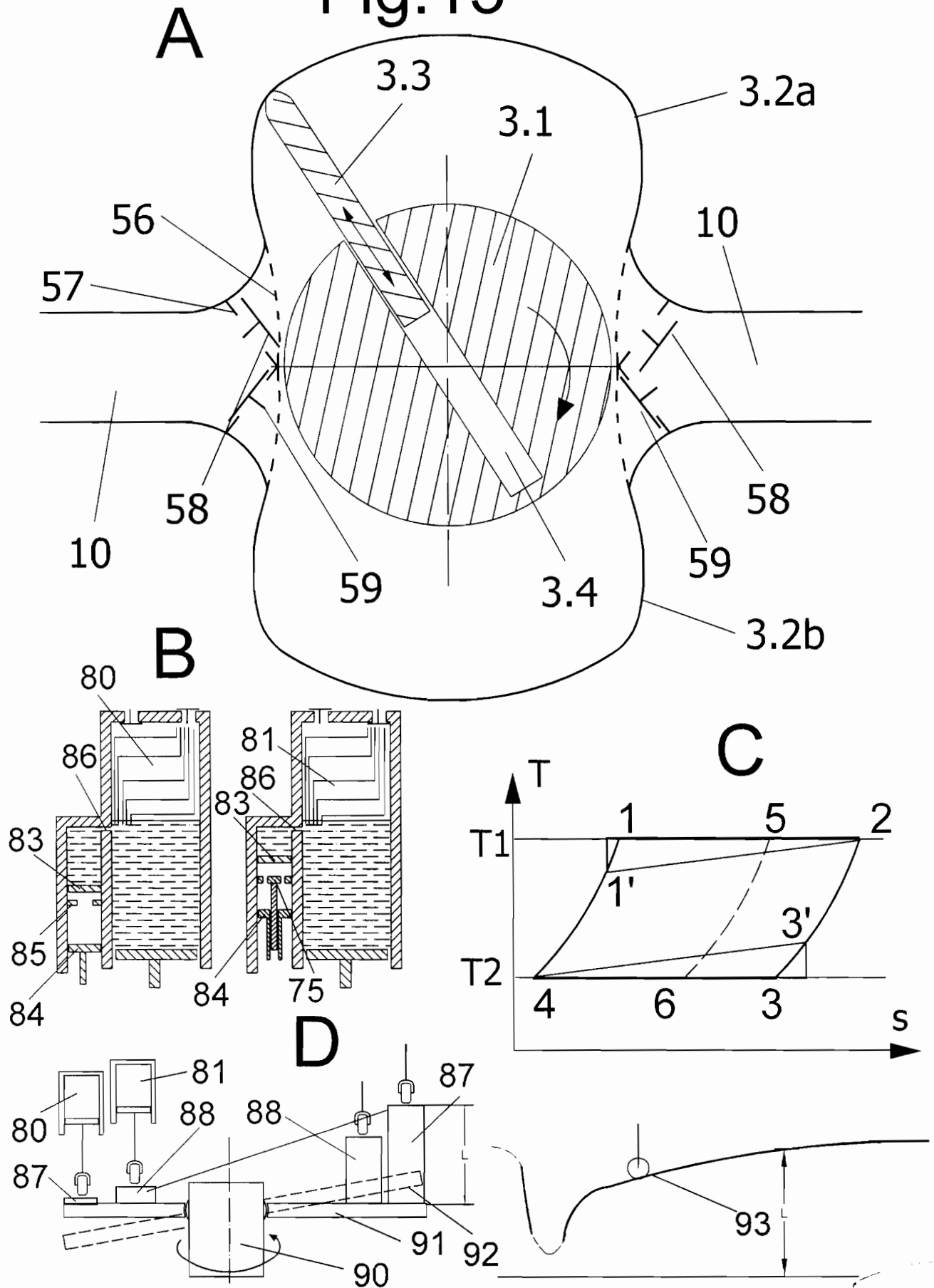
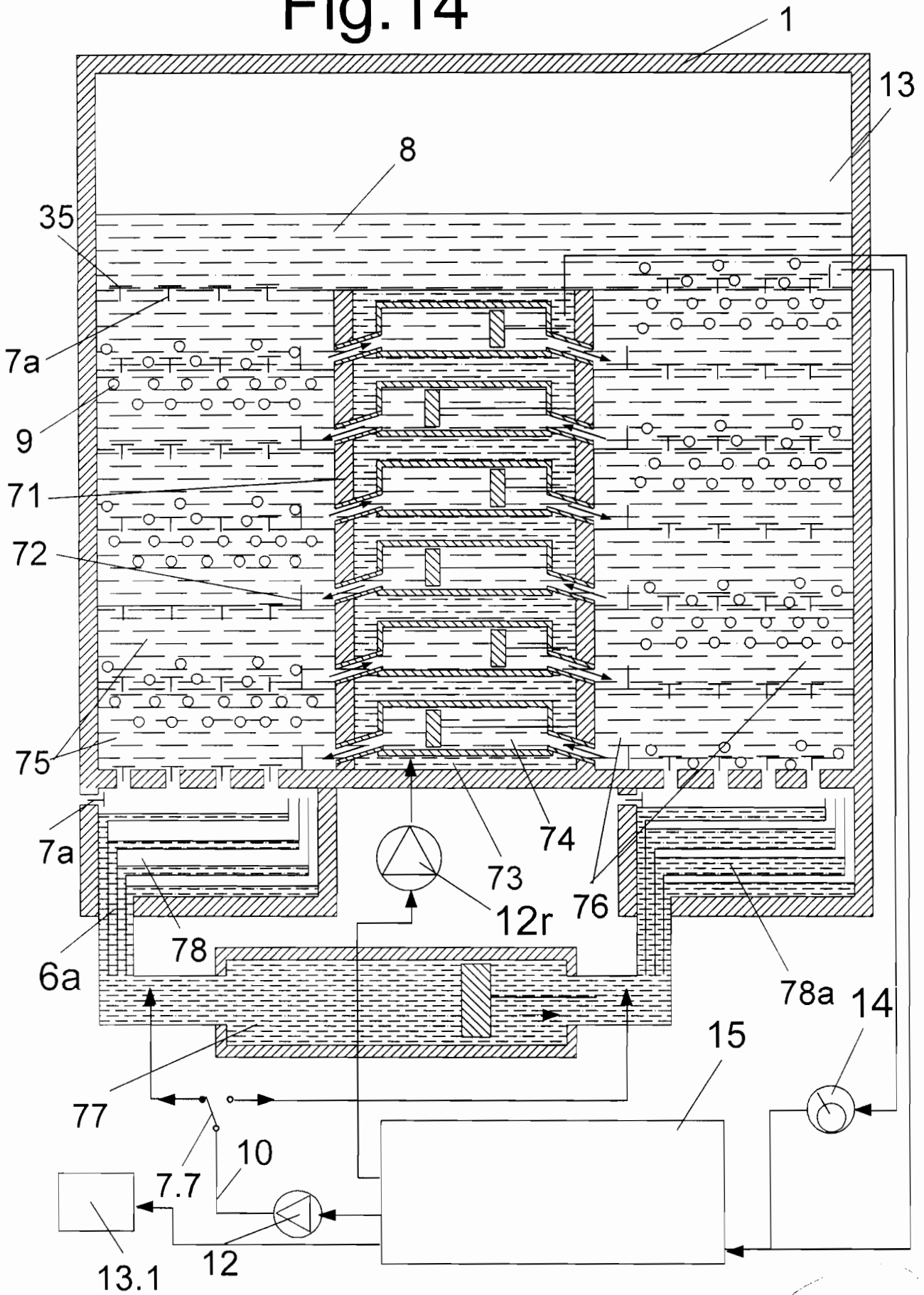
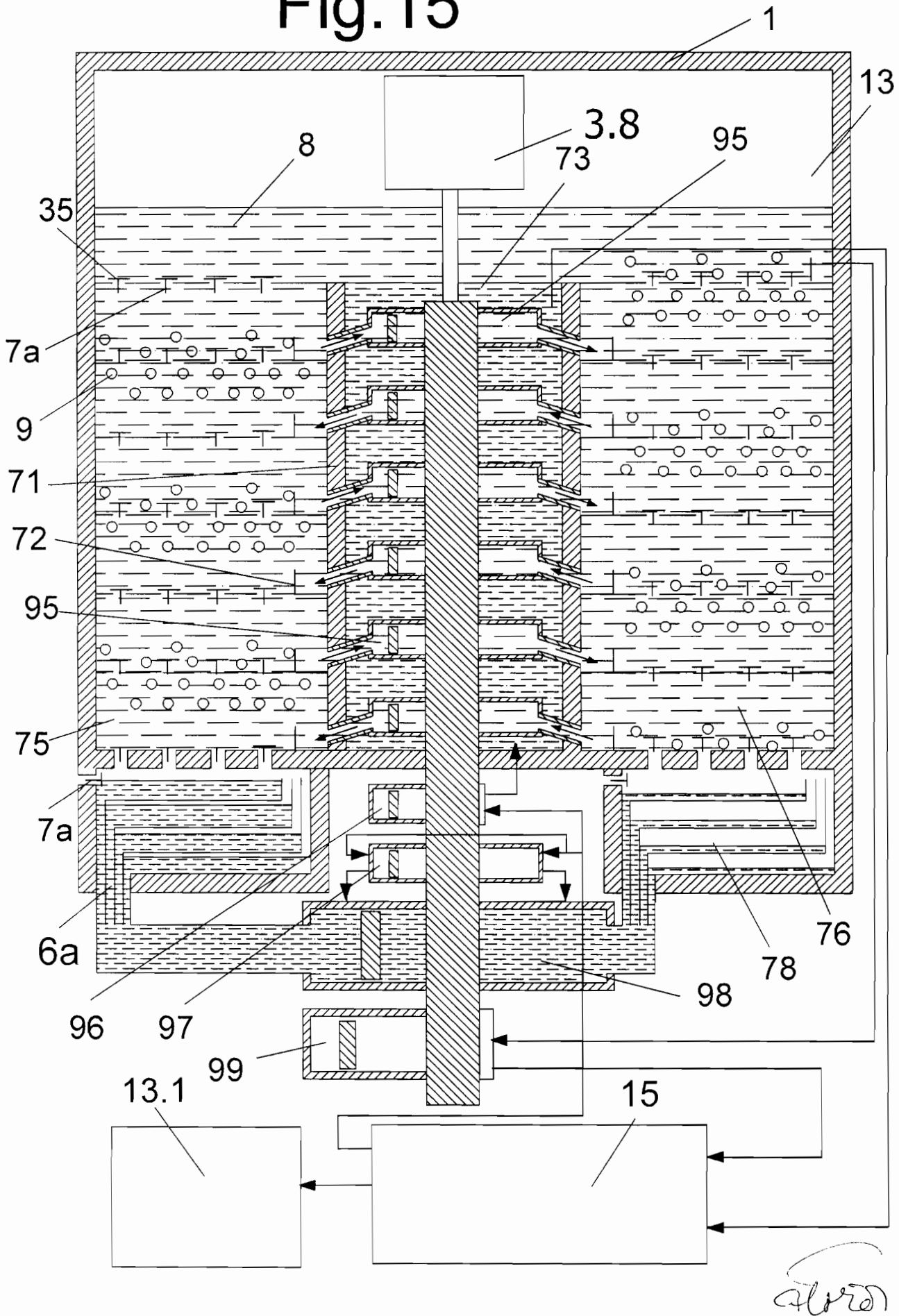


Fig.14



Shree

Fig.15



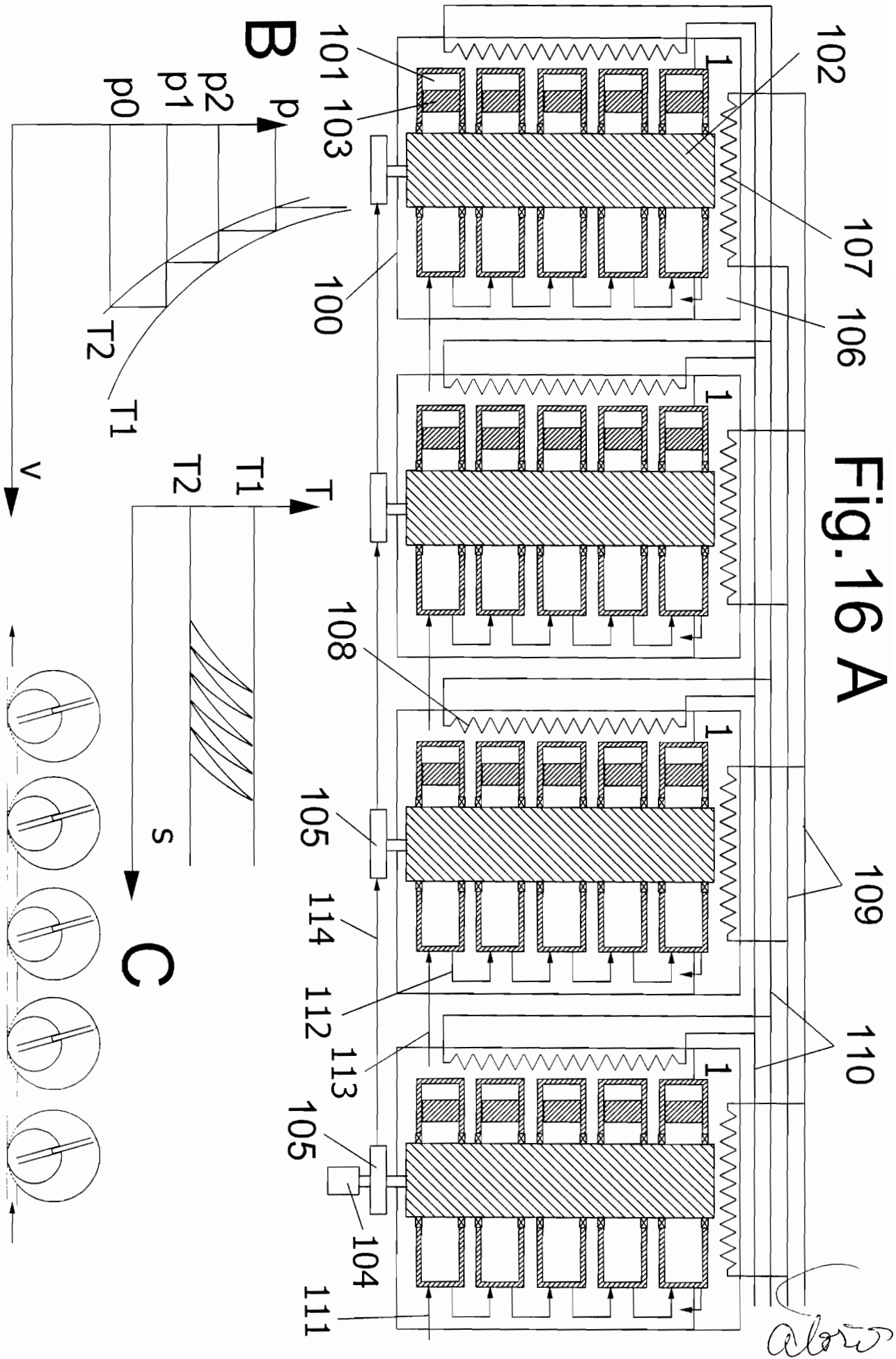
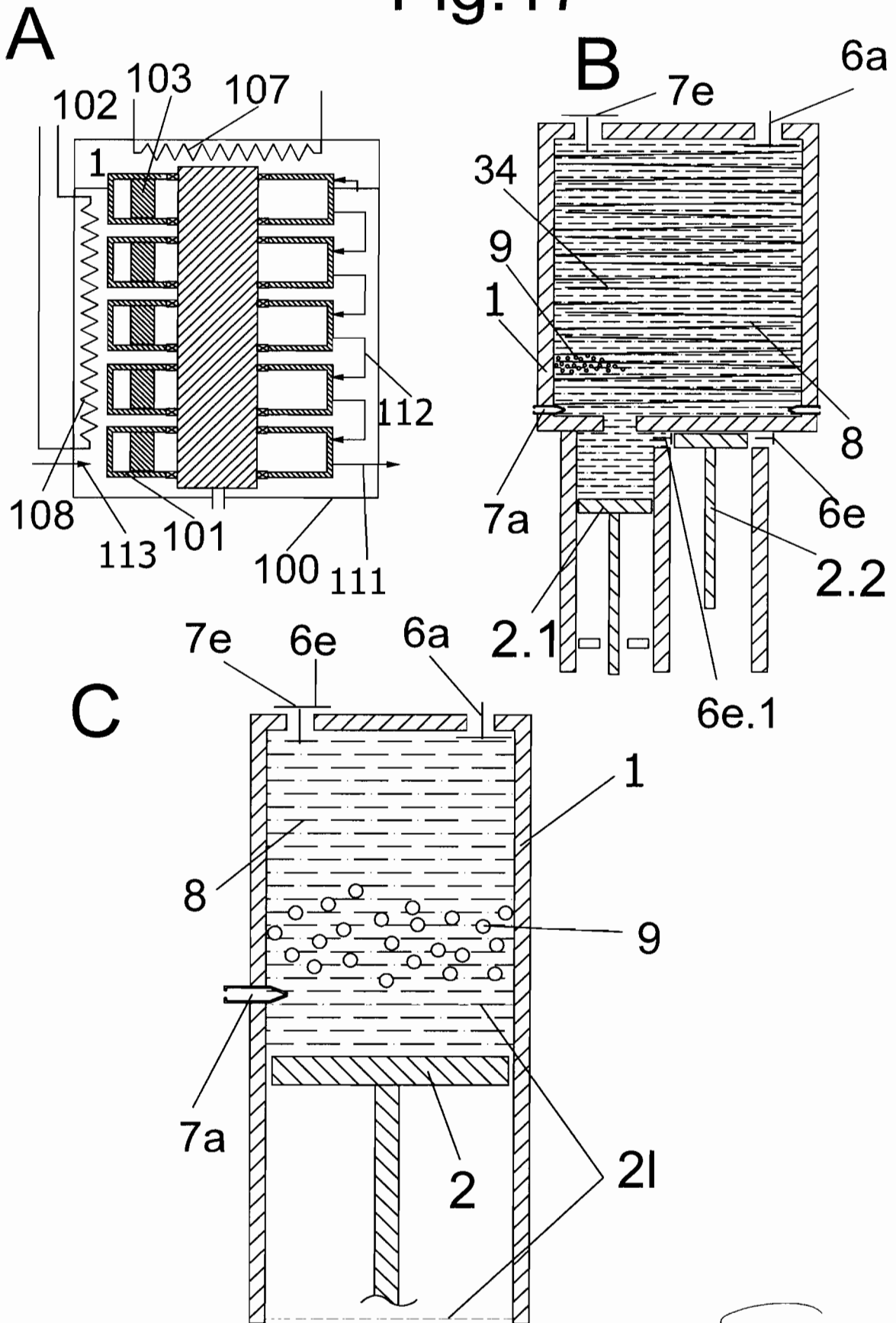


Fig. 16 A

alor

Fig.17



gbr